



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

Trabajo Fin de Grado
CURSO 2020/2021

PETROLERO (TANQUE CRUDOS) 250000 TPM

GENO-2020-02

Grado en Ingeniería Naval y Oceánica

ALUMNA/O

Minerva Rivas Cabanas

TUTORAS/ES

Raúl Villa Caro

FECHA

JUNIO 2021

1 TÍTULO Y RESUMEN

1.1 Castellano

El buque que se proyectará en este trabajo es uno para el transporte de un gran volumen de crudo, un petrolero de crudo VLCC, cuya característica principal es su capacidad de carga máxima de 275000 toneladas de peso muerto, según la RPA. En estos cuadernos se recoge el proceso completo de diseño, construcción y evaluación económica desarrollado para la obtención de dicho buque.

1.2 Galego

O buque que se proxecta neste traballo é un para o transporte dun gran volume de crudo, un petroleiro de crudo VLCC, cuxa característica principal é a súa capacidade de carga máxima, dada pola RPA, 275000 toneladas de peso morto. Nestes cadernos recóllese o proceso completo de diseño, construción e avaliación económica desenrolado para a obtención de dito buque.

1.3 English

The ship that will be projected in this work is one for the transport of a large volume of crude, a very large crude oil tanker (VLCC), whose main characteristic is its maximum load capacity of 275,000 deadweight tons, according to the PAR. These notebooks collect the complete process of design, construction and economic evaluation developed to obtain the mentioned ship.



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2020/2021**

PETROLERO (TANQUE CRUDOS) 250000 TPM

Grado en Ingeniería Naval y Oceánica

Cuaderno 10:

DEFINICIÓN DE LA PLANTA PROPULSORA Y SUS AUXILIARES



**SIMULTANEIDAD DE GRADO EN INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA E
INGENIERÍA MECÁNICA**

TRABAJO FIN DE GRADO

CURSO 2020-2021

PROYECTO NÚMERO

TIPO DE BUQUE: Petrolero (tanque de crudos)

CLASIFICACIÓN, COTA Y REGLAMENTOS DE APLICACIÓN: DNV, SOLAS, MARPOL

CARACTERÍSTICAS DE LA CARGA: 275000 toneladas de peso muerto

VELOCIDAD Y AUTONOMÍA: 15.5 nudos en condiciones de servicio. 20000 millas a velocidad de servicio.

SISTEMAS Y EQUIPOS DE CARGA / DESCARGA: Bombas para carga y descarga de tanques.

PROPULSIÓN: Motor diésel acoplado a una hélice de paso fijo.

TRIPULACIÓN Y PASAJE: 36 personas distribuidas en camarotes individuales y dobles.

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

Ferrol, 04 de Octubre de 2020

ALUMNO/A: **D^a Minerva Rivas Cabanas**

CONTENIDO

1 Título y Resumen.....	
1.1 Castellano.....	
1.2 Galego.....	
1.3 English.....	
Contenido	1
1 Introducción	3
2 Justificación del motor propulsor	4
3 Justificación de la potencia	6
4 Justificación de la autonomía	7
5 Consumos del motor.....	8
5.1 Consumos de FO.....	8
5.1.1 Volumen tanque de uso diario	9
5.1.2 Volumen tanque sedimentación.....	9
5.1.3 Volumen del tanque de Diésel	9
5.1.4 Volumen del tanque de aceite de lubricación.....	9
6 Equipos y servicios auxiliares a la propulsión.....	11
6.1 Sistema de refrigeración	11
6.1.1 Circuito de baja temperatura.....	13
6.1.2 Circuito de alta temperatura.....	18
6.1.3 Enfriador de aire de sobrepresión	20
6.1.4 Enfriador de aceite de lubricación.....	20
6.1.5 Tratamiento de agua de refrigeración	21
6.2 Sistema de combustible	22
6.2.1 Tanques de sedimentación.....	23
6.2.2 Tanques de uso diario	23
6.2.3 Separadores de F.O.	23
6.2.4 Bomba de suministro de FO	24
6.2.5 Bomba de circulación de FO.....	25
6.2.6 Bomba de trasiego.....	25
6.2.7 Precalentadores.....	26
6.2.8 Filtros.....	26
6.3 Sistema de lubricación	27
6.3.1 Bomba de aceite de lubricación	28
6.3.2 Intercambiador de calor	30

6.3.3 Separadora.....	31
6.3.4 Válvula de control de temperatura de aceite	31
6.3.5 Filtros de aceite lubricante	31
6.3.6 Purgado del sistema	32
6.3.7 Sistema de lubricación de los cilindros	32
6.4 Servicio de aire de arranque y control.....	32
6.4.1 Compresores de aire de arranque	33
6.4.2 Botellas de aire de arranque	34
6.4.3 Estación de reducción para control y seguridad del aire	34
6.5 Sistema de exhaustación	34
7 PLANTA GENERADORA.....	37
7.1 Planta generadora principal	37
7.2 Planta generadora de emergencia	40
8 DIAGRAMA UNIFILAR ELÉCTRICO	42
8.1 Descripción del diagrama unifilar	42
9 Disposición preliminar de la cámara de máquinas	44
10 Bibliografía	45
11 Anexo I: PLANOS	46

1 INTRODUCCIÓN

El objetivo de este cuaderno es la descripción de la planta propulsora y la planta auxiliar del buque a proyectar, es decir, diseñar su cámara de máquinas. Además, se definirán los equipos y servicios auxiliares a la propulsión y se realizarán las estimaciones de consumo y autonomía.

Las parámetros y dimensiones característicos, obtenidos mediante el desarrollo de cuadernos previos son los siguientes:

L total (m)	309.05
Lpp (m)	302.9
Manga (m)	56.5
Puntal (m)	29.4
Calado (m)	21.9
Cb	0.865
Cm	0.989
Cp	0.875
Cwp	0.934
Δ (t)	339242
TPM	275000
BHP (kW)	37680
Superficie mojada (m²)	27623.15
Superficie flotación (m²)	16302.609
Velocidad (nudos)	15.5
Peso en Rosca (t)	46496

Se lleva a cabo un estudio del motor propulsor seleccionado, así como de los elementos y sistemas auxiliares necesarios para la propulsión, detallando la disposición de estos en la cámara de máquinas del buque proyecto. El equipo auxiliar está compuesto por los siguientes servicios:

- Servicio de combustible.
- Servicio de lubricación.
- Servicio de refrigeración.
- Servicio de aire comprimido.
- Sistema de exhaustación.

El proceso que comprende el diseño de la cámara de máquinas se trata de uno iterativo, es por ello que, con el propósito de conseguir que la disposición de la maquinaria cumpla con los requerimientos exigidos, en este cuaderno se lleva a cabo una aproximación preliminar.

Todo lo descrito anteriormente se desarrollará de acuerdo a los requerimientos del SOLAS así como de la sociedad de clasificación, en este caso, DNV.

2 JUSTIFICACIÓN DEL MOTOR PROPULSOR

De acuerdo con lo establecido en el cuaderno VI de este proyecto, los cálculos y la estimación de potencia realizados, la potencia propulsora final demandada por el buque proyectado es de 36261.41 kW.

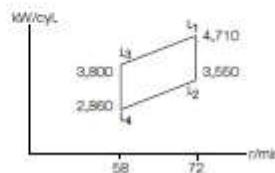
Como ese requiere en la RPA, el motor escogido será uno lento, de 2 tiempos, diésel directamente acoplado a una hélice de paso fijo, el buque a de poder navegar a 15.5 nudos en condiciones de servicio a un régimen del 85% de MCR y con un margen de mar del 15%; en estas condiciones tendrá una autonomía de 10000 millas.

Considerando que el buque proyectado no necesita reductora, y sabiendo que las revoluciones óptimas a las que debe trabajar la hélice son de 65 rpm, se decide instalar el siguiente motor,

MAN B&W G80ME-C10.5

Tier II

Cyl.	L ₁ kW	Stroke: 3,720 mm/L ₁ MEP: 21.0 bar
6	28,260	
7	32,970	
8	37,680	
9	42,390	



MAN B&W G80ME-C10.5-TII

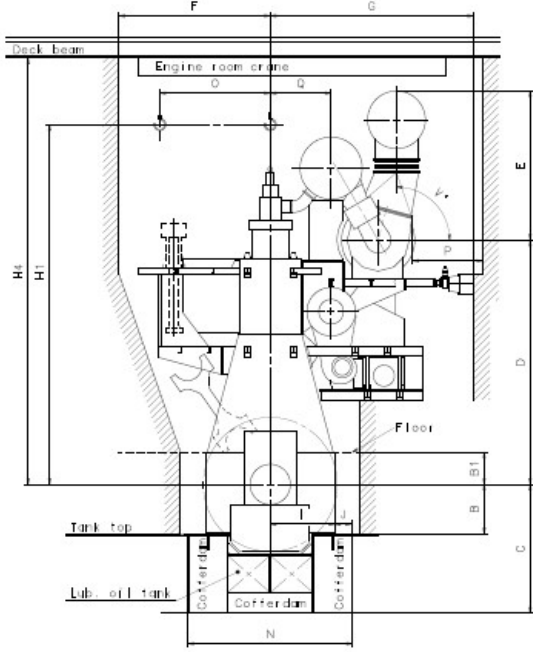
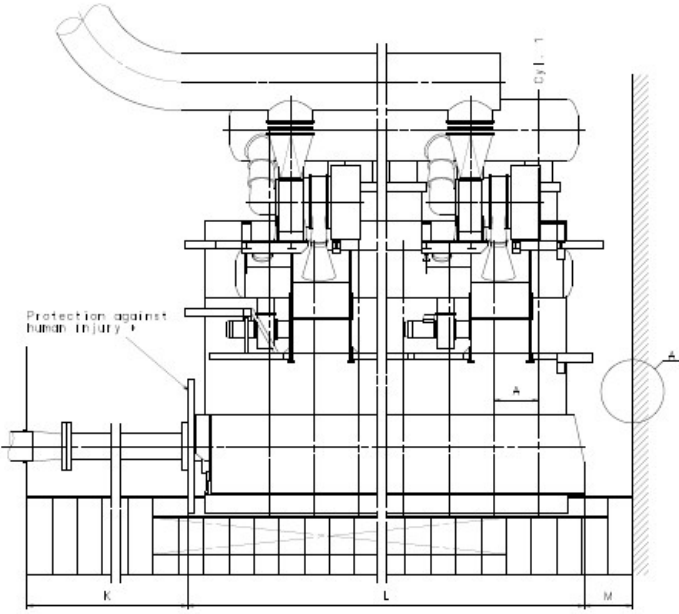
El cual estará provisto de 8 cilindros, trabajando a un régimen de 72 rpm y a una presión de 21 bar. La potencia suministrada por dicho motor es de,

$$BKW = 37680 \text{ kW}$$

Se puede comprobar que se cumple con la potencia mínima requerida por el buque para navegar a la velocidad de servicio.

El peso en seco del motor es de 1115 t, y sus dimensiones son,

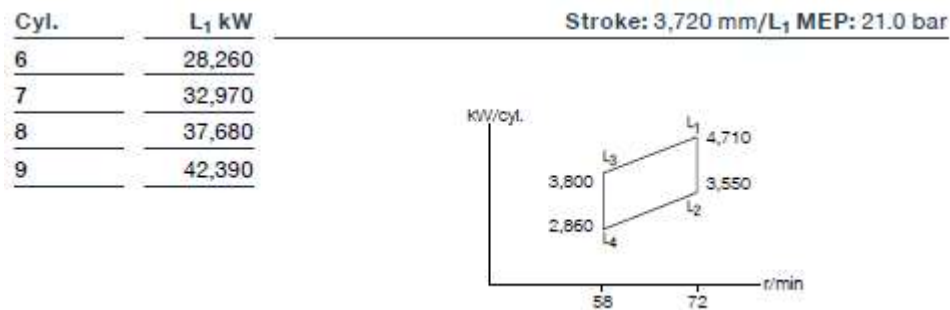
Cyl. No.	6	7	8	8		
A	1400				Cylinder distance. See drawing 'Outline drawing'	
B	2010				Distance from crankshaft centre line to foundation. See drawing 'Engine seating'	
C	4685	4730	4795	4860	The dimension includes a cofferdam of 600 mm and must fulfil minimum height to tank top according to classification rules. See drawing 'Lub. oil bottom tank'	
D *	10080	10080	10080	10080	MAN Diesel TCA	
	9665	9665	9665	9767	ABB A100-L/A200-L	Dimensions according to turbocharger choice at nominal MCR in Tier II mode. See drawing 'Outline drawing' for the specified dimensions in Tier II or III mode.
	-	9795	9795	10040	Mitsubishi MET	
E *	See text				Height of exhaust pipe is according to engine room design.	
F	See text				See drawing: 'Engine Top Bracing', if top bracing fitted on camshaft side	
G	6275	6075	6075	6275	MAN Diesel TCA	
	5875	5875	5875	6075	ABB A100-L/A200-L	The required space to the engine room casing includes mechanical top bracing. Dimensions according to turbocharger choice at nominal MCR in Tier II mode. See drawing 'Top bracing' for the specified dimensions in Tier II or III mode.
	-	6075	6075	6375	Mitsubishi MET	
H1 *	16100				Minimum overhaul height, normal lifting procedure. See drawing 'Engine room crane'	
H4 *	15825				Minimum overhaul height, normal lifting procedure, with MAN B&W Double Jib Crane. See drawing 'Engine room crane'	
I	2660				Length from crankshaft centre line to outer side bedplate. See drawing 'Engine seating'	
J	510				Space for tightening control of holding down bolts. See drawing 'Engine seating'	
K	See text				K must longer than the propeller shaft, if the propeller shaft is to be drawn into the engine room	
L *	12410	12629	15045	16445	Minimum length of a basic engine, without 2 nd order moment compensators. See drawing 'Outline drawing'	
M	= 800				Free space in front of engine	
N	6030				Distance between outer foundations girders. See drawing 'Engine seating'	
O	3025				Minimum crane operation area. See drawing 'Outline drawing'	
P	See text				See drawing 'Crane beam for Turbocharger' for overhaul of turbocharger	
Q	See text				Recommended crane operation area. See drawing 'Outline drawing'	
V	0°, 15°, 30°, 45°, 60°, 75°				Maximum 30° when engine room has minimum headroom above the turbocharger	



3 JUSTIFICACIÓN DE LA POTENCIA

En este apartado se comprueba que la potencia dada por el fabricante se ajusta a la que realmente puede proporcionar el motor. Para ello, partiendo de la presión media efectiva, las revoluciones del motor y el volumen de los cilindros, se calcula la potencia por cilindro.

Según los datos del fabricante, el motor entrega una potencia por cilindro de 3800 kW/cyl.



Mediante la expresión del libro “Máquinas para la propulsión de buques”, se puede realizar una comprobación de la potencia obtenida,

$$Nb = \frac{Pe * \frac{\pi * D^2}{4} * L * n * i}{0.45 * z}$$

Donde,

- $Pe = 21 \text{ bar}$ es la potencia media efectiva.
- $D = 0.80 \text{ m}$ es el diámetro del cilindro.
- $L = 3.72 \text{ m}$ es la carrera del pistón.
- $n = 72 \text{ rpm}$ es el número de revoluciones.
- $i = 8$ es el número de cilindros.
- $z = 1$ es el número de revoluciones por ciclo correspondiente a los motores de dos tiempos.

Entonces la potencia efectiva de la condición de MCR es,

$$Nb = \frac{21 * \frac{\pi * 0.80^2}{4} * 3.72 * 72 * 8}{0.45 * 1} = 50262.27 \text{ BHP} = 37480.57 \text{ kW}$$

Esto se ajusta, con cierto margen, al dato suministrado por el fabricante (37680 kW).

4 JUSTIFICACIÓN DE LA AUTONOMÍA

El barco proyectado está destinado a cubrir la ruta desde África (Nigeria, Libia, Angola...) a Europa, es decir, unas 10000 millas de forma aproximada, aplicando ya un pequeño margen por seguridad. La velocidad de servicio es de 15.5 nudos.

Para que el buque pueda cumplir esta exigencia es necesario que los tanques identificados en cuadernos anteriores tengan la capacidad suficiente para dar cabida a los consumos necesarios para las millas de navegación sin la necesidad de repostar.

$$Autonomía = \frac{\text{millas}}{\text{velocidad} * 24} = \frac{10000}{15.5 * 24} = 27 \text{ días}$$

5 CONSUMOS DEL MOTOR

A continuación, se procede a la comprobación de que la capacidad de los tanques instalados en el buque proyectado cumple las necesidades requeridas para cubrir la autonomía exigida por los RPA sin la obligación de hacer paradas para repostar.

Se recuerda la capacidad de los tanques de consumos instalados:

	VOLUMEN (m ³)
	Capacidad real
Tanques de carga	310466.899
Tanques de lastre	68010.652
Tanques Slop	6041.272
Tanque Agua Dulce	790.272
Tanque Agua Técnica	790.272
Tanque Almacén FO	4225.762
Tanque Sedimentación	114.094
Tanque Uso Diario Diésel	239.506
Tanque Uso Diario FO	148.176
Tanque de Aceite	576.24
Tanque de lodos	348.853
Tanque de derrames	129.999
Tanque de aguas grises y negras	528.344

5.1 Consumos de FO

El volumen de los tanques de fuel debe ser tal que se pueda proporcionar al motor principal la autonomía requerida.

Para el cálculo del consumo del motor principal se consideran las siguientes condiciones ISO,

- Temperatura del aire ambiente de 25 °C.
- Presión atmosférica de 1000 mbar.
- Temperatura del agua de mar de 25 °C.
- Poder calorífico inferior del combustible de 42707 kcal/kg.

Siguiendo la “Project Guide” del motor elegido para la instalación, se observa que su consumo es de 164 g/kWh.

Además, para el cálculo de combustible, se han de tener en cuenta los siguientes parámetros,

- Autonomía: 10000 millas.
- Consumo específico de fuel (Cep): 164 g/kWh.
- Velocidad de servicio: 15.5 nudos.
- Potencia requerida: 36261.41 kW.
- Densidad fuel oil ($\rho_{fuel\ oil}$): 0.94 t/m³

Por tanto, el volumen mínimo requerido para el tanque de FO,

$$V_{fuel\ oil} = \frac{c_{ep} * Pot * Autonomía}{Vs * 10^6 * \rho_{fuel\ oil}} = \frac{164 * 36261.41 * 10000}{15.5 * 10^6 * 0.94} = 4081.6\ m^3$$

Al observar la tabla anterior, se observa que se cumple con el volumen necesario de Fuel Oil.

5.1.1 Volumen tanque de uso diario

El tanque ha de tener la capacidad suficiente para para alimentar el motor principal durante 24 horas. Por lo que, su volumen es:

$$V_{fuel\ oil\ uso\ diario} = \frac{c_{ep} * Pot * 24\ horas}{10^6 * \rho_{fuel\ oil}} = \frac{164 * 36261.41 * 24}{10^6 * 0.94} = 151.84\ m^3$$

5.1.2 Volumen tanque sedimentación

El fin de este tanque es segregar por sedimentación las partículas más pesadas del Fuel Oil, obteniendo así una refinación de este, que tras haber pasado por este proceso se trasiega a los tanques de consumo diario.

Para el cálculo de su volumen, se tendrá en cuenta que tenga espacio suficiente para cubrir 18 horas de funcionamiento del motor principal.

$$V_{fuel\ oil\ uso\ diario} = \frac{c_{ep} * Pot * 18\ horas}{10^6 * \rho_{fuel\ oil}} = \frac{164 * 36261.41 * 18}{10^6 * 0.94} = 113.88\ m^3$$

5.1.3 Volumen del tanque de Diésel

El motor principal es alimentado por Fuel-Oil, en cambio, existen escenarios en los que se requiere la utilización de Diésel-Oil. Algunos de estos casos podrían ser el arranque en frío, la reparación del sistema de fuel o antes de una parada larga para el mantenimiento de las tuberías. Para los casos expuestos anteriormente, se dispone de un tanque de Diésel Oil con capacidad suficiente.

Para la disposición del tanque se usa como referencia la base de datos de buques de este proyecto; por lo tanto, se decide colocar dos tanques de DO de uso diario con un volumen de:

$$V_{diésel\ oil} = 119\ m^3\ cada\ uno\ de\ ellos$$

5.1.4 Volumen del tanque de aceite de lubricación

Según el fabricante el consumo de aceite es de 0.65 g/kWh que al régimen de 85% se queda en 0.7 g/kWh.

$$\begin{aligned} Consumo\ aceite &= \frac{0.65\ g}{kWh} * \frac{1\ t}{1000000\ g} * 36261.41\ kW * \frac{20000\ millas}{15.5\ nudos * 24\ horas} = 30.41\ t/h \\ &= 1.26\ t/día \end{aligned}$$

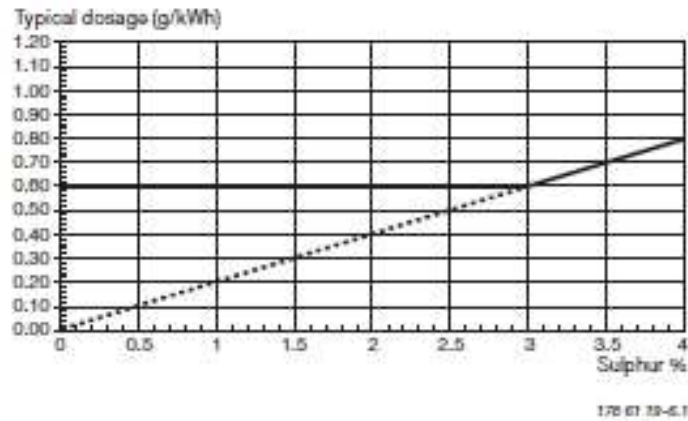


Fig. 9.02.01a: $FRF = 0.20 \text{ g/kWh} \times S\%$ and BN 100 cylinder oil – average consumption less than 0.65 g/kWh

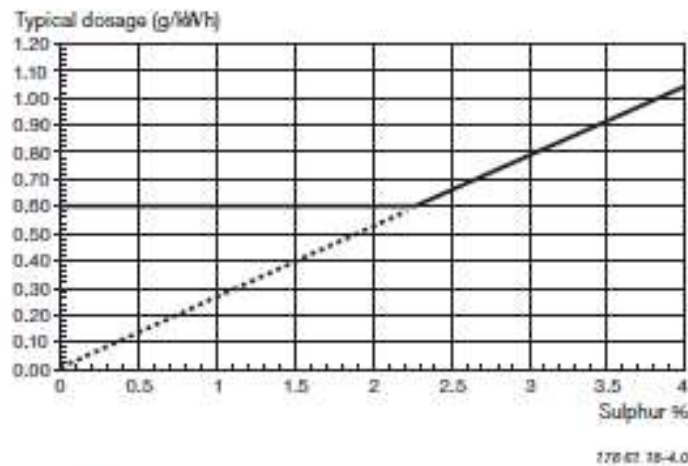


Fig. 9.02.01b: $FRF = 0.26 \text{ g/kWh} \times S\%$ and BN 100 cylinder oil – average consumption less than 0.7 g/kWh

Por otra parte, el fabricante dice que el consumo de aceite por cilindro es de 8 kg por día entonces:

$$\text{Aceite cilindro} = \frac{8 \text{ kg}}{\text{día}} * \frac{1 \text{ t}}{1000 \text{ kg}} * \frac{20000 \text{ millas}}{15.5 \text{ nudos} * 24 \text{ horas}} * 8 \text{ cilindros} = 3.44 \text{ t}$$

Entonces, el volumen de aceite sería de,

$$\text{Volumen aceite} = \frac{30.41 + 3.44}{\rho_{\text{aceite}}} = \frac{30.41 + 3.44}{0.92 \text{ t/m}^3} = 36.8 \text{ m}^3$$

El tanque ha sido sobredimensionado debido a su gran relevancia en el conjunto del sistema. Además, se debe disponer de otro tanque de aceite de reserva con las mismas características ya que otros equipos y sistemas a parte del motor principal, necesitarán mantenimiento. Por lo tanto, se colocan dos tanques de aceite de 280 m³ cada uno de ellos.

6 EQUIPOS Y SERVICIOS AUXILIARES A LA PROPULSIÓN

Con la ayuda del “Project Guide” del motor principal seleccionado (MAN B&W G80ME-C10.5-TII), se realiza el diseño y cálculo de los elementos que componen y apoyan al motor principal.

Mediante el análisis de los esquemas y datos de cada componente del sistema, se comprueba el número de bombas, caudal, presión, diámetro y potencia necesaria.

Los equipos principales que forman los sistemas auxiliares de la propulsión son los siguientes,

- Sistema de refrigeración.
- Sistema de combustible.
- Sistema de lubricación.
- Sistema de aire de arranque.
- Sistema de exhaustación.

6.1 Sistema de refrigeración

Este sistema además de evitar el sobrecalentamiento del motor, refrigera el agua de camisas y el aceite. Este sistema debe coger entre un 20 y un 30 por ciento del calor de la combustión, el cual, al tratarse de motores grandes, representa una cifra significativa.

Además de lo anteriormente dicho, la refrigeración de los motores es imprescindible debido a,

- Las altas temperaturas son causantes de la disminución de la resistencia de los materiales.
- Las propiedades lubricantes de los aceites se pierden debido a las altas temperaturas ya que la viscosidad de los aceites es sensible a las altas temperaturas.
- Los cambios de temperatura adquieren también una gran importancia, ya que la irregularidad es causante de distorsiones y esfuerzos térmicos.
- Como contraposición, como consecuencia de temperaturas excesivamente bajas, se aumenta la viscosidad de los aceites lubricantes y combustibles pesados originando ácido sulfúrico en el camino.

El sistema de agua de refrigeración podría representarse de dos formas diferentes,

- Sistema de enfriamiento de agua dulce central con enfriador de una sola etapa de barrido de aire y el circuito de alta temperatura separado.
- Sistema de enfriamiento de agua dulce central con enfriador de una sola etapa de barrido de aire y el circuito de alta temperatura integrado.

El sistema de refrigeración centralizado está compuesto por tres circuitos:

- Circuito de agua salada.
- Circuito de agua dulce a baja temperatura.
- Circuito de agua dulce a alta temperatura para refrigeración de camisas del motor principal.

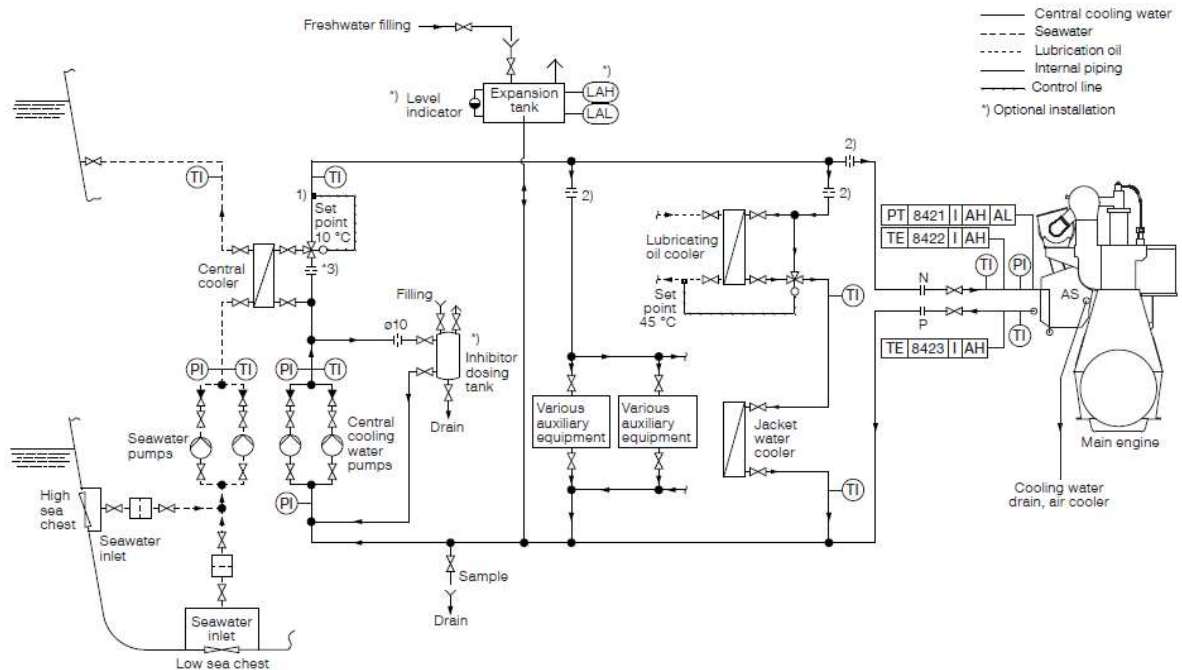
Este sistema presenta las siguientes ventajas:

- Tan solo es necesario un intercambiador de calor refrigerado por agua salada.
- Los demás intercambiadores son refrigerados por agua dulce, y por tanto, el material empleado para su construcción puede ser de menor cose.
- No es necesaria tanta cantidad de tubería no corrosiva.

- Los componentes del sistema, incluyendo los intercambiadores, no requieren tanto mantenimiento.
- El rendimiento del intercambiador de calor es mejorado.

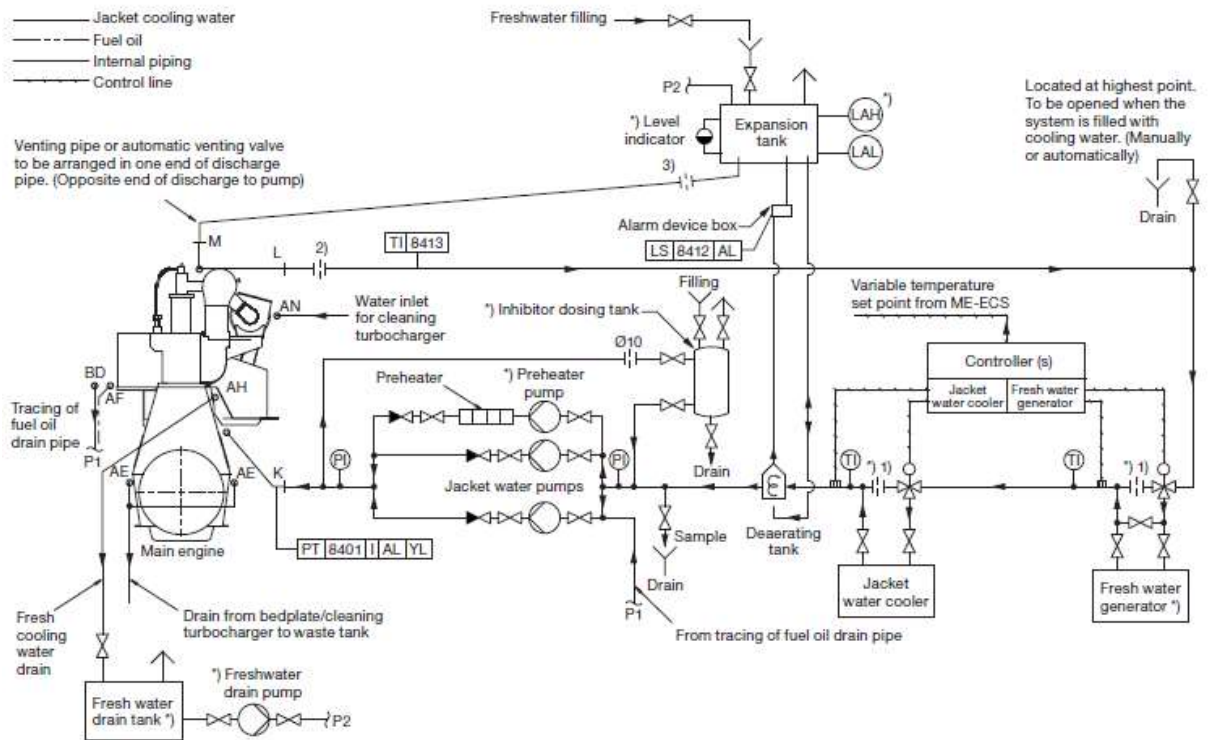
En el sistema de refrigeración centralizado, el agua salada es impulsada mediante bombas a través del enfriador, en donde el agua salada extrae el calor del agua dulce del circuito de baja temperatura.

Según el "Project Guide" del motor instalado, en el circuito de agua dulce de baja temperatura se instala una válvula termostática de tres vías que controla que la temperatura del agua se mantenga por encima de 10 °C. Este circuito se muestra a continuación, y es independiente para refrigeración de camisas.



El agua caliente que proviene de la refrigeración de los cilindros se enfría en el intercambiador de agua de camisas para volver después al motor.

La temperatura de agua refrigerante a la salida del motor se mantiene a 85 °C gracias a una válvula termostática, se combina el agua enfriada con otra que no ha sido refrigerada que no haya pasado por el enfriador de agua de camisas. El circuito se muestra a continuación,



6.1.1 Circuito de baja temperatura

6.1.1.1 Filtro de agua salada

En cada toma de mar se debe disponer de un filtro simple o doble que limpie sin interrumpir el flujo de agua. La dimensión de este filtro debe ser tal que no permita el paso de partículas mayores de 6 mm.

6.1.1.2 Bomba de agua salada

Esta ha de ser de tipo centrífugo y ha de cubrir las necesidades de flujo de agua para el motor con un margen del 10%.

8G80ME-C10.5 at NMCR

High efficiency turbochargers							
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	2
		TCA77-26	A180-L	MET71-MB	TCA77-26	A180-L	MET71-MB
Pumps							
Fuel oil circulation	m ³ /h	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7
Fuel oil supply	m ³ /h	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9
Jacket cooling	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Seawater cooling *	m ³ /h	1,120	1,140	1,150	1,090	1,090	1,090
Main lubrication oil *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central cooling *	m ³ /h	-	-	-	870	880	890
Scavenge air cooler(s)							
Heat diss. app.	kW	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	520	520	520
Seawater flow	m ³ /h	710	710	710	-	-	-
Lubricating oil cooler							
Heat diss. app. *	kW	2,800	2,880	2,940	2,800	2,890	2,940
Lube oil flow *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Jacket water cooling							
Heat diss. app.	kW	4,950	4,950	4,950	4,960	4,960	4,960
Jacket water flow	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Central cooler							
Heat diss. app. *	kW	-	-	-	22,100	22,250	22,300
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	870	880	890
Seawater flow	m ³ /h	-	-	-	1,090	1,090	1,090

Pump pressures and temperatures

The pump heads stated in the table below are for guidance only and depend on the actual pressure drop across coolers, filters, etc. in the systems.

	Pump head, bar	Max. working temp. °C
Fuel oil supply pump	4	100
Fuel oil circulating pump	6	150
Lubricating oil pump	4.8	70
Seawater pump, for seawater cooling system	2.5	50
Seawater pump, for central cooling water system	2.0	50
Central cooling water pump	2.5	80
Jacket water pump	3.0	100

Seawater cooling pumps

The pumps are to be of the centrifugal type.

Seawater flow see 'List of Capacities'
 Pump head 2.0 bar
 Test pressure according to Class rules
 Working temperature, normal 0-32 °C
 Working temperature maximum 50 °C

Esta bomba según el “Project Guide” de MAN, debe tener un caudal de 1090 m³/h, trabajando a una presión de 2 bar (20.4 mca). La temperatura de trabajo normal oscila entre 0 °C y 32 °C, siendo la temperatura máxima de trabajo de 50 °C.

Con estos datos se obtiene la potencia,

$$P_{bomba\ A.S.} = \frac{Q_b * \rho_{AS} * H}{3600 * 75 * \eta}$$

Se toma un rendimiento de 0.7.

$$P_{bomba\ A.S.} = \frac{1090 * 1025 * 20.4}{3600 * 75 * 0.7} = 120.59\ CV = 89.09\ kW$$

Se instalarán dos bombas de agua salada escogidas del catálogo de “SAER Elettropompe” del tipo “Serie NCB/NCBZ” (Norma EN 733) de caudal 550 m³/h, modelo “NCBZ4P 150-400A”, 90 kW.

1450 RPM

Tipo	P2		In (A)	Is / In	U.S.g.p.m. Q m ³ /h l/min	0	880	990	1012	1100	1210	1321	1431	1541	1651	1761	1875	1981	2090	2200	2420	2640	2750	2860	2970	
	kW	HP				0	200	225	230	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475	500	550	600	625	650	675	
NCBZ4P 150-315C	30	40	56	7,5	H (m)	27,5	26,7	26,4	26,3	26	25,5	25,2	24,7	24	23,5	22,6	22,2	20,6	20,2	18,6						
NCBZ4P 150-315B	37	50	72	7		32,4	31,8	31,5	31,4	31	30,4	30	29,5	28	27	26	25,6	24	23,5	21,5	18,1	14,5				
NCBZ4P 150-315A	55	75	101	7		39,5	39,2	39	38,9	38,7	38,2	37,9	37,2	36,6	35,9	35,5	35	33	32,6	31,2	28,8	25,6	23,6	21		
NCBZ4P 150-400C/B	55	75	101	7		45,3	45	44,7	44,6	44,2	43,6	43	42,1	41	39,9	38,6	38,1	35,9	35,2	32,5						
NCBZ4P 150-400C/A	75	100	130	7,5		45,3	45	44,7	44,6	44,2	43,6	43	42,1	41	39,9	38,6	38,1	35,9	35,2	32,5	28,6	24,7	22,3	20		
NCBZ4P 150-400B	75	100	130	7,5		54	53,3	53	52,9	52,5	52	51,5	50,9	50,2	49,6	48,8	48,4	47	46,7	45,3	43,6	41,2	39,8			
NCBZ4P 150-400A	90	125	155	7,6		62,8	62,5	62,4	62,3	62,1	61,5	60,9	60,3	59,7	59	58,2	57,8	56,1	55,6	53,4	50,5	46,8	44,74	42,3	40	

6.1.1.3 Intercambiador central

El intercambiador de calor debe estar fabricado con material resistente al flujo de agua de mar, es decir, resistente a la corrosión. Según el “Project Guide” del motor principal escogido, puede ser de placas o tubular y el fluido frío será en agua de mar, mientras que, el agua caliente será la dulce.

8G80ME-C10.5 at NMCR

High efficiency turbochargers							
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	2
		TCA77-26	A180-L	MET71-MB	TCA77-26	A180-L	MET71-MB
Pumps							
Fuel oil circulation	m ³ /h	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7
Fuel oil supply	m ³ /h	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9
Jacket cooling	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Seawater cooling *	m ³ /h	1,120	1,140	1,150	1,090	1,090	1,090
Main lubrication oil †	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central cooling *	m ³ /h	-	-	-	870	880	890
Scavenge air cooler(s)							
Heat diss. app.	kW	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	520	520	520
Seawater flow	m ³ /h	710	710	710	-	-	-
Lubricating oil cooler							
Heat diss. app. *	kW	2,800	2,880	2,940	2,800	2,890	2,940
Lube oil flow *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Jacket water cooling							
Heat diss. app.	kW	4,950	4,950	4,950	4,960	4,960	4,960
Jacket water flow	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Central cooler							
Heat diss. app. †	kW	-	-	-	22,100	22,250	22,300
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	870	880	890
Seawater flow	m ³ /h	-	-	-	1,090	1,090	1,090

Central cooler

The cooler is to be of the shell and tube or plate heat exchanger type, made of seawater resistant material.

Heat dissipation see 'List of Capacities'
 Central cooling water flow .. see 'List of Capacities'
 Central cooling water temperature, outlet.....36 °C
 Pressure drop on
 central cooling sidemax. 0.7 bar
 Seawater flow see 'List of Capacities'
 Seawater temperature, inlet..... 32 °C
 Pressure drop on
 seawater side..... maximum 1.0 bar

El intercambiador de calor, como se puede observar, debe disipar una cantidad de calor de 22100 kW con un flujo de agua dulce de 870 m³/h. La temperatura de entrada del agua salada es de 32 °C y la temperatura requerida a la salida del agua dulce es de 36 °C.

6.1.1.4 Controlador de temperatura

El sistema de refrigeración de baja temperatura debe ser equipado por una válvula de tres vías, instalada como una válvula de mezcla, que puentea toda o parte del agua dulce al enfriador central.

El sensor estará colocado en la tubería de salida desde la válvula termostática y estará configurado para mantener la temperatura entre un mínimo de 10 °C y un máximo de 36 °C.

6.1.1.5 Bomba de agua dulce para el circuito de baja temperatura

8G80ME-C10.5 at NMCR

High efficiency turbochargers							
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	2
		TCA77-26	A180-L	MET71-MB	TCA77-26	A180-L	MET71-MB
Pumps							
Fuel oil circulation	m ³ /h	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7
Fuel oil supply	m ³ /h	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9
Jacket cooling	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Seawater cooling *	m ³ /h	1,120	1,140	1,150	1,090	1,090	1,090
Main lubrication oil *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central cooling *	m ³ /h	-	-	-	870	880	890
Scavenge air cooler(s)							
Heat diss. app.	kW	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	520	520	520
Seawater flow	m ³ /h	710	710	710	-	-	-
Lubricating oil cooler							
Heat diss. app. *	kW	2,800	2,880	2,940	2,800	2,890	2,940
Lube oil flow *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Jacket water cooling							
Heat diss. app.	kW	4,950	4,950	4,950	4,960	4,960	4,960
Jacket water flow	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Central cooler							
Heat diss. app. *	kW	-	-	-	22,100	22,250	22,300
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	870	880	890
Seawater flow	m ³ /h	-	-	-	1,090	1,090	1,090

Central cooling water pumps

The pumps are to be of the centrifugal type.

Central cooling water
 flow see 'List of Capacities'
 Pump head 2.5 bar
 Delivery pressure depends on location of expansion tank
 Test pressure according to Class rules
 Working temperature 80 °C
 Design temperature 100 °C

Las bombas serán de tipo centrífugo y han de cubrir las necesidades de flujo de agua para el motor con un margen de un 10%.

Esta bomba tiene un caudal de 870 m³/h y trabaja a una presión de 2.5 bar (25.5 mca). La temperatura de trabajo normal es aproximadamente de 80 °C, siendo la temperatura máxima de trabajo de 100 °C.

Con estos datos se obtiene la potencia,

$$P_{bomba\ A.D.} = \frac{Q_b * \rho_{AD} * H}{3600 * 75 * \eta}$$

Se toma un rendimiento de 0.7.

$$P_{bomba\ A.D.} = \frac{870 * 1000 * 25.5}{3600 * 75 * 0.7} = 117.38\ CV = 87.53\ kW$$

Se instalarán dos bombas de agua salada escogidas del catálogo de “SAER Elettropompe” del tipo “Serie NCB/NCBZ” (Norma EN 733) de caudal 450 m³/h, modelo “NCBZ4P 150-400A”, 90 kW.

1450 RPM

Tipo	P2		m (A)	ts / in	U.S.g.p.m.	Q																					
	kW	HP				0	880	990	1012	1100	1210	1321	1431	1541	1651	1761	1871	1981	2090	2200	2420	2640	2750	2860	2970		
						0	200	225	230	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475	500	550	600	625	650	675		
						0	3333	3750	3840	4167	4583	5000	5417	5833	6250	6667	7100	7500	7933	8350	9166	10000	10416	10833	11250		
NCBZ4P 150-315C	30	40	56	7,5	H (m)	27,5	26,7	26,4	26,3	26	25,5	25,2	24,7	24	23,5	22,6	22,2	20,6	20,2	18,6							
NCBZ4P 150-315B	37	50	72	7		32,4	31,8	31,5	31,4	31	30,4	30	29,5	28	27	26	25,6	24	23,5	21,5	18,1	14,5					
NCBZ4P 150-315A	55	75	101	7		39,5	39,2	39	38,9	38,7	38,2	37,9	37,2	36,6	35,9	35,5	35	33	32,6	31,2	28,8	25,6	23,6	21			
NCBZ4P 150-400C/B	55	75	101	7		45,3	45	44,7	44,6	44,2	43,6	43	42,1	41	39,9	38,6	38,1	35,9	35,2	32,5							
NCBZ4P 150-400C/A	75	100	130	7,5		45,3	45	44,7	44,6	44,2	43,6	43	42,1	41	39,9	38,6	38,1	35,9	35,2	32,5	28,6	24,7	22,3	20			
NCBZ4P 150-400B	75	100	130	7,5		54	53,3	53	52,9	52,5	52	51,5	50,9	50,2	49,6	48,8	48,4	47	46,7	45,3	43,6	41,2	39,8				
NCBZ4P 150-400A	90	125	155	7,6	62,8	62,5	62,4	62,3	62,1	61,5	60,9	60,3	59,7	59	58,2	57,8	56,1	55,6	53,4	50,5	46,8	44,74	42,3	40			

6.1.2 Circuito de alta temperatura

6.1.2.1 Bomba de agua dulce para el circuito de alta temperatura

Esta será del tipo centrífugo y su curva de altura debe cumplir que para un incremento de presión de entre el 100 y 110%, su capacidad no debe reducirse en más de un 10%.

8G80ME-C10.5 at NMCR

High efficiency turbochargers							
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	2
		TCA77-26	A180-L	MET71-MB	TCA77-26	A180-L	MET71-MB
Pumps							
Fuel oil circulation	m ³ /h	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7
Fuel oil supply	m ³ /h	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9
Jacket cooling	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Seawater cooling *	m ³ /h	1,120	1,140	1,150	1,090	1,090	1,090
Main lubrication oil *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central cooling *	m ³ /h	-	-	-	670	660	690
Scavenge air cooler(s)							
Heat diss. app.	kW	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	520	520	520
Seawater flow	m ³ /h	710	710	710	-	-	-
Lubricating oil cooler							
Heat diss. app. *	kW	2,800	2,880	2,940	2,800	2,890	2,940
Lube oil flow *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Jacket water cooling							
Heat diss. app.	kW	4,950	4,950	4,950	4,960	4,960	4,960
Jacket water flow	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Central cooler							
Heat diss. app. *	kW	-	-	-	22,100	22,250	22,300
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	670	660	690
Seawater flow	m ³ /h	-	-	-	1,090	1,090	1,090

Jacket water cooling pump

The pumps are to be of the centrifugal type.

Pump flow rate/Jacket water

flow see 'List of Capacities'

Pump head (see below note).....3.0 bar

Delivery pressuredepends on location of the expansion tank

Test pressure.....according to Class rules

Working temperature 85 °C

Max. temperature (design purpose)..... 100 °C

Su caudal es de 270 m³/h y trabaja a una presión de 3 bar (30.6 mca). La temperatura de trabajo normal es aproximadamente de 85 °C, siendo la temperatura máxima de trabajo de 100 °C.

Por tanto, su potencia es,

$$P_{bomba A.D.} = \frac{Q_b * \rho_{AD} * H}{3600 * 75 * \eta}$$

Se toma un rendimiento de 0.7.

8G80ME-C10.5 at NMCR

High efficiency turbochargers							
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	2
		TCA77-26	A180-L	MET71-MB	TCA77-26	A180-L	MET71-MB
Pumps							
Fuel oil circulation	m ³ /h	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7
Fuel oil supply	m ³ /h	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9
Jacket cooling	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Seawater cooling *	m ³ /h	1,120	1,140	1,150	1,090	1,090	1,090
Main lubrication oil *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central cooling *	m ³ /h	-	-	-	670	660	690
Scavenge air cooler(s)							
Heat diss. app.	kW	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	520	520	520
Seawater flow	m ³ /h	710	710	710	-	-	-
Lubricating oil cooler							
Heat diss. app. *	kW	2,800	2,880	2,940	2,800	2,890	2,940
Lube oil flow *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Jacket water cooling							
Heat diss. app.	kW	4,950	4,950	4,950	4,960	4,960	4,960
Jacket water flow	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Central cooler							
Heat diss. app. *	kW	-	-	-	22,100	22,250	22,300
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	670	660	690
Seawater flow	m ³ /h	-	-	-	1,090	1,090	1,090

6.1.5 Tratamiento de agua de refrigeración

Con el propósito de minimizar el riesgo de funcionamiento incorrecto, se debe instalar el mínimo número de válvulas posible.

Para asegurar que el motor marche de forma fiable, se debe tratar el agua dulce de refrigeración. Para ello, se usa agua totalmente desmineralizada o condensada. En una situación de emergencia y durante un tiempo limitado, se puede emplear agua potable normal, posteriormente se debe drenar el motor y volver a llenar el circuito con agua tratada.

Por otra parte, el agua empleada debe ser tratada con un inhibidor de corrosión apropiado para la prevención del ataque de esta, la formación de lodos y los depósitos de sarro. Es por ello que no se deben emplear tuberías de acero internamente galvanizadas, se evita la aparición de lodos.

6.2 Sistema de combustible

El buque aquí proyectado operará utilizando HFO, y podría usar en ocasiones puntuales, si así es requerido, MDO.

Debido al uso de combustibles pesados, la instalación es más compleja. Este combustible presenta una viscosidad elevada, causa por la cual no es siempre posible que fluya por gravedad. Para solucionar este inconveniente, se dispone de calefacción en los tanques que provoca la disminución de la viscosidad.

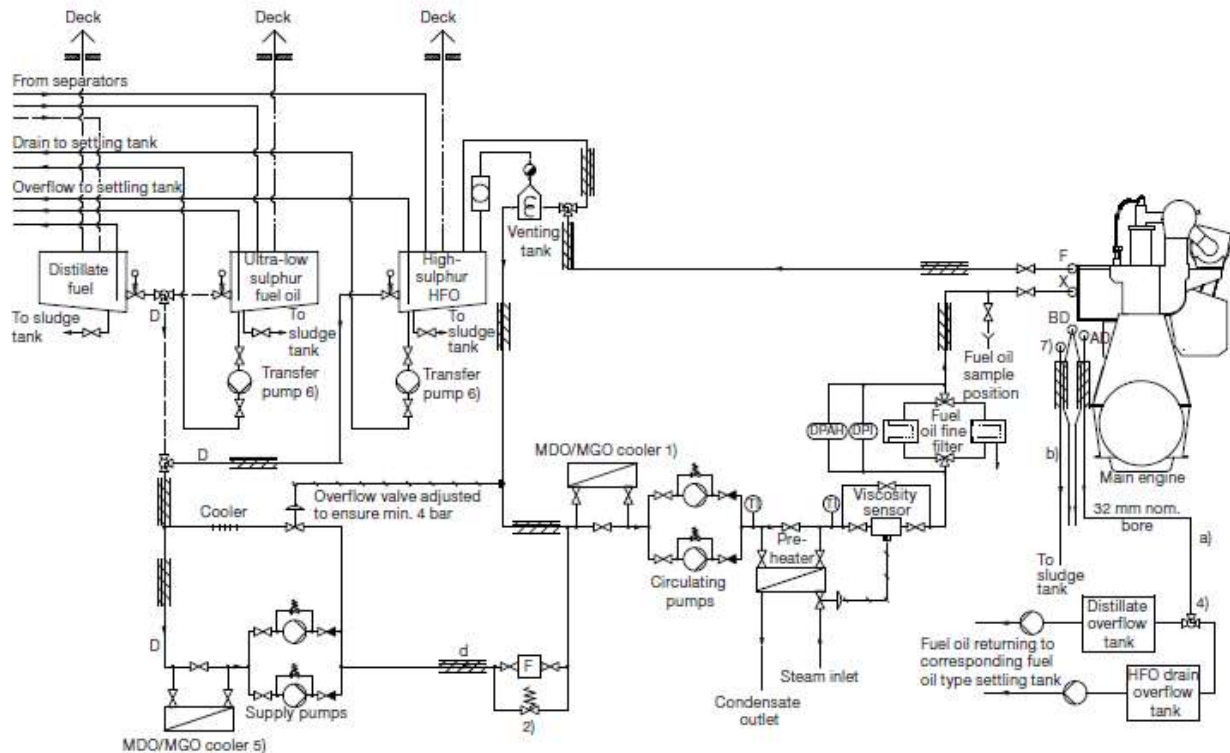
Antes de ser vertido en los tanques de uso diario, el combustible pasa por los tanques de sedimentación, con el fin de limpiar sus lodos; además, es necesario instalar sistemas de depuración centrífugo o similares para extraer agua y otros residuos.

Las características que debe presentar el Fuel Oil para poder ser quemado por el motor principal seleccionado se recogen en la siguiente tabla del manual,

Guiding specification (maximum values)		
Density at 15 °C	kg/m ³	≤ 1.010*
Kinematic viscosity at 100 °C	cSt	≤ 55
at 50 °C	cSt	≤ 700
Flash point	°C	≥ 60
Pour point	°C	≤ 30
Carbon residue	% (m/m)	≤ 20
Ash	% (m/m)	≤ 0.15
Total sediment potential	% (m/m)	≤ 0.10
Water	% (v/v)	≤ 0.5
Sulphur	% (m/m)	≤ 4.5
Vanadium	mg/kg	≤ 450
Aluminum + Silicon	mg/kg	≤ 60
Equal to ISO 8217:2010 - RMK 700 / CIMAC recommendation No. 21 - K700		
* Provided automatic clarifiers are installed		
m/m = mass		v/v = volume

A continuación, se muestra el esquema del sistema de Fuel Oil obtenido del "Project Guide" del motor MAN escogido,

Fuel Oil System



6.2.1 Tanques de sedimentación

El proceso de sedimentación depende del área de superficie del tanque dispuesto para tal fin con respecto a la variación de viscosidad, temperatura y densidad; suele ser un proceso muy lento debido a la diferencia de densidades del agua y los sedimentos de combustible. Por tanto, estos tanques se calientan en una amplia superficie permitiendo una mejor sedimentación que los que de superficies menores.

6.2.2 Tanques de uso diario

Estos tanques presentan unas características parecidas a las de los tanques de sedimentación. Además, estos disponen de una válvula de cierre automático para la purga de lodos, un equipo de control del nivel y otras válvulas de accionamiento remoto para la regulación de la descarga al separador y a los sistemas de motor.

6.2.3 Separadores de F.O.

Según el manual del motor, los separadores han de ser del tipo autolimpiable centrífugo ya sea con descarga total o parcial. Además, MAN Energy Solutions recomienda también el uso de separadores de alta temperatura, incrementando así su eficiencia.

En el buque proyectado se instalarán dos separadores centrífugos, uno de ellos de respecto, pero que puede ser empleado para mejorar el resultado de separación.

El separador debe ser capaz de tratar aproximadamente 0.23 l/kWh de aceite, lo que supone para una potencia de 36261.41 kW ,

$$Q = \frac{0.23l}{kWh} * 36261.41kW = 8340.12 l/h$$

Esta capacidad incluye márgenes por,

- El contenido de agua en el Fuel Oil.
- Posible presencia de lodos, ceniza y otras impurezas en el Fuel Oil.
- Aumento del consumo de Fuel Oil debido a condiciones de uso distintas a las ISO estándar.
- Aumento de consumo de Fuel Oil debido a operaciones de mantenimiento y limpieza.

La potencia de los separadores se puede estimar igual a los del buque de referencia, es decir,

$$P = 35 kW$$

6.2.4 Bomba de suministro de FO

Se instalan dos bombas de suministro de tipo tornillo de desplazamiento con un margen de capacidad del 0 al 15%.

El caudal de estas será de $9.9 m^3/h$ a una presión de funcionamiento de 4 bar (40.8 mca), según las tablas siguientes,

8G80ME-C10.5 at NMCR

		High efficiency turbochargers					
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	2
		TCA77-26	A180-L	MET71-MB	TCA77-26	A180-L	MET71-MB
Pumps							
Fuel oil circulation	m ³ /h	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7
Fuel oil supply	m ³ /h	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9
Jacket cooling	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Seawater cooling *	m ³ /h	1,120	1,140	1,150	1,090	1,090	1,090
Main lubrication oil *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central cooling *	m ³ /h	-	-	-	670	660	690

Fuel oil supply pump

This is to be of the screw or gear wheel type.

Fuel oil viscosity, specified....up to 700 cSt at 50 °C
 Fuel oil viscosity, maximum 700 cSt
 Fuel oil viscosity, minimum 2 cSt
 Pump head4 bar
 Fuel oil flow see 'List of Capacities'
 Delivery pressure4 bar
 Working temperature, maximum 110 °C *)

Con estos datos se obtiene la potencia,

$$P_{bomba\ suministro\ FO} = \frac{Q_b * \rho_{FO} * H}{3600 * 75 * \eta}$$

Se toma un rendimiento de 0.7 y una densidad de FO de $0.94 t/m^3$.

$$P_{bomba\ suministro\ FO} = \frac{9.9 * 940 * 40.8}{3600 * 75 * 0.7} = 2.01 CV = 1.5 kW$$

6.2.5 Bomba de circulación de FO

Se instalan dos bombas de suministro de tipo tornillo de desplazamiento con un margen de capacidad del 0 al 15%.

El caudal de estas será de $18.7 \text{ m}^3/\text{h}$ a una presión de funcionamiento de 6 bar (61.18 mca), según las tablas siguientes,

8G80ME-C10.5 at NMCR

High efficiency turbochargers							
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	2
		TCA77-26	A180-L	MET71-MB	TCA77-26	A180-L	MET71-MB
Pumps							
Fuel oil circulation	m ³ /h	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7
Fuel oil supply	m ³ /h	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9
Jacket cooling	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Seawater cooling *	m ³ /h	1,120	1,140	1,150	1,090	1,090	1,090
Main lubrication oil *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central cooling *	m ³ /h	-	-	-	670	660	690

Fuel oil circulating pump

This is to be of the screw or gear wheel type.

Fuel oil viscosity, specified....up to 700 cSt at 50 °C
 Fuel oil viscosity normal..... 20 cSt
 Fuel oil viscosity, maximum 700 cSt
 Fuel oil viscosity, minimum 2 cSt
 Fuel oil flow see 'List of Capacities'
 Pump head.....6 bar
 Delivery pressure10 bar
 Working temperature 150 °C

Con estos datos se obtiene la potencia,

$$P_{bomba\ circulación\ FO} = \frac{Q_b * \rho_{FO} * H}{3600 * 75 * \eta}$$

Se toma un rendimiento de 0.7 y una densidad de FO de 0.94 t/m^3 .

$$P_{bomba\ circulación\ FO} = \frac{18.7 * 940 * 61.18}{3600 * 75 * 0.7} = 5.69 \text{ CV} = 4.24 \text{ kW}$$

6.2.6 Bomba de trasiego

Su finalidad es trasladar el combustible desde los tanques almacén hasta los tanques de sedimentación. Se instalan dos unidades, una de ellas funcionando de reserva.

Cada una de las bombas es dimensionada de forma que se puedan llenar los tanques de sedimentación en 2 horas con una presión de funcionamiento de 4 bar (40.8 mca), por lo que su caudal será de,

$$Q = \frac{V_{tanque\ sedimentación}(m^3)}{tiempo\ de\ trasiego\ (h)} = \frac{57.047 \text{ m}^3}{2 \text{ h}} = 28.52 \text{ m}^3/\text{h}$$

Suponiendo que la bomba de trasiego está prácticamente a nivel del doble fondo (2.5 m) y tenga que elevar el Fuel Oil hasta los tanques de sedimentación que se encontrarán, en su nivel más alto, a 20.5 m. La presión mínima para la descarga en ese punto se supone en 2 bar, y se consideran unas pérdidas de carga del 20%, por lo tanto,

$$P_{bomba} = \left(\frac{H}{10} + P_{min} \right) + 20\% = \left(\frac{20.5 - 2.5}{10} + 2 \right) * 1.2 = 4.56 \text{ bar} \approx 4 \text{ bar}$$

La potencia hidráulica se obtiene mediante la siguiente expresión,

$$P_H = \frac{Q \left(\frac{m^3}{h} \right) * P(\text{bar}) * 10000}{3600 * 75} = \frac{28.52 * 4 * 10000}{3600 * 75} = 4.23 \text{ CV} \approx 3.15 \text{ kW}$$

$$P_M = \frac{P_H}{\eta_M} = \frac{3.15}{0.65} = 4.85 \text{ kW}$$

$$P_E = \frac{P_M}{\eta_E} = \frac{4.85}{0.88} = 5.51 \text{ kW}$$

6.2.7 Precalentadores

Con el fin de lograr mantener una viscosidad apropiada y constante del Fuel Oil en la entrada del motor principal, la fuente de vapor se controla automáticamente, con un sistema neumático o eléctrico.

Se instalan dos precalentadores de Fuel Oil de 146 kW cada uno. De los dos precalentadores, uno se encontrará en funcionamiento mientras que el otro será de respeto.

High efficiency turbochargers							
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	2
		TCA77-28	A180-L	MET71-MB	TCA77-28	A180-L	MET71-MB
Starting air system, 30.0 bar g, 12 starts. Fixed pitch propeller - reversible engine							
Receiver volume	m ³	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5
Compressor cap.	m ³ /h	870	870	870	870	870	870
Starting air system, 30.0 bar g, 6 starts. Controllable pitch propeller - non reversible engine							
Receiver volume	m ³	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5
Compressor cap.	m ³ /h	450	450	450	450	450	450
Other values							
Fuel oil pre-heater	kW	291	291	291	292	292	292
Exh. gas temp. **	°C	235	235	235	235	235	235
Exh. gas amount **	kg/s	80.2	80.2	80.2	80.2	80.2	80.2
Air consumption **	kg/s	78.5	78.5	78.5	78.5	78.5	78.5

6.2.8 Filtros

A la entrada de admisión del motor se instalan filtros de combustible para proteger la instalación contra cualquier partícula extraña.

El filtro puede ser de tipo dúplex que se limpia manualmente o un filtro automático con un filtro de derivación que se limpia manualmente.

Si se instala un filtro doble (dúplex), este ha de tener la capacidad suficiente para permitir que la cantidad total especificada de combustible fluya a través de cada lado del filtro a una temperatura de trabajo dada y con una caída de presión máxima de 0.3 bar.

En aquellos casos en los que se instala un filtro de limpieza automática, debe considerarse que, para activar el proceso de limpieza, ciertos fabricantes de filtros requieren una presión de aceite superior a la de entrada de la bomba especificada. Por lo tanto, la capacidad de la bomba también debe de ser adecuada para tal propósito.

6.3 Sistema de lubricación

Los aceites tradicionales son empleados para la lubricación de los mecanismos de transmisión y soporte de los motores más grandes, estos aceites son distintos a los utilizados en el engrase de otras áreas de los mismos como camisas, crucetas, etc.

Siguiendo el criterio de lubricación, los cojinetes de pie de biela en la cruceta trabajan en ambientes especialmente desfavorables, mantienen un movimiento oscilatorio, de forma que deben diseñarse para que la película de aceite que los rodea no se rompa.

Las camisas del motor se lubrican con aceites especiales debido a la presencia de residuos de la combustión y de componentes dañinos de los combustibles pesados.

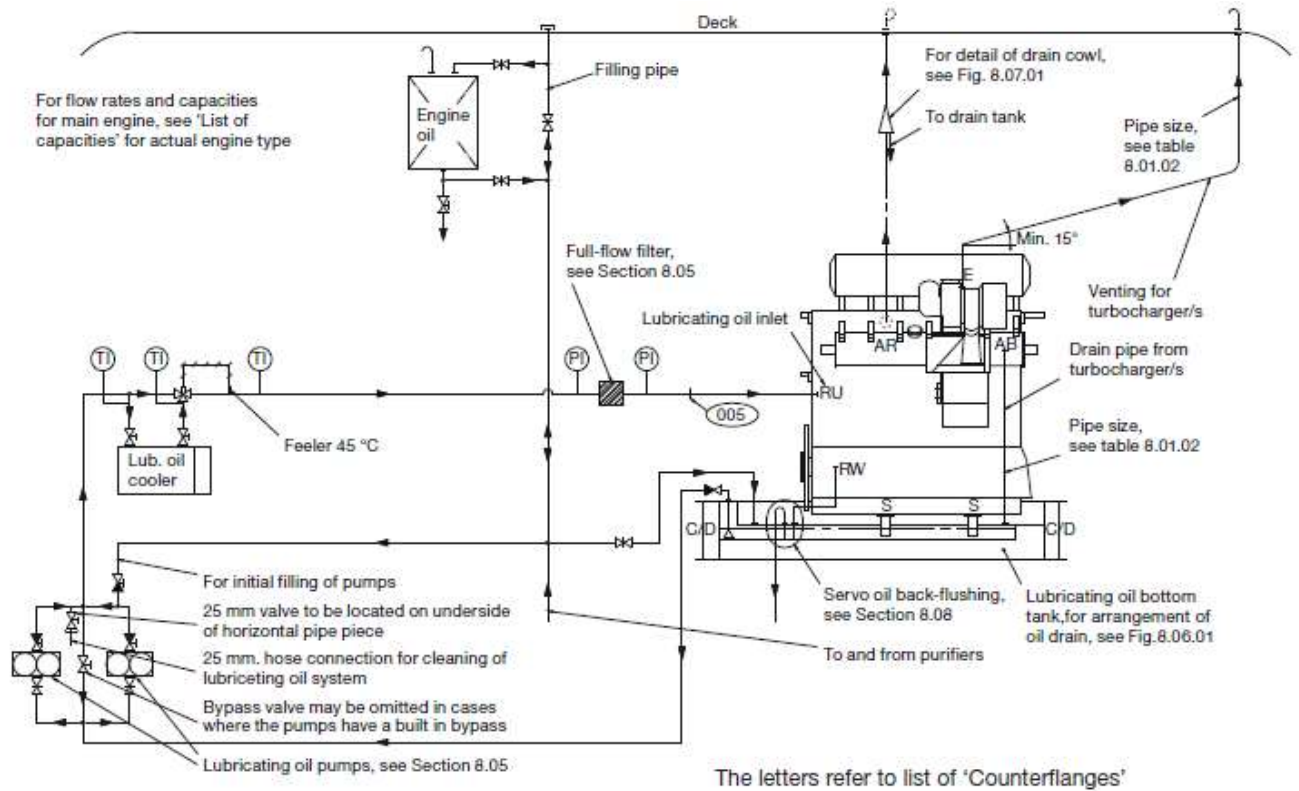
Los fabricantes de aceite lubricante empleado en el motor principal seleccionado se recogen en la siguiente tabla del manual,

Company	Circulating oil SAE 30, BN 5 - 10
Aegean	Alfasys 305
Castrol	CDX 30
Chevron	Veritas 800 Marine 30
ExxonMobil	Mobilgard 300
Gulf Oil Marine	GulfSea Superbear 3006
Indian Oil Corp.	Servo Marine 0530
JX Nippon Oil & Energy	Marine S30
Lukoil	Navigo 6 SO
Shell	Melina S 30
Sinopec	System Oil 3005
Total	Atlanta Marine D3005

Sus propiedades son,

- Grado de viscosidad SAE 30.
- Nivel BN 5-10 mgKOH/g.
- Inhibición adecuada de la corrosión y la oxidación.
- Propiedades detergentes y de dispersión adecuadas.

A continuación, se muestra el esquema del sistema de lubricación obtenido del "Project Guide" del motor MAN escogido,



079 27 21-4.8.2

Fig. 8.01.01 Lubricating and cooling oil system

6.3.1 Bomba de aceite de lubricación

Estas bombas normalmente son de tipo centrífugo y suelen tener un margen del 12% en el caudal de flujo de retorno del filtro automático.

El caudal de la bomba ha de ser de $720 \text{ m}^3/\text{h}$ con una altura de descarga de 4.8 bar (49 mca). La temperatura máxima de trabajo será de $70 \text{ }^\circ\text{C}$.

8G80ME-C10.5 at NMCR

High efficiency turbochargers							
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	2
		TCA77-26	A180-L	MET71-MB	TCA77-26	A180-L	MET71-MB
Pumps							
Fuel oil circulation	m ³ /h	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7
Fuel oil supply	m ³ /h	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9
Jacket cooling	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Seawater cooling *	m ³ /h	1,120	1,140	1,150	1,090	1,090	1,090
Main lubrication oil *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central cooling *	m ³ /h	-	-	-	670	660	690
Scavenge air cooler(s)							
Heat diss. app.	kW	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	520	520	520
Seawater flow	m ³ /h	710	710	710	-	-	-
Lubricating oil cooler							
Heat diss. app. *	kW	2,800	2,880	2,940	2,800	2,890	2,940
Lube oil flow *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Jacket water cooling							
Heat diss. app.	kW	4,950	4,950	4,950	4,960	4,960	4,960
Jacket water flow	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Central cooler							
Heat diss. app. *	kW	-	-	-	22,100	22,250	22,300
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	670	660	690
Seawater flow	m ³ /h	-	-	-	1,090	1,090	1,090

Lubricating oil pump

The lubricating oil pump can be of the displacement wheel, or the centrifugal type:

Lubricating oil viscosity, specified...75 cSt at 50 °C
 Lubricating oil viscosity..... maximum 400 cSt *
 Lubricating oil flow see 'List of capacities'
 Design pump head.....4.8 bar
 Delivery pressure4.8 bar
 Max. working temperature 70 °C

Con estos datos, se calcula la potencia,

$$P_{bomba\ lubricaci3n} = \frac{Q_b * \rho_{aceite} * H}{3600 * 75 * \eta}$$

Tomando un rendimiento de 0.7 y una densidad de aceite de 0.92 t/m³,

$$P_{bomba\ lubricaci3n} = \frac{720 * 920 * 49}{3600 * 75 * 0.7} = 171.73\ CV = 128.06\ kW$$

6.3.2 Intercambiador de calor

La capacidad de disipación de calor debe ser de 2800 kW, el caudal de agua de refrigeración de 350 m³/h y el caudal de aceite de refrigerar de 720 m³/h.

Este intercambiador tiene como enfriador el circuito de agua dulce fría, que según el "Project Guide" de MAN, trabaja a una temperatura de entrada de 36 °C y una presión de salida de 4.8 bar.

El intercambiador de calor puede ser de placas o tubular, pero debe de ser diseñado de tal forma que resiste el paso de aceite a una presión de 4.8 bar y con una temperatura de salida de 45 °C.

8G80ME-C10.5 at NMCR

High efficiency turbochargers							
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	2
		TCA77-26	A180-L	MET71-MB	TCA77-26	A180-L	MET71-MB
Pumps							
Fuel oil circulation	m ³ /h	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7
Fuel oil supply	m ³ /h	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9
Jacket cooling	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Seawater cooling *	m ³ /h	1,120	1,140	1,150	1,090	1,090	1,090
Main lubrication oil *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central cooling *	m ³ /h	-	-	-	670	680	690
Scavenge air cooler(s)							
Heat diss. app.	kW	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	520	520	520
Seawater flow	m ³ /h	710	710	710	-	-	-
Lubricating oil cooler							
Heat diss. app. *	kW	2,800	2,880	2,940	2,800	2,890	2,940
Lube oil flow *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Jacket water cooling							
Heat diss. app.	kW	4,950	4,950	4,850	4,960	4,960	4,960
Jacket water flow	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Central cooler							
Heat diss. app. *	kW	-	-	-	22,100	22,250	22,300
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	670	680	690
Seawater flow	m ³ /h	-	-	-	1,090	1,090	1,090

Lubricating oil viscosity, specified...75 cSt at 50 °C
 Lubricating oil flow see 'List of capacities'
 Heat dissipation see 'List of capacities'
 Lubricating oil temperature, outlet cooler..... 45 °C
 Working pressure on oil side.....4.8 bar
 Pressure drop on oil sidemaximum 0.5 bar
 Cooling water flow..... see 'List of capacities'
 Cooling water temperature at inlet:
 seawater..... 32 °C
 freshwater..... 36 °C
 Pressure drop on water sidemaximum 0.2 bar

6.3.3 Separadora

El aceite del circuito, tras su llegada al tanque de retorno, pasa por la separadora la que a su vez servirá como purificadora, antes de regresar al circuito, para abstraer el agua del aceite. El caudal requerido se calcula en función de,

$$Q = c * P$$

Donde,

- c es la capacidad nominal del aceite. Esta se estima en función de las recomendaciones del suministrador para el aceite lubricante. $c = 0.136 \text{ l/kWh}$

Lubricating oil centrifuges

Automatic centrifuges are to be used, either with total discharge or partial discharge.

The nominal capacity of the centrifuge is to be according to the supplier's recommendation for lubricating oil, based on the figure:

0.136 litre/kWh

- $P = 36261.41 \text{ kW}$

Entonces,

$$Q = 0.136 * 36261.41 = 4931.55 \frac{\text{l}}{\text{h}} = 4.93 \text{ m}^3/\text{h}$$

Con este caudal y una presión de uno 4 bar se calcula la potencia hidráulica de la necesaria en la bomba,

$$P_H = \frac{Q \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) * P(\text{bar}) * 10000}{3600 * 75} = \frac{4.93 * 4 * 10000}{3600 * 75} = 0.73 \text{ CV} \approx 0.54 \text{ kW}$$

$$P_M = \frac{P_H}{\eta_M} = \frac{0.54}{0.42} = 1.3 \text{ kW}$$

$$P_E = \frac{P_M}{\eta_E} = \frac{1.3}{0.73} = 1.78 \text{ kW}$$

Se instalan dos separadoras centrífugas, una en servicio y otra en stand-by.

6.3.4 Válvula de control de temperatura de aceite

Mediante un sistema de válvulas de tres vías que permite desviar total o parcialmente el fluido lubricante, se puede diseñar un sistema de control de la temperatura final que cumpla las siguientes especificaciones,

Lubricating oil viscosity, specified....75 cSt at 50 °C
 Lubricating oil flow see 'List of capacities'
 Temperature range, inlet to engine40 - 47 °C

6.3.5 Filtros de aceite lubricante

Los filtros empleados para este sistema serán de tipo conmutable diseñados para la limpieza mientras están en servicio con un manómetro y contactos de alarma diferenciales de alta presión.

La instalación de desagüe del filtro deberá ser dimensionada y equipada hacia el tanque de drenaje de aceite.

Según MAN el filtro trabajará a una presión de 4.8 bar, con una viscosidad de 90 a 100 cSt. La diferencia de presión entre la entrada y salida del filtro limpio será de 0.2 bar, mientras que cuando esté sucio será de 0.5 bar. Además, este tendrá un paso máximo de 50 μm .

Lubricating oil full flow filter

Lubricating oil flow	see "List of capacities"
Working pressure	4.8 bar
Test pressure.....	according to class rules
Absolute fineness.....	50 μm *
Working temperature	approximately 45 °C
Oil viscosity at working temp.....	90 - 100 cSt
Pressure drop with clean filter	maximum 0.2 bar
Filter to be cleaned at a pressure drop.....	maximum 0.5 bar

El filtro instalado se colocará tan cerca como sea posible del motor principal.

6.3.6 Purgado del sistema

La limpieza del sistema se debe llevar a cabo de forma sistemática previamente al arranque del motor la primera vez o tras haber realizado paradas prolongadas sin mantenimiento.

6.3.7 Sistema de lubricación de los cilindros

Con el fin de reducir la fricción, introducir protección contra el desgaste y evitar la corrosión, se lubrican los cilindros y sus pistones con aceite. Este también limpia las partes del motor y mantiene en suspensión los productos de combustión.

El sistema de lubricación de los cilindros se realiza de manera independiente a los demás, empleando un circuito que pase una sola vez y con un aceite de grado 100-140 BN.

El aceite lubricante en el cilindro es inyectado sobre la camisa del mismo, gracias a una bomba encendida hidráulicamente.

Siguiendo el "Project Guide" del motor escogido, el consumo de aceite por cilindro es de 0.6 g/kWh.

6.4 Servicio de aire de arranque y control

El aire comprimido a bordo se emplea principalmente para tres fines diferentes,

- Arranque de motores principales y auxiliares.
- Instrumentación de control neumático.
- Otros servicios: limpieza, herramientas de taller, pescantes...

Este sistema requiere de compresores y botellas para el almacén de aire durante las maniobras de arranque sucesivas. Según la "Project Guide" del motor elegido de MAN, este necesita, para su arranque, aire comprimido a 30 bar, mientras que los otros equipos mencionados exigen una presión notablemente inferior, de unos 7 bar.

Los instrumentos y sistemas de control que requieran baja presión, el separador de sentinas y las tomas de mar son alimentados por una válvula de presión de 7 a 2 bar.

La velocidad de arranque de los motores ha de ser lo suficientemente elevada tal que provoque que los cilindros activos, es decir, los que no reciben aire de arranque, sufran una

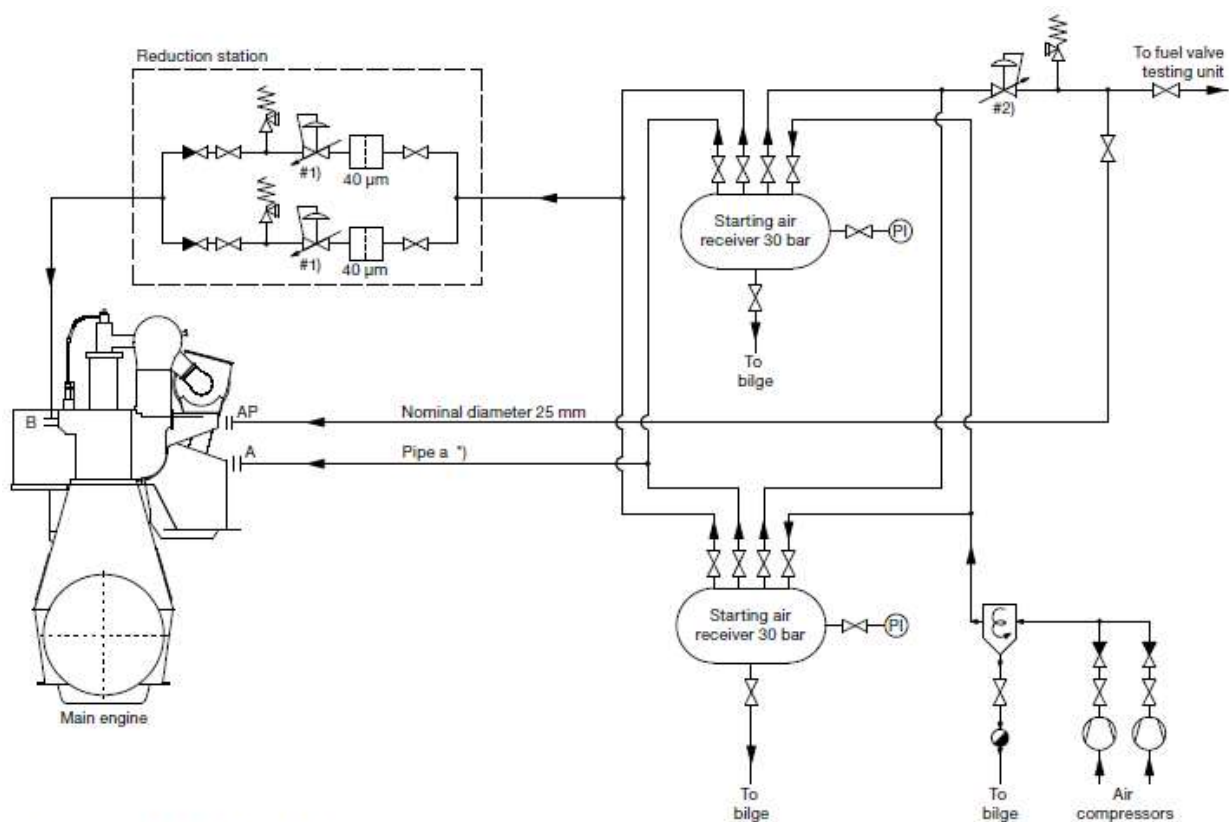
temperatura elevada al final de la carrera de compresión que garantice la inflamación del combustible inyectado. La velocidad de servicio es un 30% inferior a la de arranque.

El sistema instalado en el buque proyecto, estará compuesto por dos compresores que descarguen aire a 30 bar a las dos botellas principales. Además, como es común en estos casos, los compresores disponen de un separador de agua que elimina el agua arrastrada por el aire y la deposita en la sentina.

Los motores auxiliares también se conectan a las botellas de aire de los motores principales; pero en adición, este sistema dispondrá de una botella de aire auxiliar conexcionada a los motores auxiliares y que es rellena por los compresores de aire o a través de as botellas de aire principales.

Cumpliendo con lo exigido en el SOLAS, Capítulo II-1, Parte C, Regla 26, uno de los compresores de aire dispondrá conectado eléctricamente con el grupo de emergencia.

“Se proveerán los medios que aseguren que se puede poner en funcionamiento las máquinas sin ayuda exterior partiendo de la condición de buque apagado”.



The letters refer to list of 'Counterflanges'
*) Pipe a nominal dimension: DN150 mm

078 83 76-7.7.0

Fig. 13.01.01: Starting and control air systems

6.4.1 Compresores de aire de arranque

Siguiendo las recomendaciones del fabricante, se instalan dos compresores. Cada uno de ellos con capacidad suficiente para elevar la presión de cada una de las botellas a 30 bar y con una capacidad mínima de $870 \text{ m}^3/\text{h}$.

La refrigeración de dichos compresores se ejecuta con agua, en dos etapas y con enfriamiento intermedio.

High efficiency turbochargers							
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	2
		TCA77-26	A180-L	MET71-MB	TCA77-26	A180-L	MET71-MB
Starting air system, 30.0 bar g, 12 starts. Fixed pitch propeller - reversible engine							
Receiver volume	m ³	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5
Compressor cap.	m ³ /h	870	870	870	870	870	870
Starting air system, 30.0 bar g, 6 starts. Controllable pitch propeller - non reversible engine							
Receiver volume	m ³	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5
Compressor cap.	m ³ /h	450	450	450	450	450	450
Other values							
Fuel oil pre-heater	kW	291	291	291	292	292	292
Exh. gas temp. **	°C	235	235	235	235	235	235
Exh. gas amount **	kg/s	80.2	80.2	80.2	80.2	80.2	80.2
Air consumption **	kg/s	78.5	78.5	78.5	78.5	78.5	78.5

6.4.2 Botellas de aire de arranque

Cumpliendo también son las exigencias del fabricante, se colocan dos botellas para almacenaje, cada una con una capacidad de 14.5 m³ y a una presión de 30 bar.

6.4.3 Estación de reducción para control y seguridad del aire

En funcionamiento normal, cada una de las dos líneas suministra una entrada de motor. Durante el mantenimiento, tres válvulas de aislamiento en la estación de reducción permiten que una de las dos líneas se cierre mientras que la otra suministra ambas entradas del motor.

La reducción de 30 – 10 bar se ejecuta a 7 bar con una tolerancia del 10%, el ratio de caudal de aire fresco es de 2100 l/min (0.035 m³/s) y el espesor del filtro es de 40 µm.

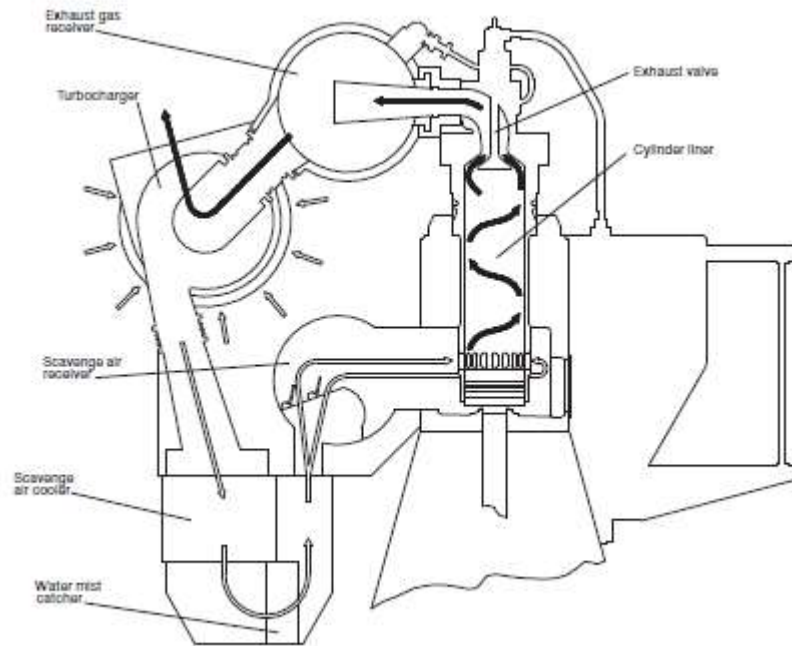
6.5 Sistema de exhaustación

Los gases de escape son conducidos desde los cilindros al receptor de gases de escape donde se igualan las presiones fluctuantes de los cilindros y desde donde el gas es conducido al turbocompresor a una presión constante.

El motor principal ha de estar provisto de su propio conducto de escape aislado térmicamente.

La resistencia que los conductos ofrecen a los gases de escape condiciona la carga térmica y el consumo de los motores. Es importante mantener un margen de contrapresión para el sistema final, se recomienda, según el "Project Guide", que en la etapa de diseño se use un valor inicial de aproximadamente 0.030 bar de caída de presión.

Se muestra, a continuación, el esquema del sistema de exhaustación de gases del motor seleccionado,



Las propiedades de los gases de escape dependen del motor escogido,

High efficiency turbochargers							
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	
		TCA77-26	A180-L	MET71-MB	TCA77-26	A180-L	MET71-MB
Starting air system, 30.0 bar g, 12 starts. Fixed pitch propeller - reversible engine							
Receiver volume	m ³	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5
Compressor cap.	m ³ /h	870	870	870	870	870	870
Starting air system, 30.0 bar g, 6 starts. Controllable pitch propeller - non reversible engine							
Receiver volume	m ³	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5
Compressor cap.	m ³ /h	450	450	450	450	450	450
Other values							
Fuel oil pre-heater	kW	291	291	291	292	292	292
Exh. gas temp. **	°C	235	235	235	235	235	235
Exh. gas amount **	kg/s	80.2	80.2	80.2	80.2	80.2	80.2
Air consumption **	kg/s	78.5	78.5	78.5	78.5	78.5	78.5

Como se puede observar en la tabla anterior, la temperatura de los gases de escape es de 235 °C, con un caudal de 80.2 kg/s y un consumo de aire de 78.5 kg/s.

La gran cantidad de energía proveniente de estos gases no se desaprovecha, ya que se dispone de una caldera de gases de escape la que se sirve del calor transportado en el interior de estos gases. Su principal función es recuperar hasta un 9% de la energía primaria que sería desperdiciada en la atmósfera.

Esta energía se usa para elevar la temperatura del combustible pesado que alimenta al motor principal, es decir, para precalentar el Fuel Oil. La energía restante se dirige a usos domésticos en el buque.

Es importante denotar que esta caldera tan sólo se activa cuando el motor esté en funcionamiento, por lo que su actividad prestará ahorros únicamente en la situación de navegación.

7 PLANTA GENERADORA

Una vez se conoce la potencia requerida para cada situación de carga se deben dimensionar los motores generadores que se instalarán en el buque proyectado. Los cuales han de responder a la demanda de potencia de la situación más desfavorable, en este caso la de carga y descarga.

Se debe considerar que el envejecimiento de los aparatos produce un aumento en el consumo de los mismos, además de incrementar las posibles pérdidas. Se tratará de evitar que los generadores trabajen a su máxima potencia provocando así el alargamiento de su vida útil.

Atendiendo al Convenio Internacional para la Seguridad de la Vida Humana en el Mar (SOLAS 74/78), en todos los buques se deben instalar al menos dos grupos generadores de energía eléctrica de forma que se pueda asegurar el funcionamiento de los equipos auxiliares del buque aún en caso de avería de uno de estos grupos generadores. Para la determinación de la capacidad de los generadores principales debemos tener en cuenta que (N-1) generadores funcionando al 90% deben de ser capaces de proporcionar la potencia necesaria.

A continuación, se dimensionará la potencia de los motores generadores escogidos en función de la demanda de potencia.

7.1 Planta generadora principal

La producción de la energía eléctrica necesaria para el servicio de los buques es posible gracias a la instalación de un conjunto de máquinas que, combinadas, conforman la planta eléctrica del mismo. Esta estará compuesta por los grupos electrógenos, principales y de emergencia, dependiendo de la red a la que den servicio.

Una vez determinada la potencia a instalar mediante el balance eléctrico, se puede dimensionar la planta generadora principal. Se sabe que la mayor demanda se produce en la situación de navegación normal del buque,

$$P_{normal} = 3794.31 \text{ kW}$$

Se tratará de que el MCR del motor generador no sea desvirtuado, por ello que escoge del 85%, aunque sus valores se presentan entre 70% y 90%.

Previo a la elección de los motores generados, cabe tener en cuenta diferentes consideraciones sobre el número a instalar:

- Espacio disponible en CM para ser ocupado: Los petroleros, debido a la necesidad de colocar los tanques de carga en las formas llenas, presentan cámaras de máquinas de longitud considerable.
- Dificultad de puesta en paralelo a mayor número de generadores.
- % MCR adecuado

Teniendo en cuenta los buques de la base de datos con este tipo de propulsión, se determina que lo adecuado es la colocación de 3 motores generadores, debido al espacio disponible en cámara de máquinas para su colocación y basando esta decisión en el buque de referencia del proyecto, "Hunter Atla". Además, con este número de generadores se consigue una mayor versatilidad a la hora de satisfacer menores demandas de potencia.

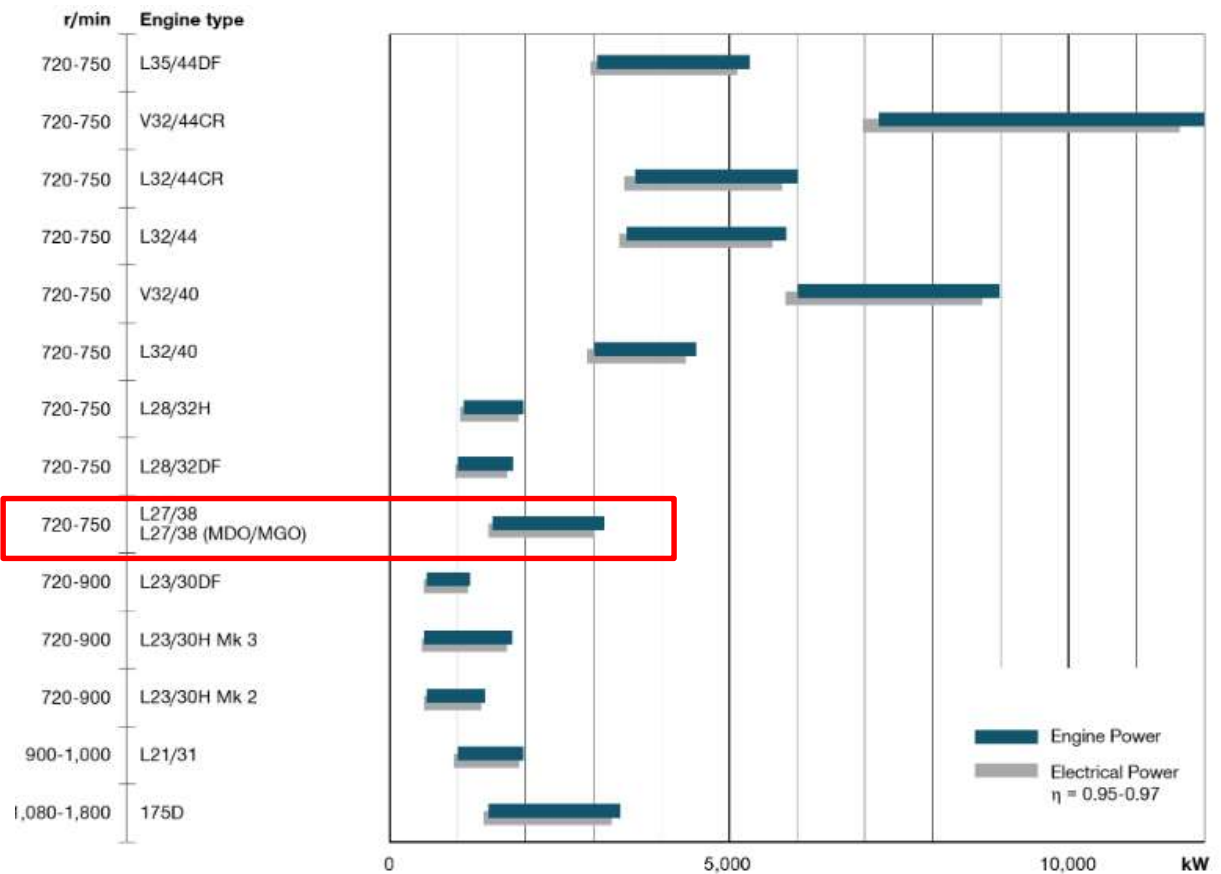
De modo que,

$$(N - 1) * 0.9 * P_{generadores} = 3794.31 \text{ kW}$$

$$(3 - 1) * 0.9 * P_{generadores} = 3794.31 \text{ kW}$$

Despejando,

$$P_{generadores} = 2107.95 \text{ kW}$$



El modelo marcado, L27/38, es el que se adapta a las necesidades del buque aquí tratado, Diésel estándar, además de estar dentro del rango de potencia requerida de 1500 kW a 3000 kW.

Se debe escoger el número de cilindros de los que este dispondrá ya que de esto dependerá la potencia final entregada,

Engine ratings

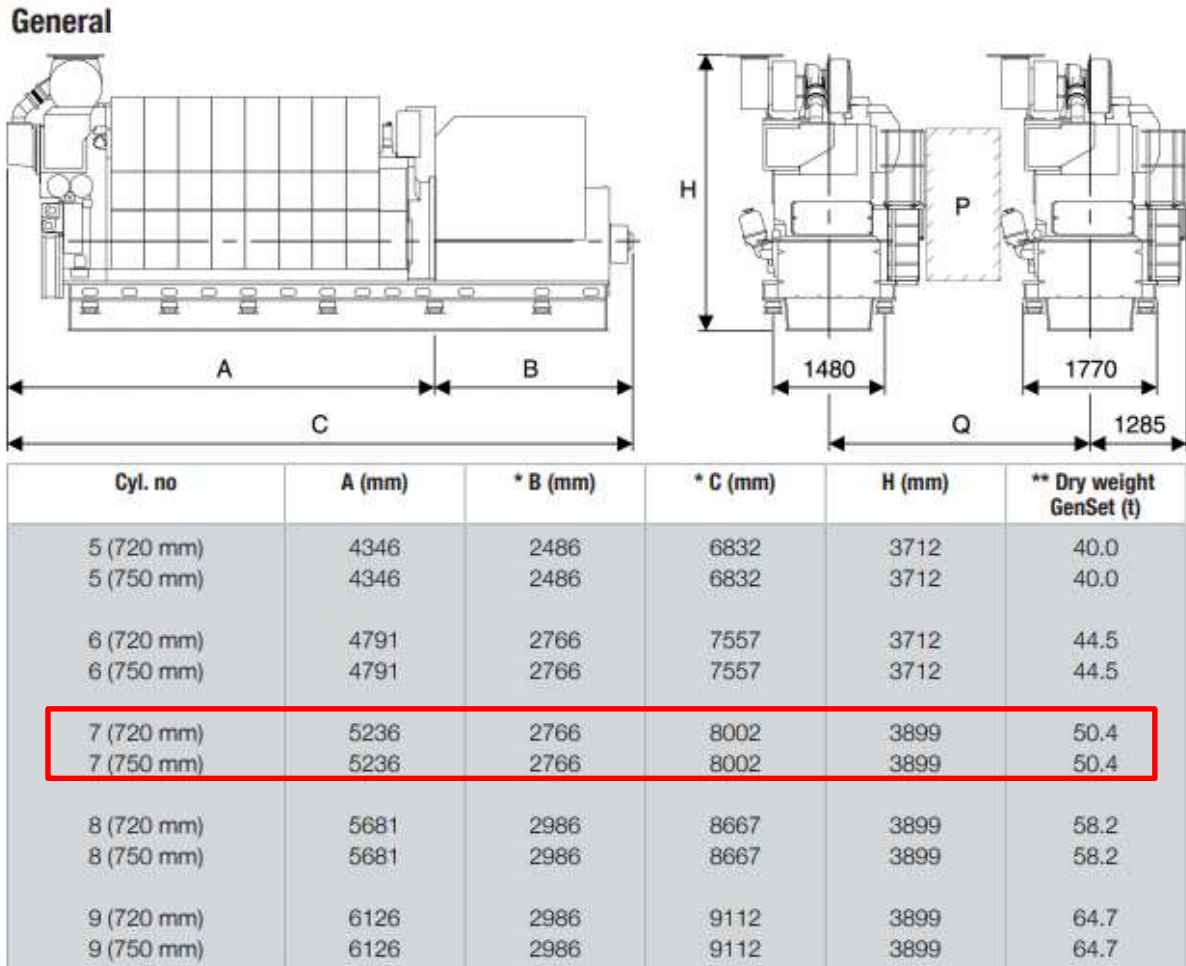
Engine type No of cylinders	720 rpm		750 rpm		720/750 MGO	
	720 rpm	Available turning direction	750 rpm	Available turning direction	720/750 rpm	Available turning direction
	kW	CW ¹⁾	kW	CW ¹⁾	kW	CW ¹⁾
5L27/38	1500	Yes	1600	Yes	-	-
6L27/38	1980	Yes	1980	Yes	2100	Yes
7L27/38	2310	Yes	2310	Yes	2450	Yes
8L27/38	2640	Yes	2640	Yes	2800	Yes
9L27/38	2970	Yes	2970	Yes	3150	Yes

¹⁾ CW clockwise

Table 1: Engine ratings for emission standard - IMO Tier II.

En el caso aquí tratado, se instala el equipo en su versión de 7 cilindros, por lo tanto, el modelo elegido es MAN L27/38-7L, con una capacidad de generación de 2310 kW, teniendo que trabajar 2 en la situación más desfavorable, pero contando con la PTO como generador redundante en stand-by.

Características de los generadores auxiliares,



Comprobación del MCR,

	P total instalada	P requerida	2xL27/38-7L		RESERVA pick-up (%)
			P	%MCR	
Navegación normal	6930	3794,31	4620	0,82127922	17,87207792
Carga/Descarga	6930	1793,54	2310	0,77642424	22,35757576
Maniobra	6930	728,98	2310	0,31557576	68,44242424

Cabe destacar que el MCR en las condiciones de maniobra se encuentra en valores no recomendados para el motor. Para este tipo de situaciones se propone o bien instalar un generador para ello o bien emplear el de emergencia.

7.2 Planta generadora de emergencia

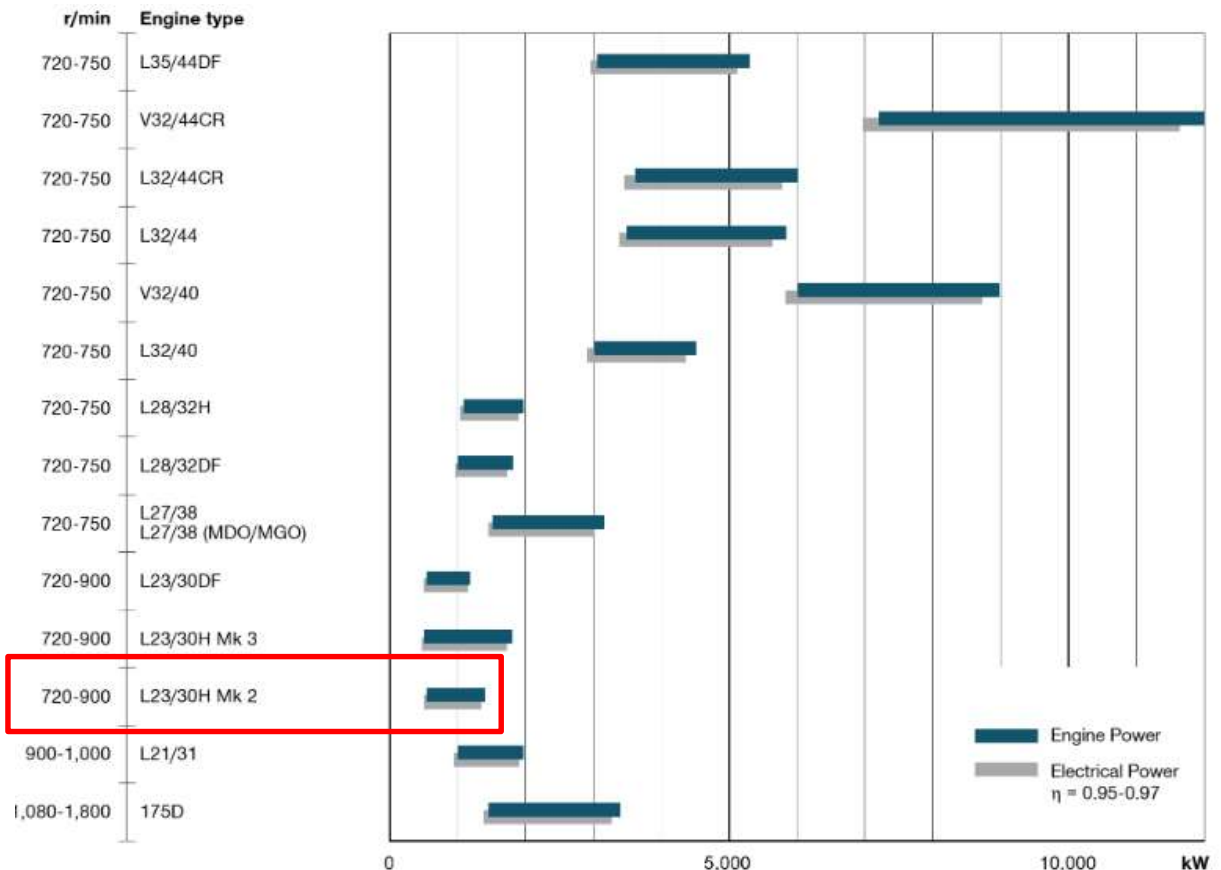
La potencia requerida por la situación de emergencia se estimó en 879.11 kW.

En concordancia con el SOLAS, el generador de emergencia de buques de carga debe cumplir los requisitos técnicos y general la energía suficiente para alimentar a los receptores de dicha situación de carga.

El grupo de emergencia se instala en la cubierta principal y es totalmente independiente de los demás, por lo que cumplirá lo siguiente:

- Refrigerado mediante un radiador y un ventilador directamente acoplados.
- Alimentado por una bomba acoplada que aspira de un tanque de servicio de Diésel Oil y se llena directamente desde la descarga de la centrifugadora de DO.
- Rapidez de puesta en marcha, con un tiempo inferior a 45s.
- El sistema de arranque será neumático, mediante baterías alimentadas por una botella acoplada a un compresor auxiliar, disponiéndose también de un arranque hidráulico manual de emergencia para el caso de fallo de los grupos principales.

En el catálogo de MAN, se selecciona un generador con potencia suficiente para cubrir los servicios esenciales en situación de emergencia. Los períodos mínimos fueron descritos en apartados anteriores.



Engine ratings

Engine type No of cylinders	720 rpm		750 rpm		900 rpm	
	720 rpm	Available turning direction	750 rpm	Available turning direction	900 rpm	Available turning direction
	kW	CW ¹⁾	kW	CW ¹⁾	kW	CW ¹⁾
5L23/30H	650	Yes	675	Yes	-	-
6L23/30H	780	Yes	810	Yes	980	Yes
7L23/30H	910	Yes	945	Yes	1120	Yes
8L23/30H	1040	Yes	1080	Yes	1280	Yes

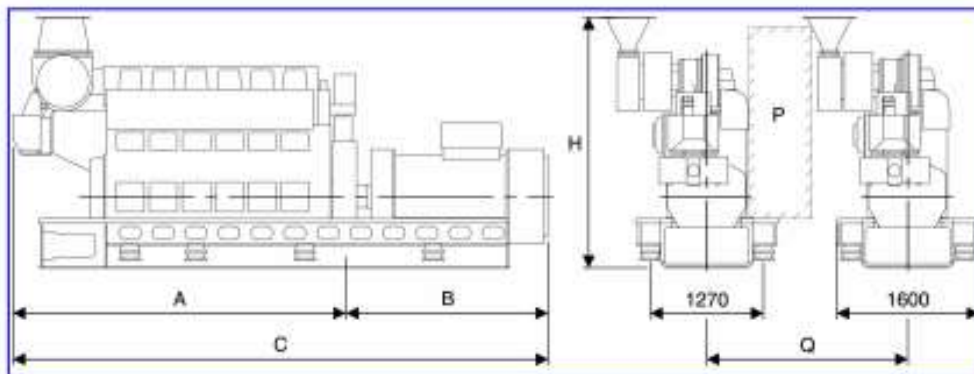
¹⁾ CW clockwise

Table 1: Engine ratings for emission standard IMO Tier II

En el caso aquí tratado, se instala el equipo en su versión de 7cilindros, por lo tanto, el modelo elegido es MAN L23/30H-7L, con una capacidad de generación de 945 kW.

Su geometría se muestra a continuación,

General



Cyl. no	A (mm)	* B (mm)	* C (mm)	H (mm)	** Dry weight GenSet (t)
5 (720 rpm)	3369	2155	5524	2383	16.0
5 (750 rpm)	3369	2155	5524	2383	17.6
6 (720 rpm)	3738	2285	6004	2383	19.7
6 (750 rpm)	3738	2285	6004	2383	19.7
6 (900 rpm)	3738	2285	6004	2815	21.0
7 (720 rpm)	4109	2395	6504	2815	21.4
7 (750 rpm)	4109	2395	6504	2815	21.4
7 (900 rpm)	4109	2395	6504	2815	22.6
8 (720 rpm)	4475	2480	6959	2815	23.5
8 (750 rpm)	4475	2480	6959	2815	22.9
8 (900 rpm)	4475	2340	6815	2815	24.5

P: Free passage between the engines, width 600 mm and height 2000 mm
Q: Min. distance between engines: 2250 mm.

Comprobación de su porcentaje de carga,

$$\%LOAD = \frac{879.11}{945} * 100 = 89.85\%$$

8 DIAGRAMA UNIFILAR ELÉCTRICO

El esquema unifilar es un modo de representación de la planta eléctrica del buque. En él se muestran los generadores instalados, así como los diferentes equipos que componen la planta del buque.

Los servicios se clasifican,

- Servicios esenciales, son los imprescindibles para mantener el buque autopropulsado. Estos servicios serán preferentes frente al resto de componentes del buque, se encontrarán alimentados directamente desde los bornes de los generadores, sin imponer ningún tipo de interruptor automático. El fin de esto es evitar los posibles saltos de tensión que provocasen una caída de energía del sistema.
- Servicios no esenciales, su funcionamiento exponen el sistema de propulsión, de manera que, en caso de fallo, la navegabilidad del buque no se ve afectada.
- Servicios de emergencia, está compuesto por todos aquellos equipos que deben de permanecer operativos en caso de accidente, como son las bombas CI, etc. Estos pueden ser alimentados tanto por el generador como por medio de los generadores principales con un conmutador instantáneo.

Las tensiones de los consumidores se dividen en,

- Consumidores 400V: bombas, sistemas auxiliares del motor...
- Consumidores 230V: equipos de navegación y comunicaciones, alumbrado...

El buque ha de contar con una distribución que garantice la continuidad del servicio, con etapas de potencia segregadas. Los generadores están repartidos en secciones y cada sección está formada por su propio embarrado y con la posibilidad de interconectar varias secciones si fuese necesario. Por lo tanto, presenta suministro redundante.

El buque debe operar con, al menos, un generador en cada sección de potencia, hecho de especial importancia durante las situaciones de riesgo. Si se produce un fallo en una de las secciones, no caerá el sistema totalmente.

8.1 Descripción del diagrama unifilar

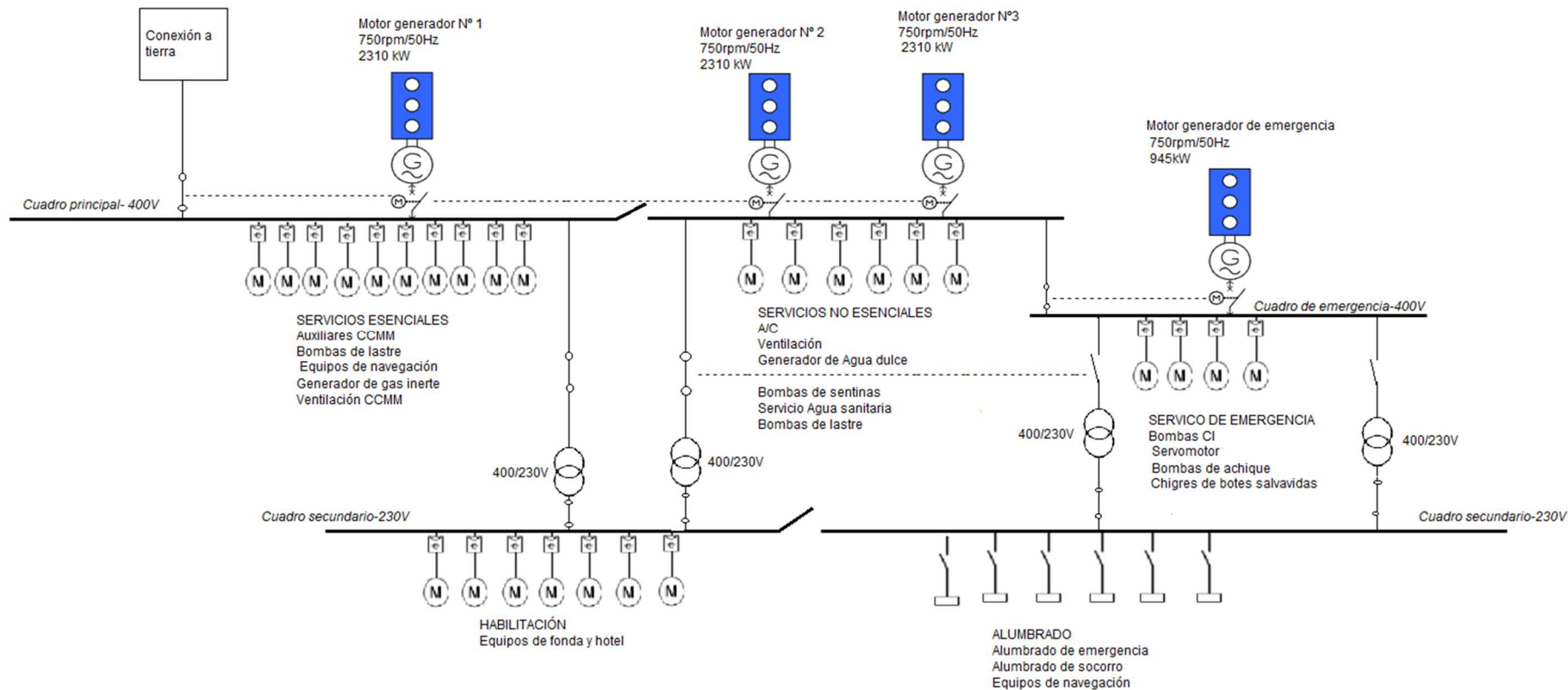
Los motores generadores producen energía eléctrica a 50 Hz y 400 V. A través del cuadro principal a dicha tensión, se alimentan los siguientes consumidores,

- Equipos de carga y descarga y mantenimiento del petrolero de crudo formados por las bombas de carga y descarga y generador de gas inerte.
- Bombas de lastre.
- Sistemas auxiliares del motor principal: Servicios de refrigeración, lubricación, combustibles, aire, ...
- Servicios auxiliares: servicio de sentinas, servicio CI, servicio de ventilación y A/C, grúas, equipos de cubierta y servo, ...

De este cuadro se dispone dos transformadores, cuya misión es la conversión de la tensión de 400V a 230V, con el fin de alimentar a los equipos de fonda y hotel, iluminación, equipos de navegación y comunicación y equipos de mantenimiento.

Desde el cuadro principal, el cual también presenta una alimentación desde el generador de emergencia, se convierte, mediante un transformador, la tensión de 400V en 230V, con el fin de alimentar a los servicios esenciales del buque exigidos por la norma y anteriormente mencionados.

PETROLERO DE CRUDO 250000 TPM/ CUADERNO X
 MINERVA RIVAS CABANAS



9 DISPOSICIÓN PRELIMINAR DE LA CÁMARA DE MÁQUINAS

La cámara de máquinas del buque proyectado alberga el motor principal y todos los sistemas auxiliares descritos con anterioridad.

La cámara de máquinas se extiende entre el mamparo de pique de popa (a 11.2 m de la perpendicular de popa) hasta el mamparo de cámara de máquinas (a 30.8 m de la perpendicular de popa).

El motor principal está situado a crujía, a la altura del doble fondo, que en la cámara de máquinas tendrá una altura de 2.5 m, de tal forma que en su interior se dispongan los tanques de lodos, derrames y tanque de aguas grises y negras. Se situará lo más a popa posible de tal forma que la longitud de línea de ejes sea lo menor posible. También se debe considerar que la longitud el eje intermedio sea tal que la hélice puede sacarse hacia proa del eje de cola.

Como se ha determinado durante el desarrollo del cuaderno 4, la cámara de máquinas estará dividida en tres plataformas, siendo la primera de ellas el propio doble fondo.

La primera planta de la cámara de máquinas se coloca a 11.50 m sobre a línea de base y la segunda a 20.5 m desde la misma referencia.

10 BIBLIOGRAFÍA

V. D. Casás y B. P. Varela, Asignatura: "Proyectos de buques y artefactos marinos I", Ferrol: Escuela Politécnica Superior, UDC, 2020/2021.

V. D. Casás y B. P. Varela, Proyectos del buque y artefactos marinos II, Ferrol: Escuela Politécnica Superior, 2020/2021.

M. B&W, «Catálogo MAN B&W,» 2020.

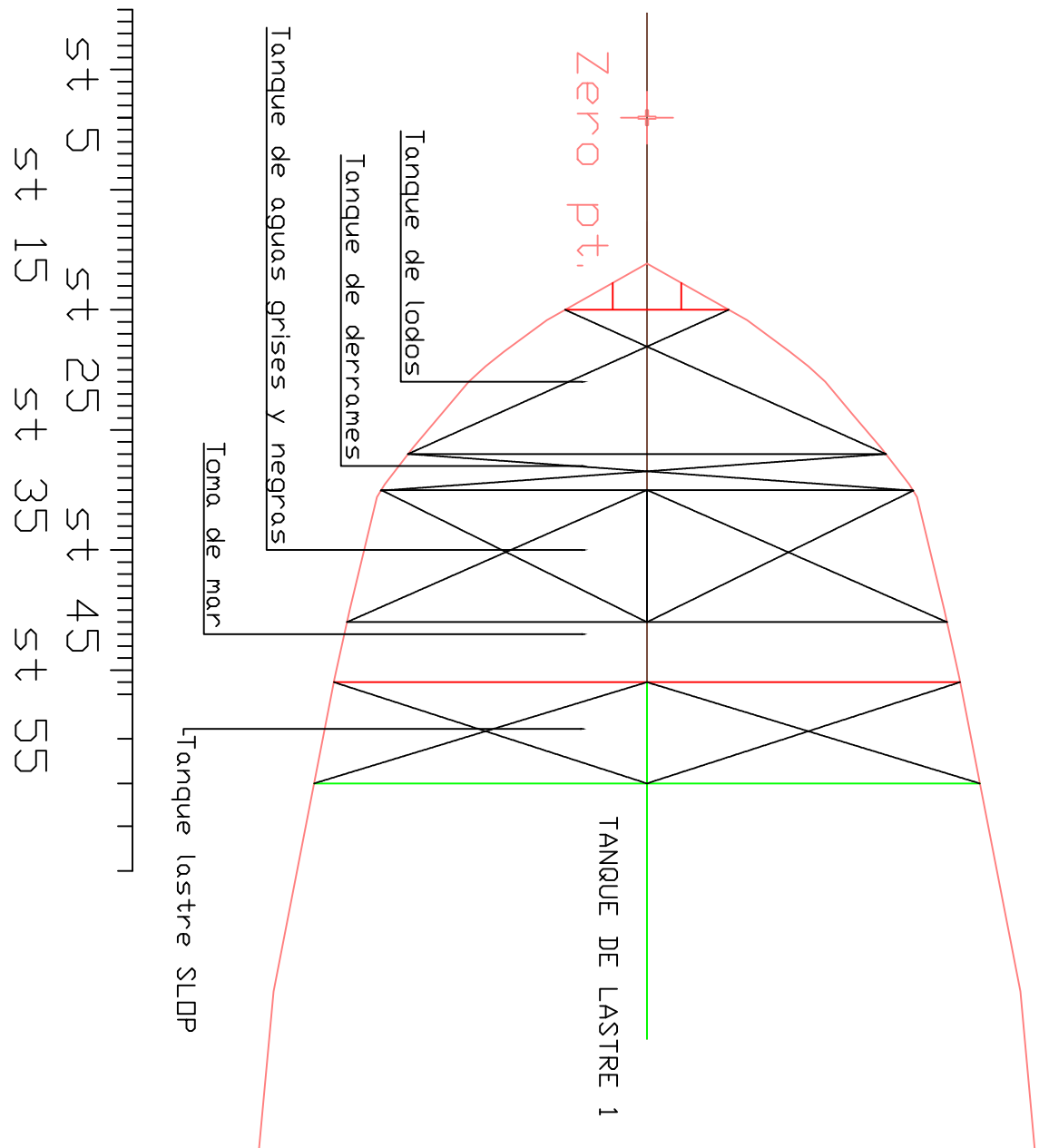
SOLAS

MARPOL

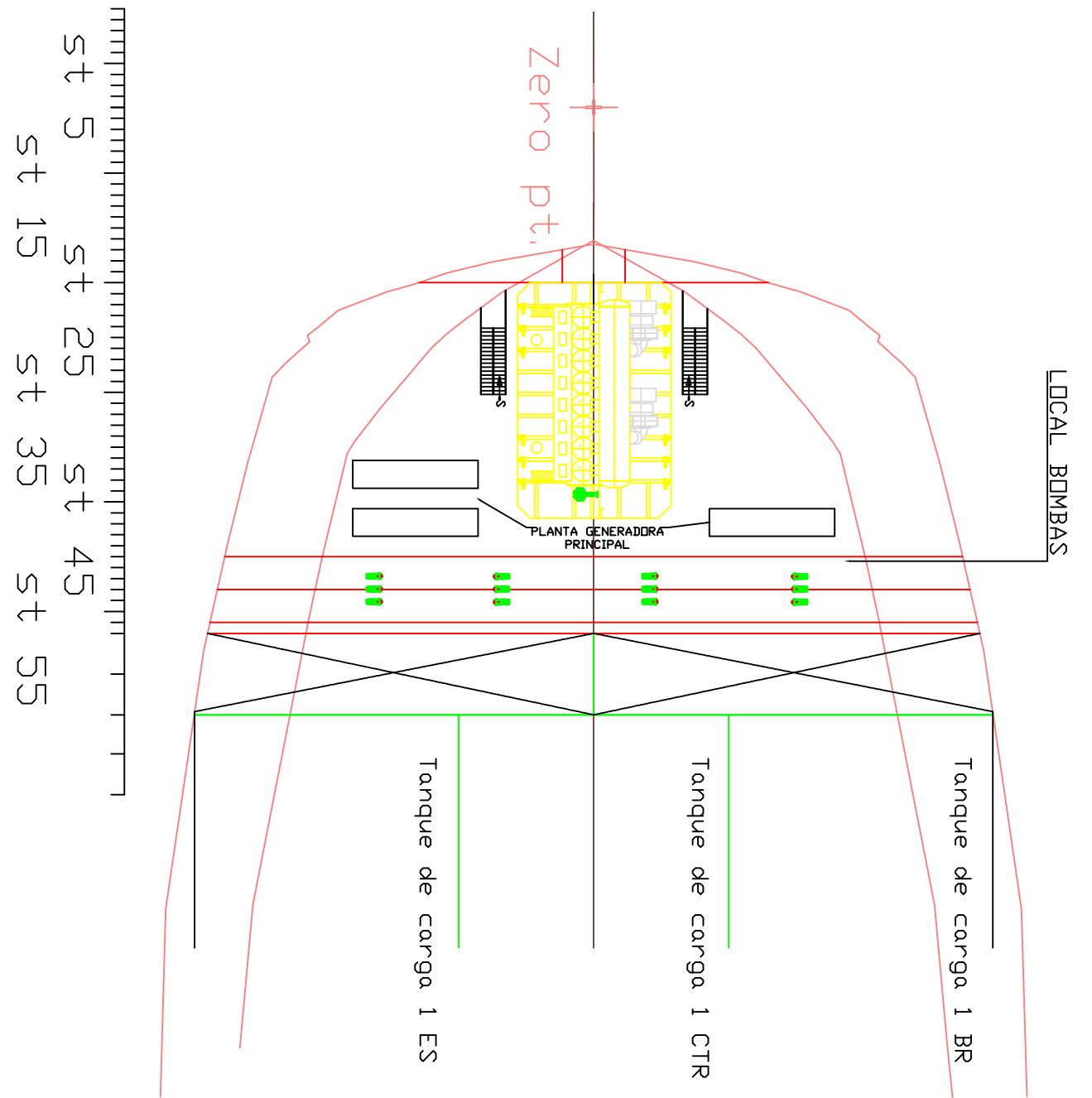
ILLC

MLC 2006

11 ANEXO I: PLANOS



DOBLE FONDO
CUBIERTA Nº 1
A 2.5 m DE LA LÍNEA DE BASE



CUBIERTA BAJA
CUBIERTA Nº 2
DE 2.5 a 11.5 m DE LA LÍNEA DE BASE



UNIVERSIDAD:
ESCUELA POLITÉCNICA
SUPERIOR, UDC



TRABAJO FIN DE GRADO:
PETROLERO DE CRUDO DE 275000 TPM

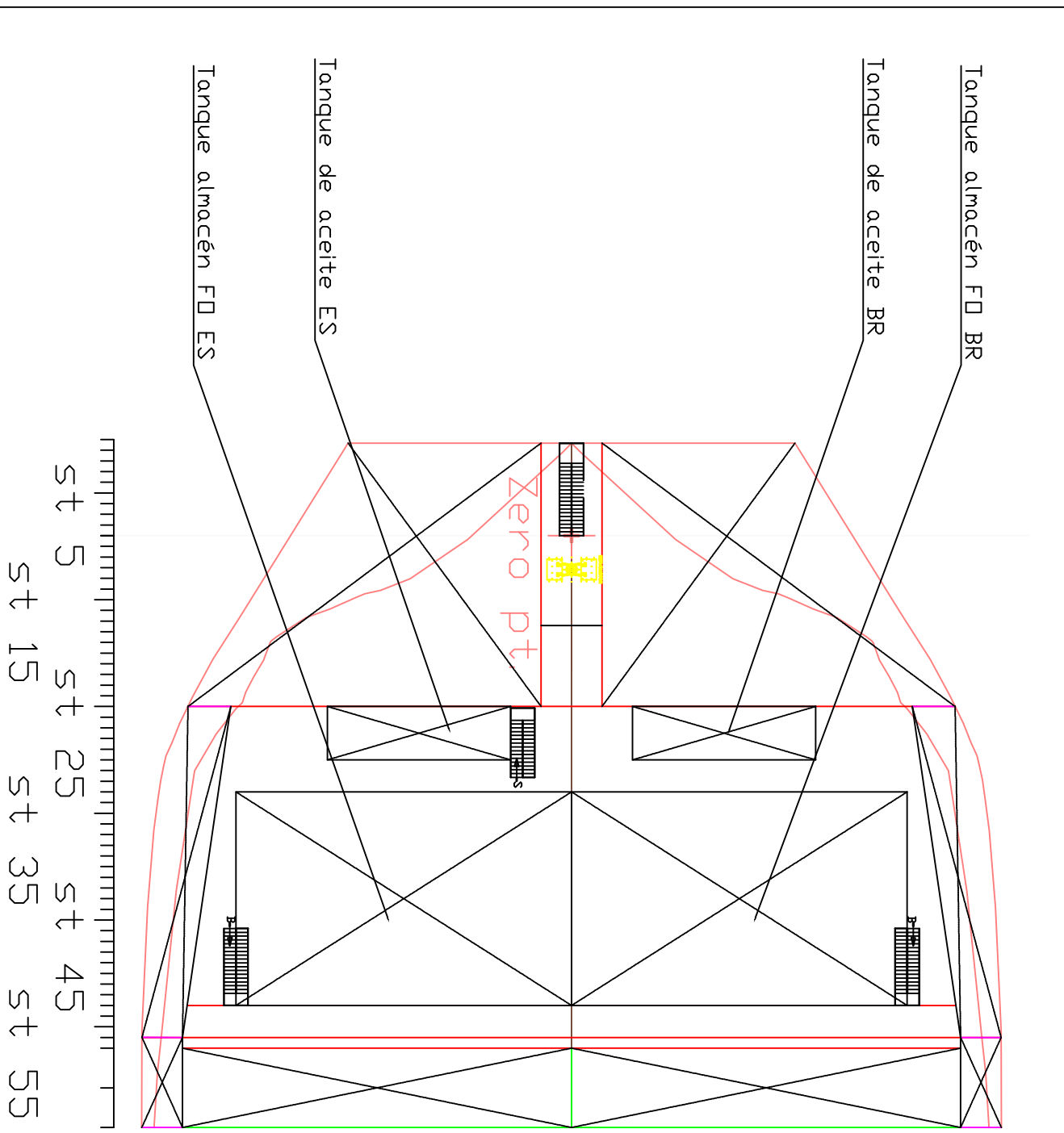
PLANO:
ZONA DE MÁQUINAS 1

RIVAS CABANAS
MINERVA -
34284839G
Firmado digitalmente por RIVAS CABANAS MINERVA - 34284839G Fecha: 2021.07.22 11:07:01 +02'00'

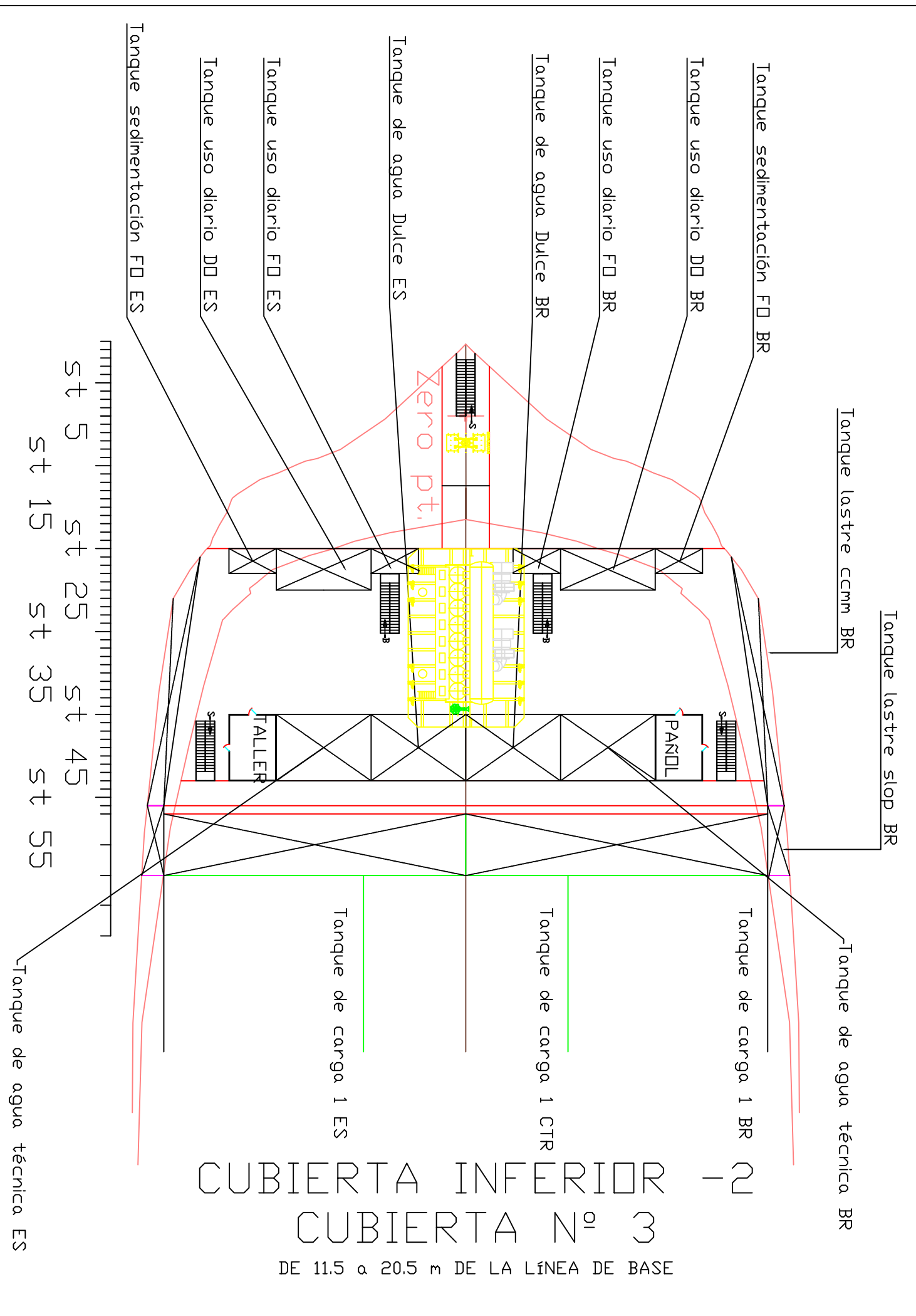
ALUMNO/A:
MINERVA RIVAS CABANAS

FECHA:
13-03-2021

ESCALA: HOJA:
1:400 2A



CUBIERTA INFERIOR -1
 CUBIERTA Nº 4
 DE 20.5 a CUB. PPAL m DE LA LÍNEA DE BASE



CUBIERTA INFERIOR -1
 CUBIERTA Nº 3
 DE 11.5 a 20.5 m DE LA LÍNEA DE BASE



UNIVERSIDAD:
 ESCUELA POLITÉCNICA
 SUPERIOR, UDC



TRABAJO FIN DE GRADO:
 PETROLERO DE CRUDO DE 275000 TPM

PLANO:
 ZONA DE MÁQUINAS 2

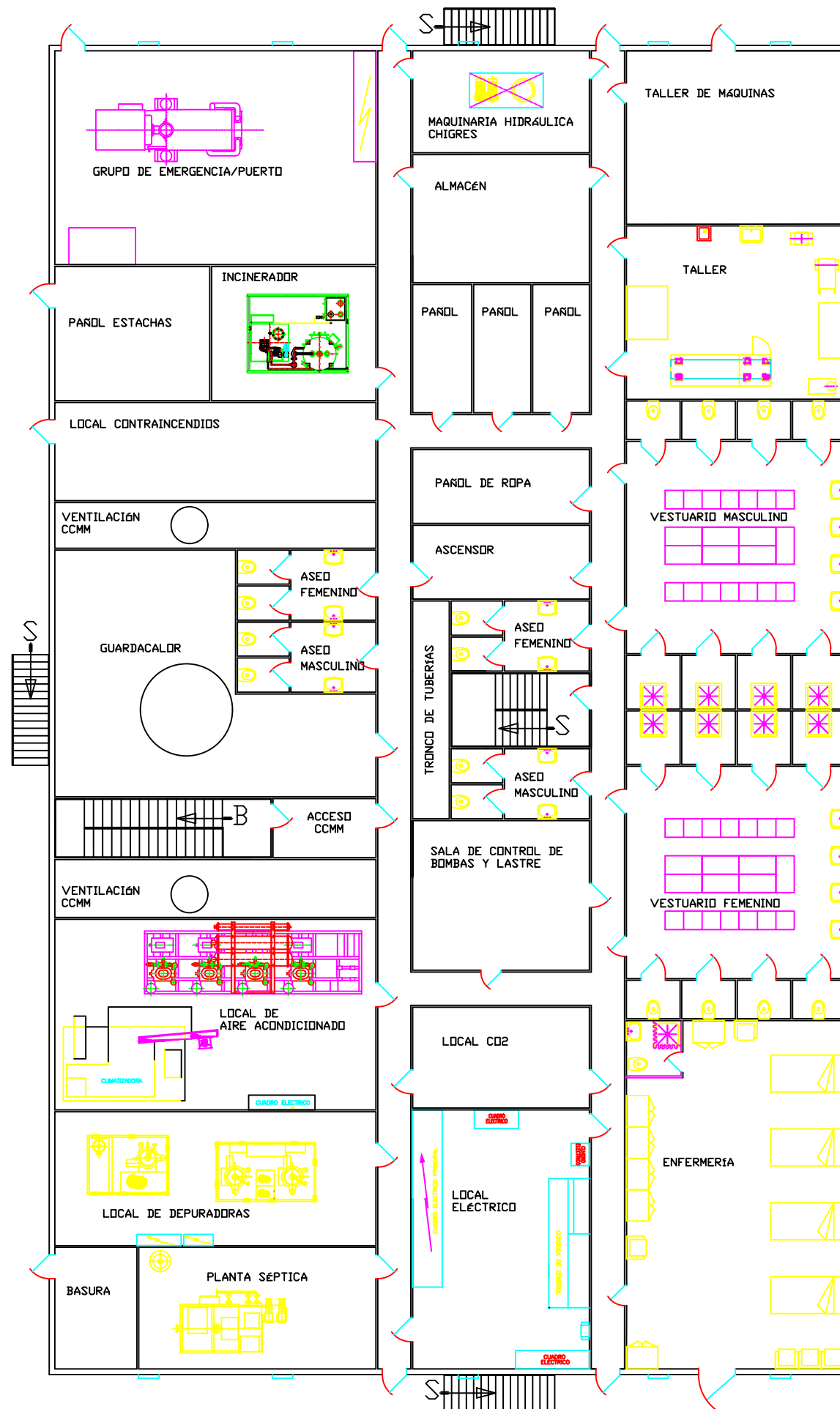
ALUMNO/A:
 MINERVA RIVAS CABANAS



FECHA:
 13-03-2021

ESCALA: HOJA:
 1:400 2B

RIVAS CABANAS
 MINERVA -
 34284839G

Firmado digitalmente
 por RIVAS CABANAS
 MINERVA - 34284839G
 Fecha: 2021.07.22
 10:57:33 +02'00'



 UNIVERSIDADE DA CORUÑA	UNIVERSIDAD: ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR, UDC		
TRABAJO FIN DE GRADO: PETROLERO DE CRUDO DE 275000 TPM			
	PLANO: CUBIERTA PRINCIPAL SUPERESTRUCTURA		RIVAS CABANAS MINERVA - 34284839G <small>Firmado digitalmente por RIVAS CABANAS MINERVA - 34284839G Fecha: 2021.07.22 11:06:07 +02'00'</small>
	ALUMNO/A: MINERVA RIVAS CABANAS	FECHA: 22-07-2021	ESCALA: HOJA: 1:150 1