



ESCOLA POLITÉCNICA SUPERIOR DE FERROL  
GRADO EN INGENIERÍA NAVAL EN PROPULSIÓN Y  
SERVICIOS

**PROYECTO FIN DE GRADO**

**CUADERNO 10**

“Definición de la planta propulsora y sus  
auxiliares”

PROY. Nº: 15106P

TÍTULO: **BUQUE TANQUE VOLGA-DON MAX DE PRODUCTOS  
PETROLÍFEROS Y QUIMIQUERO TIPO II**

AUTOR: **ÁLVARO LARRAÑAGA DOPICO**  
TUTOR: **RÁUL VILLA CARO**

FECHA: **DICIEMBRE 2015**

Fdo.: **Álvaro Larrañaga Dopico**

Fdo.: **Rául Villa Caro**

## ÍNDICE

10.1 RPA	3
10.2 INTRODUCCIÓN	4
10.3 ELECCIÓN DE LA MAQUINA PROPULSORA	4
10.3.1 TIPO DE PROPULSIÓN	4
10.3.2 SELECCIÓN DEL MOTOR	5
10.3.3 REDUCTORAS	6
10.3.4 LÍNEA DE EJES, BOCINAS Y HÉLICES	7
10.3.5 ADMISIÓN DE AIRE DE LOS MOTORES	7
10.3.6 EXHAUSTACIÓN DE GASES DEL MOTOR PRINCIPAL	9
10.4 JUSTIFICACIÓN DE LA AUTONOMÍA	9
10.4.1 COMBUSTIBLE	9
10.4.2 ACEITE DE LUBRICACIÓN	10
10.5 SERVICIOS AUXILIARES DE LA PROPULSIÓN	11
10.5.1 SERVICIO DE COMBUSTIBLE	11
10.5.1.1 TRASIEGO Y PURIFICACIÓN DE COMBUSTIBLE	13
10.5.1.2 SERVICIO DE ALIMENTACIÓN DE COMBUSTIBLE	17
10.5.2 SERVICIO DE REFRIGERACIÓN	23
10.5.3 SERVICIO DE LUBRICACIÓN	34
10.5.4 SISTEMA DE ARRANQUE CON AIRE COMPRIMIDO	36
10.5.5 SISTEMA DE AIRE DE COMBUSTIÓN	43
10.5.6 SISTEMA DE EXHAUSTACIÓN	45
10.5.7 SERVICIO DE VAPOR	50
10.6 VENTILACIÓN DE CÁMARA DE MÁQUINAS	50
BIBLIOGRAFIA	51



**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA**

**TRABAJO FIN DE GRADO**

*CURSO 2.014-2015*

**PROYECTO NÚMERO 15 106P**

**TIPO DE BUQUE:** BUQUE TANQUE VOLGA –DON MAX DE Y PRODUCTOS PETROLIFEROS Y QUIMIQUERO TIPO 2

**CLASIFICACIÓN, COTA Y REGLAMENTOS DE APLICACIÓN :** RMR. SOLAS. MARPOL. VOLGA&DON RIVER RULES AND MEDITERRANEAN TRADES

**CARACTERÍSTICAS DE LA CARGA:** Productos de petróleo y productos químicos 32.000 BLS . Tanque LPG 250 m3 en cubierta

**VELOCIDAD Y AUTONOMÍA:** 11,5 nudos en condiciones de servicio. 90 % MCR+ 15% de margen de mar. 4.500 millas a la velocidad de servicio.

**SISTEMAS Y EQUIPOS DE CARGA / DESCARGA:** Bombas de carga y descarga de pozo profundo en cada tanque. Calefacción en tanques de carga.

**PROPULSIÓN:** De acuerdo con proyecto

**TRIPULACIÓN Y PASAJE:** 15 Personas en camarotes individuales.

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

Ferrol, 27 DE JUNIO DE 2.015

ALUMNO: D. ALVARO LARAÑAGA DOPICO

## 10.2 INTRODUCCIÓN

En este apartado incluiremos toda la información referente a la cámara de máquinas de nuestro buque proyecto, disposición de motores principales y los equipos auxiliares para la perfecta funcionalidad de nuestro buque.

También incluiremos una comprobación en la autonomía del mismo, dimensionando los volúmenes mínimos de los tanques.

En la siguiente tabla mostramos los datos de partida a la hora de realizar este cuaderno:

<b>L</b>	139,37 m
<b>Lpp</b>	Información del cuaderno 7
<b>B</b>	16,60 m
<b>D</b>	6,00 m
<b>T</b>	3,60 m / 4,5 m
<b>DESPLAZAMIENTO</b>	6863,7239 / 8579,6548 Tons
<b>CB</b>	0,8040
<b>CM</b>	0,9952
<b>Cp</b>	0,8079
<b>CWP</b>	0,8693
<b>Fn</b>	0,1530
<b>V</b>	11,50 knots

El diseño de la cámara de máquinas debe ser óptimo a la hora de construirlo y debe estar pensando para los diferentes mantenimientos que pasará a lo largo de su vida útil.

## 10.3 ELECCIÓN DE LA MÁQUINA PROPULSORA

### 10.3.1 TIPO DE PROPULSIÓN

Como ya vimos anteriormente en el cuaderno 6, predicción de potencia, diseño de propulsor y timón, nuestro buque contará con dos motores diésel semi-rápidos de cuatro tiempos, los cuales moverán ,cada uno, una hélice de paso fijo (FPP) tipo Kaplan 19A.

La elección de este tipo de propulsores viene dada ya que el sistema de una hélice convencional, es decir sin tubera, hacía que los propulsores tuvieran una serie de problemas:

- Alta cavitación tanto en calado de río como en calado de mar.
- Bajo rendimiento

Al intentar enmendar cualquiera de estos dos problemas nos llevaba a un callejón sin

salida; si intentábamos resolver la cavitación reduciéndole el diámetro de los propulsores, haciendo ganar profundidad a los extremos de pala, conseguíamos bajar la cavitación. Pero, veíamos reducido sensiblemente nuestro rendimiento al tener que mover las hélices a 300 rpm lo cual es algo descabellado a la hora de buscar reducir consumos y desde el punto de vista de viabilidad y diseño.

Y por contrapartida si aumentábamos las palas, la cavitación seguía subiendo.

Sin embargo comprobamos que algunos barcos similares llevaban instaladas hélices de tipo Kaplan (hélices dentro de una tubera). Esto soluciona todos nuestros problemas, así que optamos por su montaje.

### 10.3.2 SELECCIÓN DE MOTOR

La potencia necesaria para el motor propulsor calculada en el cuaderno 6, por lo general, no se suele corresponder con los valores de potencia de los motores comerciales, es por ello por lo que hay que estudiar y elegir cuál de las alternativas de mercado ofrece mejores resultados.

Para la elección se tiene en cuenta varios factores: Potencia, la cual debe ser próxima al valor calculado en navcad en el cuaderno 6; consumo, peso y tamaño.

Como vimos en el cuaderno 6, el motor que elegimos es el de la casa MAN L23/30A, el de seis cilindros, con una potencia de 960 kW a unas revoluciones de 900.



**L23/30A****Bore: 225 mm, Stroke: 300 mm**

Speed	r/min	900
mep	bar	17.1
Rated power output		kW
6L23/30		960
8L23/30		1,280

**Dimensions**

Cyl. No.		6	8
L	mm	3,737	4,477
L <sub>1</sub>	mm	3,062	3,802
Dry mass *	t	11.0	13.5

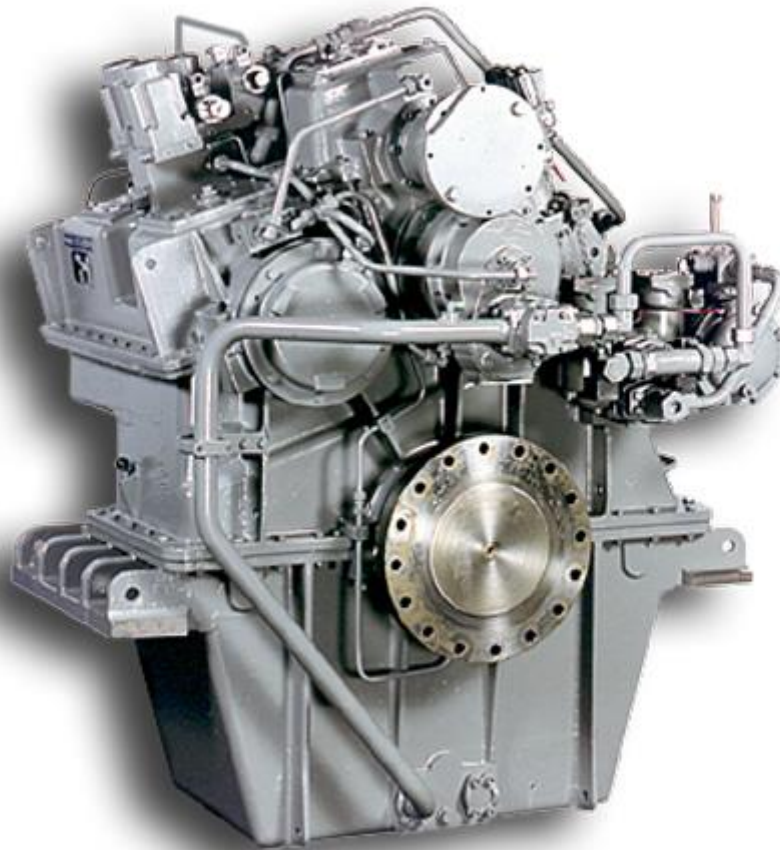
*Minimum centerline distance for twin engine installation: 1,900mm*

**10.3.3 REDUCTORA**

La relación de reducción que se busca para pasar de las 900 revoluciones del motor a las 179 de la hélice es de 5,03:1.

Se ha escogido una reductora de la casa Reintjes, modelo WAF. Esta reductora inversora suele utilizarse en buques de trabajo de entre 300 a 6000 kW de potencia y con hélices de paso fijo.

Habrà que montar dos reductoras de este tipo para cada línea de ejes.



PRÓX.

#### **10.3.4 LÍNEA DE EJES, BOCINA Y HÉLICE**

Situaremos la cámara de máquinas en popa, como todos los buques de este tipo. Esto se realiza así para optimizar la zona de carga, disminuye las vibraciones y el ruido al ser los ejes más cortos.

La línea de ejes consta de dos partes: el eje de cola y el eje intermedio.

#### **10.3.5 ADMISIÓN DE AIRE DE LOS MOTORES**

Según el Project guide del motor, el consumo de aire es de  $6725 \text{ m}^3/\text{h}$ . En las tablas siguientes se muestra la información de la Project guide.

## Capacities

6-8L23/30H: 160 kW/Cyl., 900 rpm				
<b>Reference condition: Tropic</b>				
Air temperature	°C	45		
LT-water temperature inlet engine (from system)	°C	36		
Air pressure	bar	1		
Relative humidity	%	50		
<b>Temperature basis <sup>2)</sup></b>				
Setpoint HT cooling water engine outlet	°C	82°C (engine equipped with HT thermostatic valve)		
Setpoint lube oil inlet engine	°C	60° (SAE30), 66°C (SAE40)		
<b>Number of cylinders</b>				
Engine output	kW	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>
Speed	rpm	960	900	900
<b>Heat to be dissipated <sup>1)</sup></b>				
Cooling water (CW) Cylinder	kW	244	285	326
Charge air cooler; cooling water HT				
1 stage cooler: no HT-stage	kW	-	-	-
Charge air cooler; cooling water LT	kW	369	428	487
Lube oil (LO) cooler	kW	117	137	158
Heat radiation engine	kW	32	37	43
<b>Air data</b>				
Temp. of charge air at charge air cooler outlet, max.	°C	55	55	55
Air flow rate	m <sup>3</sup> /h <sup>4)</sup>	6725	7845	8966
	kg/kWh	7.67	7.67	7.67
Charge air pressure	bar	3.1	3.1	3.1
Air required to dissipate heat radiation (eng.) (t <sub>2</sub> -t <sub>1</sub> =10°C)	m <sup>3</sup> /h	10369	11989	13933
<b>Air data</b>				
Temp. of charge air at charge air cooler outlet, max.	°C	55	55	55
Air flow rate	m <sup>3</sup> /h <sup>4)</sup>	6725	7845	8966
	kg/kWh	7.67	7.67	7.67
Charge air pressure	bar	3.1	3.1	3.1
Air required to dissipate heat radiation (eng.) (t <sub>2</sub> -t <sub>1</sub> =10°C)	m <sup>3</sup> /h	10369	11989	13933
<b>Exhaust gas data <sup>5)</sup></b>				
Volume flow (temperature turbocharger outlet)	m <sup>3</sup> /h <sup>6)</sup>	13970	16299	18627
Mass flow	t/h	7.6	8.8	10.1
Temperature at turbine outlet	°C	371	371	371
Heat content (190°C)	kW	410	479	547
Permissible exhaust back pressure	mbar	< 30	< 30	< 30
<b>Pumps <sup>3)</sup></b>				
<b>Engine driven pumps</b>				
Fuel oil feed pump (5.5-7.5 bar)	m <sup>3</sup> /h	1.3	1.3	1.3
HT cooling water pump (1-2.5 bar)	m <sup>3</sup> /h	45	45	45
LT cooling water pump (1-2.5 bar)	m <sup>3</sup> /h	69	69	69
Lube oil (3-5 bar)	m <sup>3</sup> /h	20	20	20
<b>External pumps <sup>7)</sup></b>				
Diesel oil pump (4 bar at fuel oil inlet A1)	m <sup>3</sup> /h	0.68	0.79	0.90
Fuel oil supply pump <sup>8)</sup> (4 bar discharge pressure)	m <sup>3</sup> /h	0.33	0.38	0.44
Fuel oil circulating pump (8 bar at fuel oil inlet A1)	m <sup>3</sup> /h	0.68	0.79	0.90
<b>Cooling water pumps for</b>				
<b>"Internal cooling water system 1"</b>				
+ LT cooling water pump (1-2.5 bar)	m <sup>3</sup> /h	52	61	70
<b>Cooling water pumps for</b>				
<b>"Internal cooling water system 2"</b>				
HT cooling water pump (1-2.5 bar)	m <sup>3</sup> /h	30	35	40
+ LT cooling water pump (1-2.5 bar)	m <sup>3</sup> /h	52	61	70
Lube oil pump (3-5 bar)	m <sup>3</sup> /h	17	18	19



6-8L23/30H: 160 kW/Cyl., 900 rpm				
<b>Starting air system</b> Air consumption per start	Nm <sup>3</sup>	2.0	2.0	2.0
<b>Nozzle cooling data</b> <sup>9)</sup> Nozzle cooling data	m <sup>3</sup> /h	0.66	0.66	0.66

- 1) Tolerance: + 10 % for rating coolers, - 15 % for heat recovery
- 2) LT cooling water flows in parallel through one-stage charge air cooler and lube oil cooler HT cooling water flows only through water jacket and cylinder head, water temperature outlet engine regulated by mechanical thermostat
- 3) Basic values for layout of the coolers
- 4) Under above mentioned reference conditions
- 5) Tolerance: quantity +/- 5%, temperature +/- 20°C
- 6) Under below mentioned temperature at turbine outlet and pressure according above mentioned reference conditions
- 7) Tolerance of the pumps delivery capacities must be considered by the manufactures
- 8) To compensate for built on pumps, ambient condition, calorific value and adequate circulations flow. The ISO fuel oil consumption is multiplied by 1.45.
- 9) Not applicable for engines which are equipped with INC

### 10.3.6 EXHAUSTACIÓN DE GASES DEL MOTOR PRINCIPAL

Los datos referentes a los gases de exhaustación del motor vienen, también, en las tablas del Project guide.

De acuerdo con el Project guide , el flujo volumétrico de los gases es de 13970 m<sup>3</sup>/h

A partir de eso tendremos que dimensionar los conductos y tuberías de exhaustación.

Así mismo se tendrá en cuenta el cálculo de aislamiento con la temperatura de salida de dichos gases.

### 10.4 JUSTIFICACION DE LA AUTONOMÍA

En las RPA, la autonomía que debe tener nuestro buque como requisito es de 4500 millas a la velocidad de servicio, lo que supone unos 16 días de autonomía.

#### 10.4.1 COMBUSTIBLE

Como combustible de alimentación de los motores se utiliza HFO, cuyas características vienen definidas tanto en la Project guide del motor principal como en las de los motores auxiliares.

En los 15 días de autonomía el buque navega en distintas condiciones: navegación por río, por mar, navegación por compuertas del canal.

No obstante, para el cálculo del consumo aproximado de los motores durante los días que dura su autonomía basta con suponer que el buque se encuentra navegando en sus condiciones normales y aplicar un margen para cubrir posibles variaciones en el consumo.

Pasamos a calcular los volúmenes de tanques del motor principal y auxiliares:

- MOTOR PRINCIPAL

El consumo se calcula teniendo en cuenta las horas totales de funcionamiento, autonomía fijada y el consumo proporcionado por el Project guide del motor al régimen de potencia especificado en las RPA y el margen de mar conveniente.

De acuerdo con esto, el consumo total de diésel-oil en los 16 días de navegación resulta:

$$F.O = FC . H . BKW . MCR$$

$$F.O = 194 . 384 . 960 . 0,90 . 10^{-3} = 64364,544 \text{ kg} = 64,3645 \text{ Tons}$$

$$64,3645 \times 2 = 128,729 \text{ Tons} = \mathbf{130 \text{ Tons}}$$

Donde:

- FC: Es el consumo de combustible proporcionado por el catalogo del fabricante del motor. Nos aparece para 100% y para 85% de M.C.R, en nuestro caso es al 90%. Utilizaremos interpolación lineal y al ser tan próximo al 100% estimaremos su consumo al 100%. (194 g/kWh)
- H: Horas de funcionamiento del motor (16 días x 24 horas al día = 384 horas)
- BKW (Brake kW) es la potencia al freno del motor en kW (960 kW cada uno)
- MCR: Régimen de funcionamiento del motor (0,90)

#### 10.4.2 ACEITE DE LUBRICACIÓN

Del mismo modo que se ha calculado el consumo total de combustible de los motores para los 22 días de autonomía del buque, se calcula a continuación la capacidad para los tanques de aceite de lubricación de dichos motores principales.

El consumo de aceite nos viene dado en el catálogo del motor.

- MOTOR PRINCIPAL

Para el motor principal de acuerdo con la Project guide del mismo el consumo de aceite en es de 1,0 g/kWh cuando trabaja al 100%. Se estimará este consumo para dimensionar los tanques.

$$\text{consumo de Aceite} = OC . H . BKW$$

$$\text{consumo de Aceite} = 1 . 384 . 960 . 10^{-6} = 0,3687 \text{ tons}$$

Como llevamos dos motores montaremos dos tanques de **0,40 Tons** aproximadamente.

#### 10.5 SERVICIOS AUXILIARES DE LA PROPULSIÓN

Los motores auxiliares tienen asociados unos servicios y sistemas auxiliares:

- Servicio de combustible
- Servicio de refrigeración
- Servicio de lubricación
- Sistema de arranque con aire
- Sistema de exhaustación

Todos los sistemas están constituidos por los elementos requeridos por el fabricante del motor, especificados en la Project guide.

### **10.5.1 SERVICIO DE COMBUSTIBLE**

Este servicio tiene como objetivo suministrar combustible en condiciones óptimas al motor propulsor y a los motores generadores.

Para el correcto funcionamiento del sistema de suministro de combustible deben existir medios de almacenamiento, purificación y trasiego.

Estos equipos se detallan a continuación y se dimensionarán de acuerdo con la Project guide del motor.

Lo primero que hay que indicar a la hora de dimensionar los equipos que pertenecen al servicio de combustible es el tipo de combustible con el que va a trabajar el motor. Los motores principales se alimentarán de HFO (Heavy fuel Oil) cuando se encuentre navegando por mar y cambiará a MDO (Marine Diésel Oil) en las proximidades de puertos con el objetivo de disminuir las emisiones de óxidos de azufre, como medida adicional para la entrada en vigor de los nuevos límites de emisiones, el motor también incluye un sistema de lavado de los gases de escape.

El hecho de que el buque utilice HFO obliga a que existan calentadores de combustible para que se produzca un trasiego eficaz del mismo.

El fabricante del motor principal fija unas características para los combustibles que se utilizan en su funcionamiento. Como podemos ver en las siguientes tablas:

- MDO

Properties	Unit	Testing method	Designation
ISO-F specification			DMB
Density at 15 °C	kg/m <sup>3</sup>	ISO 3675	< 900
Kinematic viscosity at 40 °C	mm <sup>2</sup> /s $\pm$ cSt	ISO 3104	> 2.0 < 11 *
Pour point (winter quality)	°C	ISO 3016	< 0
Pour point (summer quality)	°C		< 6
Flash point (Pensky Martens)	°C	ISO 2719	> 60
Total sediment content	weight %	ISO CD 10307	0.10
Water content	vol. %	ISO 3733	< 0.3
Sulphur content	weight %	ISO 8754	< 2.0
Ash content	weight %	ISO 6245	< 0.01
Coke residue (MCR)	weight %	ISO CD 10370	< 0.30
Cetane index	-	ISO 4264	> 35
Hydrogen sulphide	mg/kg	IP 570	< 2
Acid number	mg KOH/g	ASTM D664	< 0.5
Oxidation resistance	g/m <sup>3</sup>	ISO 12205	< 25
Lubricity (wear scar diameter)	$\mu$ m	ISO 12156-1	< 520
Other specifications:			
British Standard BS MA 100-1987			Class M2
ASTM D 975			2D
ASTM D 396			No. 2

Table 1: Marine diesel oil (MDO) – characteristic values to be adhered to

- HFO

Viscosity (at 50 °C)	mm <sup>2</sup> /s (cSt)	max.	700	Viscosity/injection viscosity	
Viscosity (at 100 °C)		max.	55	Viscosity/injection viscosity	
Density (at 15 °C)	g/ml	max.	1.010	Heavy fuel oil processing	
Flash point		°C	min.	60	Flash point (ASTM D 93)
Pour point (summer)	max.		30	Low-temperature behaviour (ASTM D 97)	
Pour point (winter)	max.		30	Low-temperature behaviour (ASTM D 97)	
Coke residue (Conradson)	Weight %	max.	20	Combustion properties	
Sulphur content			5 or legal requirements	Sulphuric acid corrosion	
Ash content			0.15	Heavy fuel oil processing	
Vanadium content			mg/kg	450	Heavy fuel oil processing
Water content			Vol. %	0.5	Heavy fuel oil processing
Sediment (potential)			Weight %	0.1	
Aluminium and silicium content (total)			mg/kg	max.	60
Acid number	mg KOH/g		2.5		
Hydrogen sulphide	mg/kg		2		

Used lubricating oil (ULO)	mg/kg			The fuel must be free of lubricating oil (ULO = used lubricating oil, old oil). Fuel is considered as contaminated with lubricating oil when the following concentrations occur: Ca > 30 ppm and Zn > 15 ppm or Ca > 30 ppm and P > 15 ppm.
Asphaltene content	Weight %		2/3 of coke residue (according to Conradson)	Combustion properties
Sodium content	mg/kg		Sodium < 1/3 Vanadium, Sodium < 100	Heavy fuel oil processing
The fuel must be free of admixtures that cannot be obtained from mineral oils, such as vegetable or coal-tar oils. It must also be free of tar oil and lubricating oil (old oil), and also chemical waste products such as solvents or polymers.				

Table 1: The fuel specification and corresponding characteristics for heavy fuel oil

### 10.5.1.1 TRASIEGO Y PURIFICACIÓN DE COMBUSTIBLE

Es necesario disponer dos tanques de sedimentación separados, uno para el HFO y otro para el MDO.

- Tanque de sedimentación para HFO

Con el objetivo de asegurar la correcta sedimentación del combustible, cada uno de los tanques debe tener una capacidad suficiente para albergar el combustible durante un mínimo de 24 horas considerando el máximo consumo de combustible especificado por la Project guide.

$$V(m^3) = \frac{MCR(KW) \cdot C_e \left( \frac{g}{kWh} \right) \cdot A (horas)}{p \left( \frac{g}{m^3} \right)}$$

$$V(m^3) = \frac{960 \cdot 194 \cdot 24}{991 \cdot 10^3} = 4,5104 m^3$$

$$4,5104 \times 2 = \mathbf{9,0208 m^3}$$

- Tanque de sedimentación de MDO

La capacidad del tanque de sedimentación de diésel oil es similar a la de HFO con la diferencia de que la densidad del diésel es 900 kg/m<sup>3</sup>

$$V(m^3) = \frac{MCR(KW) \cdot C_e \left( \frac{g}{kWh} \right) \cdot A (horas)}{p \left( \frac{g}{m^3} \right)}$$

$$V(m^3) = \frac{960 \cdot 194 \cdot 24}{900 \cdot 10^3} = 4,9664$$

$$4,9664 \times 2 = \mathbf{9,9328 m^3}$$

- Tanques de uso diario de HFO

Se montarán dos, de manera que cualquiera de los dos pueda suministrar combustible a los motores propulsores.

Estos tanques se dimensionan de la misma forma que los de sedimentación, con una diferencia, que para estos se considera una autonomía de 8 horas que es lo que fijan las normas.

$$V(m^3) = \frac{MCR(KW) \cdot C_e \left( \frac{g}{kWh} \right) \cdot A (horas)}{p \left( \frac{g}{m^3} \right)}$$

$$V(m^3) = \frac{960 \cdot 194 \cdot 8}{991 \cdot 10^3} = 1,5035 m^3$$

$$1,5035 \times 2 = \mathbf{3,0069 m^3}$$

- Tanque de uso diario de MDO

Se monta un solo tanque de uso diario de Diésel oil ya que en condiciones normales se utilizará HFO. La capacidad de dicho tanque será:

$$V(m^3) = \frac{MCR(KW) \cdot C_e \left( \frac{g}{kWh} \right) \cdot A (horas)}{p \left( \frac{g}{m^3} \right)}$$

$$V(m^3) = \frac{960 \cdot 194 \cdot 8}{900 \cdot 10^3} = 1,6555 m^3$$

$$1,6555 \times 2 = \mathbf{3,3109 m^3}$$

- Tanque de lodos

Según Marpol, regla 17 del anexo 1:

*Todos los buques cuyo arqueado bruto sea igual o superior a 400 toneladas tendrán un tanque o tanques de capacidad suficiente, teniendo en cuenta el tipo de maquinaria con que estén equipados y la duración de sus viajes, para recibir los residuos (fangos) que no sea posible eliminar de otro modo". Entendiendo como fangos "los resultantes de la purificación de los combustibles y aceites lubricantes y de las fugas de hidrocarburos que se producen en los espacios de máquinas.*

La capacidad del tanque según el citado convenio es de máximo:

$$V = 2m^3$$

-  $V = 0,5 \cdot K_1 \cdot C \cdot D$ , Donde  $k_1$  es una constante que depende del combustible utilizado, C es el consumo diario en toneladas y D es la autonomía entre puertos.

$$V = 0,5 \cdot 0,005 \cdot \frac{194 \cdot 0,90 \cdot 960 \cdot 24}{10^6} \cdot \frac{4500}{11,5 \cdot 24} = 0,1640 m^3$$

$$0,1640 \times 2 = \mathbf{0,3279 m^3}$$

Al no disponer una planta de incinerador de lodos instalaremos un tanque con el doble de capacidad del indicado por la fórmula, es decir **0,70 m<sup>3</sup>**

- Purificadora de combustible (HFO)

Este equipo tiene como objetivo eliminar el agua y las impurezas presentes en el combustible y que la decantación no ha podido eliminar. El caudal de la depuradora se calcula con la fórmula que proporciona el fabricante.

$$Q = \frac{P \cdot b \cdot 24}{p \cdot t}$$

$$Q = \frac{960 \cdot 194 \cdot 1,15 \cdot 24}{991 \cdot 23} = 225,5177 \text{ l/h}$$

$$225,5177 \times 2 = \mathbf{452 \text{ l/h}}$$

Dónde:

- P = M.C.R del motor (kW)
- b = Consumo específico del motor más un 15% del margen de seguridad (g/kWh)
- p = Densidad del combustible (kg/m<sup>3</sup>)
- t = Tiempo de separación (h) (normalmente 23 h o 23,5 h)

- Purificadora de combustible (MDO)

El fabricante recomienda montar una purificadora separada para MDO para los buques que operen habitualmente con HFO. Otra opción es utilizar la purificadora de HFO cuando se encuentra en espera.

- Bomba de alimentación de la purificadora (HFO)(MDO)

- ✓ Caudal: Se corresponde con el caudal de la purificadora, es decir, 452 l/h
- ✓ Presión de descarga: 5 bar (de acuerdo con lo especificado en la guía del motor para el Heavy fuel oil.

- Pre calentador de combustible

Para la operación con fuel oil pesado es necesario calentar el combustible para que el trasiego del mismo se produzca adecuadamente. Este calor lo aportaremos mediante vapor como describimos en el cuaderno 12.



- Bomba de trasiego de combustible (HFO)

Suelen trabajar a presiones de descarga entre 3 y 4 bar, para vencer las pérdidas de carga que existen, y su caudal viene determinado por la capacidad de los tanques de sedimentación, ya que deben ser capaces de llenarlos en dos horas.

La bomba que se instalará para el trasiego de Heavy fuel oil tiene las siguientes características:

- ✓ Presión de descarga: 4 bar
- ✓ Caudal:

$$Q = \frac{V_{sedimentHFO}}{2} = \frac{9,0208}{2} = 4,5104 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Bomba de trasiego de combustible (MDO)

Las características son similares a las de la bomba de trasiego de HFO variando el caudal por variar también el volumen del tanque de sedimentación del diésel.

- ✓ Presión de descarga: 4 bar
- ✓ Caudal:

$$Q = \frac{V_{sedimentMDO}}{2} = \frac{9,9328}{2} = 4,9664 \text{ m}^3/\text{h}$$

### 10.5.1.2 SERVICIO DE ALIMENTACIÓN DE COMBUSTIBLE

Este sistema incorpora todos los elementos necesarios para suministrar combustible a los motores, desde los tanques.

Cada tanque dispone de una línea de alimentación y otra de retorno, con todos sus elementos: Válvulas, manómetros,...etc

El servicio de alimentación de combustible se estudia de forma independiente los motores principales, el grupo de emergencia y los demás motores auxiliares.

- Suministro para el motor principal

Estas bombas empujan el combustible desde los tanques de uso diario hasta los motores propulsores.

En la Project guide nos vienen el tipo de bomba que deberemos instalar a bordo:

<b>Pumps</b> <sup>3)</sup>				
<b>Engine driven pumps</b>				
Fuel oil feed pump (5.5-7.5 bar)	m <sup>3</sup> /h	1.3	1.3	1.3
HT cooling water pump (1-2.5 bar)	m <sup>3</sup> /h	45	45	45
LT cooling water pump (1-2.5 bar)	m <sup>3</sup> /h	69	69	69
Lube oil (3-5 bar)	m <sup>3</sup> /h	20	20	20
<b>External pumps</b> <sup>7)</sup>				
Diesel oil pump (4 bar at fuel oil inlet A1)	m <sup>3</sup> /h	0.68	0.79	0.90
Fuel oil supply pump <sup>8)</sup> (4 bar discharge pressure)	m <sup>3</sup> /h	0.33	0.38	0.44
Fuel oil circulating pump (8 bar at fuel oil inlet A1)	m <sup>3</sup> /h	0.68	0.79	0.90

- Sistema de inyección de combustible

El motor está provisto de bomba de inyección de un combustible, una válvula de inyección, y un tubo de alta presión para cada cilindro.

La bomba de inyección está montada en el engranaje de la válvula alojada por medio de dos tornillos. La bomba se compone de una carcasa de la bomba, un cilindro de la bomba colocado en posición central y un émbolo. La bomba se activa por la leva de combustible, y el volumen inyectado se controla girando el émbolo.

La válvula de inyección de combustible se encuentra en un manguito de válvula en el centro de la cabeza del cilindro. La apertura de la válvula es controlada por la presión de aceite de combustible, y la válvula está cerrada por un resorte.

El tubo de alta presión que es conducido a través de un abujero en la cabeza del cilindro está rodeado por un tubo de blindaje.

El tubo de blindaje tiene dos agujeros a fin de garantizar que cualquier fuga será drenada al orificio de la culata. El taladro está equipado con canal de drenaje y la tubería.

La bombas de inyección incluido equipos de inyección completa, de alta presión y tuberías de baja presión está bien encerrados detrás de las cubiertas desmontables.

- Alimentación para motores auxiliares

Para el resto de motores auxiliares se utilizan los mismos sistemas y equipos que para el sistema de los motores principales.

Una diferencia es: las bombas y válvulas de alivio, están en el interior de estos motores, ya que son de un tamaño menor.

Hará falta un servicio de filtros a la entrada de cada motor auxiliar.

- Suministro para el grupo de emergencia

Tanto la bomba como los filtros ya se encuentran en el interior del equipo. Para su alimentación se dispone de dos líneas: Alimentación y retorno, con sus correspondientes válvulas.

Habrà que tener especial atención a disponer de dos sistemas de arranque independientes.

- Tanques de fugas limpias

Su función es recoger las posibles fugas de combustible que se producen

- Sistema de Fuel oil interno

A continuación vamos a explicar cómo funciona este sistema a bordo del buque, mostraremos algunos diagramas y explicaremos los diferentes sistemas que lleva.

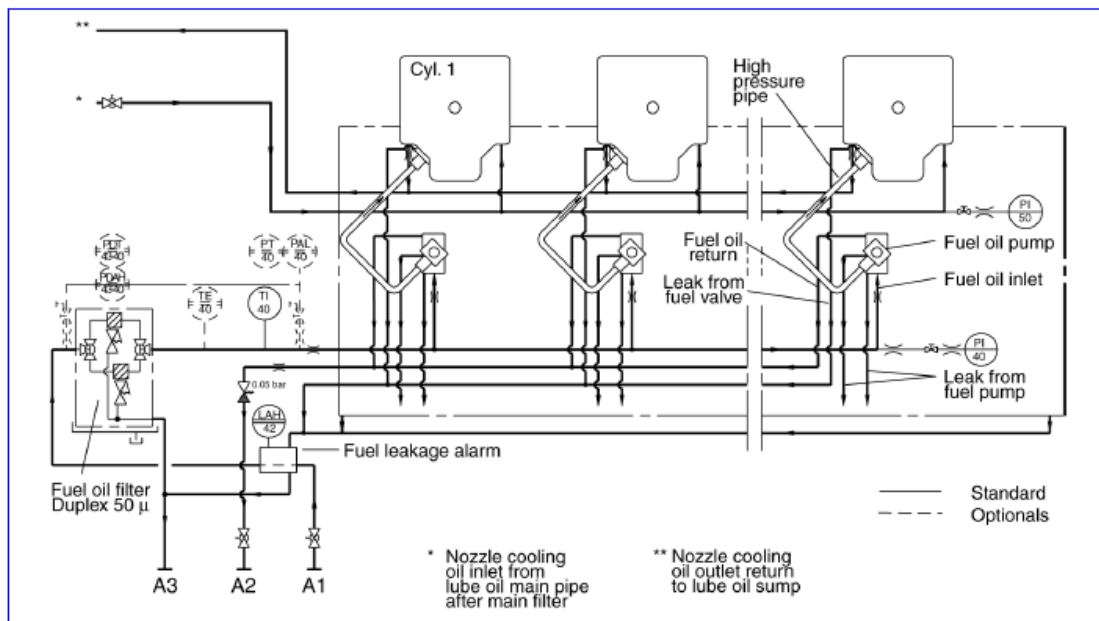


Figure 1: Internal fuel oil diagram

Pipe description		
A3	Waste oil outlet	DN15
A1	Fuel oil inlet	DN20
A2	Fuel oil outlet	DN20

Table 1: Flange connections are as standard according to DIN 2501

El siguiente sistema de fuel oil interno mostrado en la figura 1 consiste en las siguientes partes:

- El equipo de inyección de alta presión
- Un sistema de enfriamiento de la boquilla
- Un sistema de aceite usado

### **Sistema de fuel oil interno**

El fuel oil se suministra a las bombas de inyección a través de un filtro de seguridad.

El filtro de seguridad es un filtro duplex del tipo split con una finura de filtro de 50 my. El filtro está equipado con un grifo común de tres vías para el cambio manual de tanto de la entrada como del lado de salida.

### **Equipo de inyección de fuel**

Cada unidad de cilindro tiene su propio conjunto de equipos de inyección, que comprende la bomba de inyección, el tubo de alta presión y válvula de inyección.

El equipo de inyección y las tuberías de suministro de distribución están alojados en un compartimiento completamente cerrado minimizando así las pérdidas de calor del combustible precalentado.

Esta disposición reduce las temperaturas superficiales externas y el riesgo de incendios causados por fugas de combustible.

### **Bomba de inyección de fuel oil**

La bomba de inyección de combustible de aceite está instalada en la carcasa de guía de rodillo directamente sobre el árbol de levas, y se activa por la leva en el árbol de levas a través de guías de rodillos montados en la carcasa de guía de rodillo.

La cantidad de inyección de la bomba está regulada por el desplazamiento transversal de una cremallera dentada en el lado de la carcasa de la bomba.

Por medio de un anillo de cambio, el émbolo de la bomba con los dos fresados helicoidales, los bordes de corte se dan la vuelta. Por la presente se especifica la longitud de la carrera de la bomba cuando el émbolo cierra los agujeros de entrada hasta que los bordes de corte vuelvan de nuevo a descubrir los agujeros.

La liberación de alta presión a través de los bordes de corte presionan el aceite con gran fuerza contra la pared de la carcasa de la bomba. En su lugar, dos tornillos enchufables

intercambiables serán montados.

La cantidad de combustible inyectado en cada unidad de cilindro se ajusta por medio del gobernador.

Mantiene la velocidad del motor al valor prefijado por un posicionamiento continuo de los bastidores de la bomba de combustible, a través de un eje de regulación común y los vínculos de resorte para cada bomba.

La válvula de inyección es "profunda" y está empotrada en el centro de la culata.

### **Tubería de alta presión de Fuel oil**

La tubería de alta presión entre la bomba de inyección de combustible y el inyector de combustible es un tubo blindado con tubería cónica que termina para fijarse por medio de una tuerca de unión, y una tuerca pezón, respectivamente.

La tubería de alta presión es conducida a través de una apertura en la cabeza del cilindro, en el que está rodeado por un tubo de blindaje, que también actúa como tuerca de unión para la unión del extremo de la tubería para el inyector de combustible.

El tubo de blindaje tiene dos agujeros a fin de garantizar que cualquier fuga será drenada al orificio de la culata. El barrenado está equipado con canal de drenaje.

El tubo de blindaje está soportado por un manguito, montado en el orificio con tornillos.

El manguito está equipado con juntas tóricas con el fin de sellar el orificio de la culata.

### **Sistema de enfriamiento interno de la tobera**

Las toberas de las válvulas de inyección en los motores de HFO son controlados por temperatura por medio del circuito de lubricación de los motores del sistema de aceite.

El sistema mantiene una temperatura de la superficie de la tobera lo suficientemente bajo como para evitar la formación de las trompetas de carbono en las puntas de la boquilla durante la operación de carga alta y lo suficientemente alta para evitar la corrosión en frío durante el ralentí o la operación de carga baja.

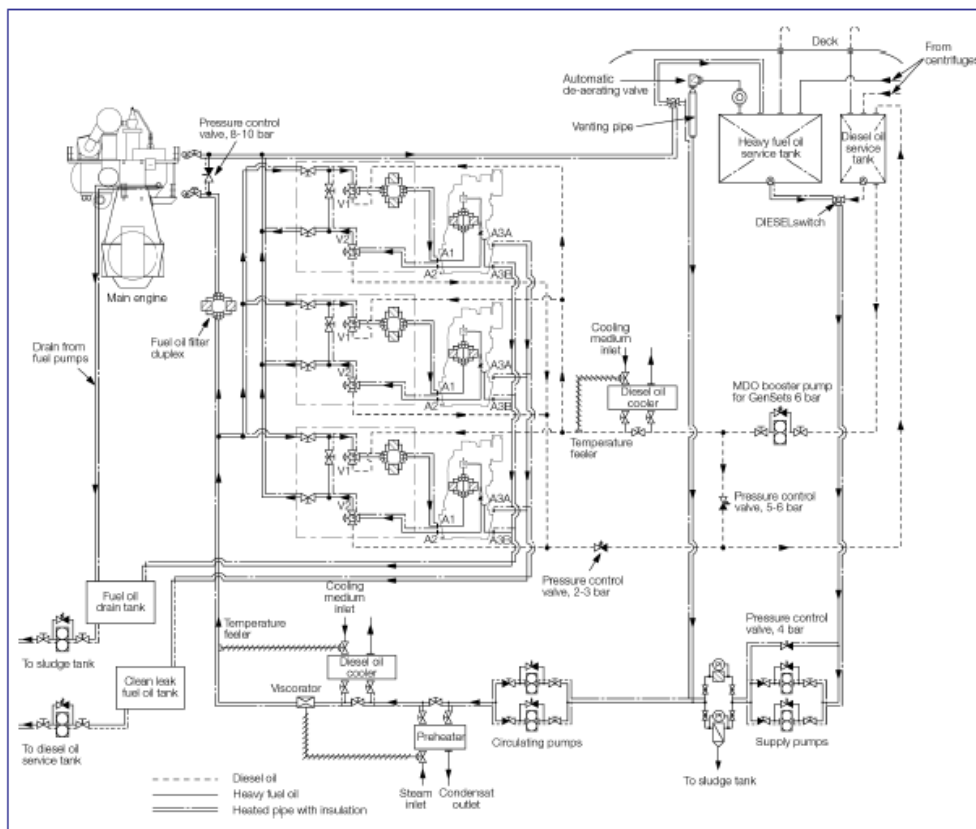
### **Sistema de aceite usado**

Para los residuos y aceite de fugas de los compartimentos, se han puesto válvulas de combustible ligados a una unidad de alarma de fuga de combustible.

La unidad de alarma consiste en una caja con un interruptor de flotador para el control de nivel. En caso de una fuga mayor que normal, el interruptor de flotador iniciará la alarma. El fuel oil de alimentación al motor se conducen a través de la unidad con el fin de mantener este caliente, garantizando así el paso de drenaje libre, incluso para los de alta viscosidad de residuos / fugas de aceite.

- Sistema de fuel oil

### Diagrama de fuel oil con división de drenaje



### Sistema de alimentación de fuel

El sistema de alimentación de combustible común es un sistema presurizado, que consiste en bombas de suministro HFO, bombas de circulación HFO, precalentador, enfriador de diesel, interruptor y equipos diesel para el control de la viscosidad, (por ejemplo, un viscorator). El Fuel oil es conducido desde el tanque de servicio a una de las bombas de suministro accionados eléctricamente.

Proporciona el Fuel oil con una presión de aproximadamente 4 bar en el lado de baja presión del sistema de fuel oil evitando así de ebullición del combustible en la tubería de ventilación. Desde la parte de baja presión del sistema de Fuel oil es llevado a una de las bombas de circulación de accionamiento eléctrico que bombea el fuel oil a través de un precalentador a los motores.

Para proteger los componentes del sistema de inyección en el motor de propulsión es recomendable instalar un filtro de Fuel oil dúplex con una finura de máx. 50 micras o lo más cerca posible del motor de propulsión.

### 10.5.2 SERVICIO DE REFRIGERACIÓN

Como también es el caso con el combustible y el aceite lubricante, el agua de refrigeración del motor debe ser cuidadosamente seleccionada, manipulada y comprobada.

Si este no es el caso, la corrosión, erosión y cavitación pueden producirse en las paredes del sistema de refrigeración en contacto con agua y pueden formar depósitos.

Los depósitos obstruyen la transferencia de calor y pueden provocar una sobrecarga térmica de las piezas enfriadas.

El sistema debe ser tratado con un agente anticorrosivo antes de ponerlos en funcionamiento por primera vez.

Las concentraciones prescritas por el fabricante del motor siempre se deben observar durante el funcionamiento posterior.

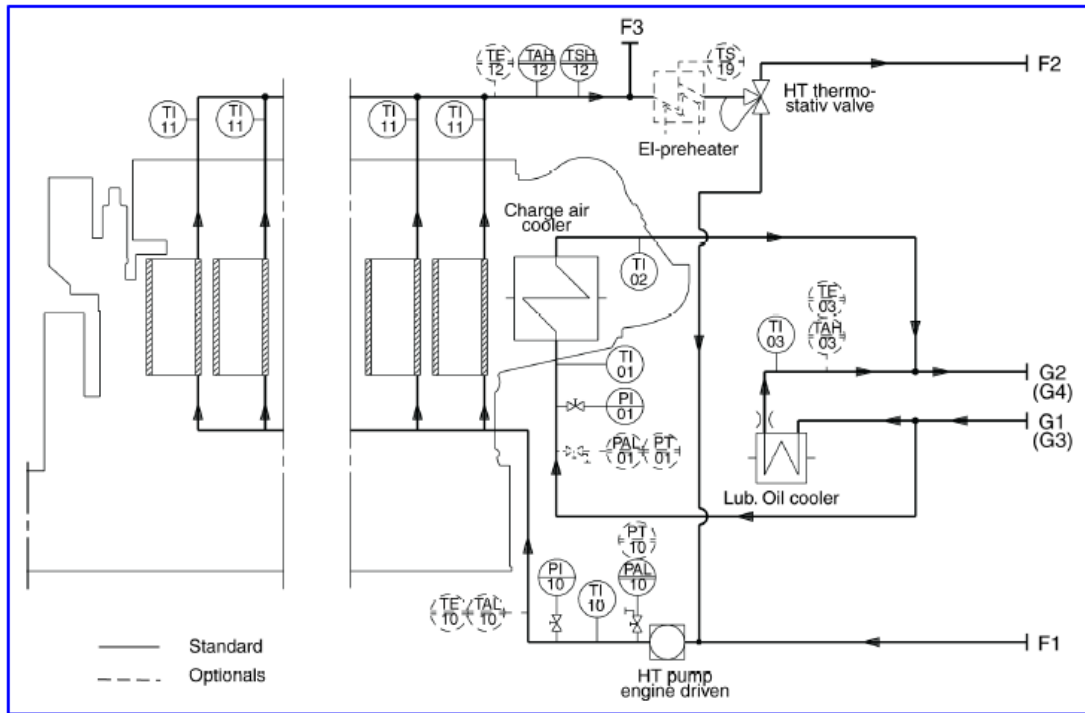
Lo anterior se aplica especialmente si se añade un aditivo químico.

Las propiedades del agua de enfriamiento sin tratar deben corresponder a los siguientes valores límite:

Properties/Characteristic	Properties	Unit
Water type	Distillate or fresh water, free of foreign matter.	-
Total hardness	max. 10	°dH*
pH value	6.5 - 8	-
Chloride ion content	max. 50	mg/l**

*Table 1: Cooling water - properties to be observed*

- Agua de refrigeración interna



### Pipe description

F1	HT fresh water inlet	DN 80
F2	HT fresh water outlet	DN 80
F3	Venting to expansion tank	DN 15
G1	LT fresh water inlet	DN 80/100
(G3)	LT sea water inlet	DN 80/100
G2	LT fresh water outlet	DN 80/100
(G4)	LT sea water outlet	DN 80/100

Table 1: Flange connections are standard according to DIN 2501

El sistema está diseñado con los circuitos LT y HT que están separados y está totalmente integrado en el sistema externo, que puede ser o convencional o un sistema de agua de refrigeración centralizada. Con este sistema de bombas e intercambiadores de calor pueden ser comunes para los motores de propulsión y alternadores.

### Circuito de baja temperatura

De serie el sistema está preparado para el agua potable en el sistema de baja temperatura, con tubos de acero y las placas en el enfriador de aceite hecho de acero



inoxidable, pero como opcional, el agua de mar se puede utilizar siempre que los materiales utilizados en el sistema se ajusten en consecuencia.

### **Circuito de alta temperatura**

Desde el sistema de alta temperatura externa, el agua es direccionada a través de un tubo de distribución a la parte inferior del espacio de agua de refrigeración entre el revestimiento y el marco de cada unidad de cilindro.

El agua se lleva a través de orificios en la parte superior a través de la camisa y refrigera las cabezas de los cilindros y los asientos de las válvulas.

A partir de las culatas el agua es conducida a través de un tubo de salida común al sistema externo.

### **Velocidades de tubos externos**

Para las conexiones de tuberías externas prescribimos las siguientes velocidades máximas de agua:

- Agua dulce: 3.0 m/s
- Agua salada: 3.0 m/s

### **La caída de presión a través del motor**

La caída de presión en el sistema de motores de alta temperatura, bomba exclusiva y válvula termostática, es de aproximadamente 0.5 bar.

### **Enfriador de aceite lubricante**

La caída de presión de agua de refrigeración a través del enfriador de aceite lubricante es de aprox. 0,3 bar; la caída de presión puede ser diferente dependiendo del diseño real instalado.

### **válvula termostática**

La caída de presión a través de la válvula termostática es de aprox. 0,5 bar.

### **Enfriador de aire de carga**

La caída de presión de agua de refrigeración a través del enfriador de aire de carga es:

$$\Delta P = V^2 \times K \text{ [Bar]}$$

V = flujo de agua de enfriamiento en m<sup>3</sup>/h

K = Constant, see B 15 00 0, Charge Air Cooler

## Pumps

Las bombas de agua de refrigeración deben ser del tipo centrífugo.

	FW	SW
Differential pressure	1-2.5 bar	1-2.5 bar
Working temperature	max. 90°C	max. 50°C

## Tanque de expansión

Para proporcionar los cambios en el volumen en el cerrado sistema de refrigeración de agua de las camisas causadas por cambios en la temperatura o las fugas, un depósito de expansión debe ser instalado.

El tanque de expansión también proporciona una cierta altura de aspiración para la bomba de agua fresca para evitar la cavitación. El nivel más bajo de agua en el tanque debe ser como mínimo de 8 a 10 m por encima de la línea central del cigüeñal.

El tubo de ventilación debe hacerse con pendiente ascendente continua de mínimo 5 °, incluso cuando el buque tenga un trimado o se escore (inclinación estática).

El tubo de ventilación debe estar conectado al tanque de expansión por debajo del nivel mínimo de agua; esto evita la oxidación del agua de refrigeración causada por "salpicaduras" de la tubería de ventilación. El tanque de expansión debe estar equipado con tubería de ventilación y brida para el llenado de agua y los inhibidores.

El volumen del tanque mínimo recomendado: 0.1 m<sup>3</sup>.

Para plantas múltiples el volumen del tanque debe ser mín .:

$$- V = 0.1 + (\text{expansión. vol. per extra eng.}) [\text{m}^3]$$

## Los datos para sistema de precalentamiento externo

La capacidad del precalentador externo deberían de ser 0-8-1.0 kW/cilindro.

El flujo a través del motor para cada cilindro debe ser de aprox. 1,4 l / min con un flujo de arriba y hacia abajo y 10 l / min con flujo de abajo y hacia arriba. Véase también el cuadro 1 siguiente.

Cyl. No.	5	6	7	8
Quantity of water in eng:				
HT-system (litre)	200	240	280	320
LT-system (litre)	55	60	65	70
Expansion vol. (litre)	11	13	15	17
Preheating data:				
Radiation area (m <sup>2</sup> )	14.0	16.1	18.2	20.3
Thermal coeff. (kJ/°C)	2860	3432	4004	4576

Table 1: Showing cooling water data which are depending on the number of cylinders.

#### Volume

Engine type	Expansion volume litre*	Recommended tank volume m <sup>3</sup> **
5L23/30H	11	0.1
6L23/30H	13	0.1
7L23/30H	15	0.1
8L23/30H	17	0.1

### Diseño del sistema de agua de refrigeración externa

No es difícil hacer un sistema cumpla con los requisitos, pero para hacer el sistema a la vez simple y barato y aun así cumplir con los requisitos tanto del fabricante de motores y otras partes involucradas puede ser muy difícil. Una versión simple de esto no puede hacerse sin la participación del constructor del motor.

Los diagramas siguientes son esquemas principales, y son MAN Diesel & Turbo para el diseño de los sistemas de agua de enfriamiento externos.

### Sistema de refrigeración central

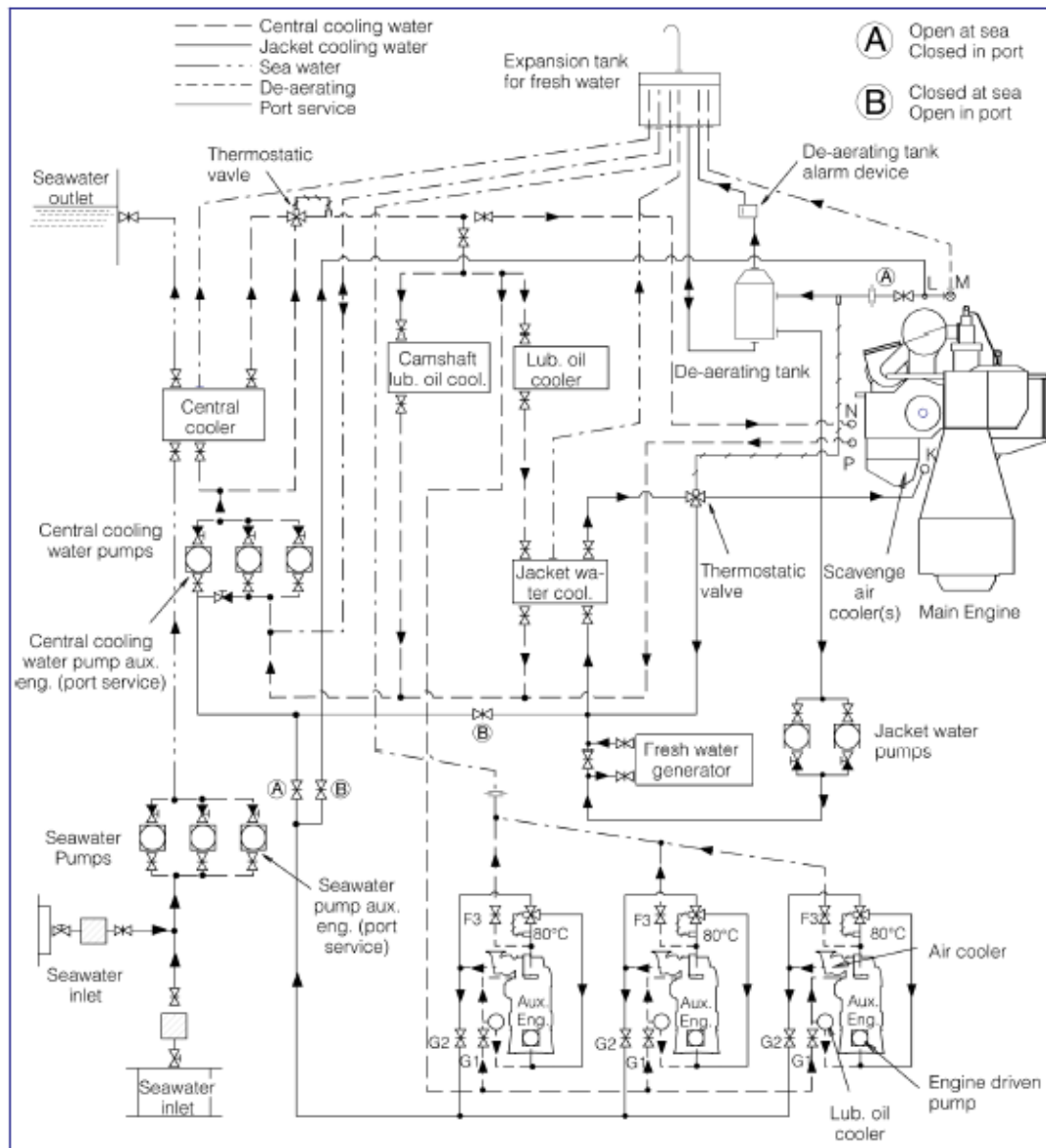


Figure 1: Diagram for central cooling system.

a) Las características de diseño y principio de funcionamiento

El sistema de refrigeración central es una alternativa al sistema de refrigeración de agua de mar convencional, basada en los mismos principios de diseño con respecto a los lugares más fríos, control de flujo y de precalentamiento, pero con un enfriador central y un conjunto adicional de bombas.

El enfriador central minimiza el trabajo de mantenimiento por ser el único componente que está en contacto con agua de mar. En todas las demás partes del sistema, de agua dulce se utiliza de acuerdo con las especificaciones MAN Diesel & Turbo.

b) Operación en la mar

Las bombas refrigerantes de agua de mar bombean agua de mar desde las tomas de mar

pasando por el enfriador central.

Desde el punto de vista del agua dulce, las bombas de refrigeración centrales circulan el agua dulce a baja temperatura directamente a través de los enfriadores de aceite lubricante del motor principal y de los motores auxiliares.

El agua de las camisas del sistema de refrigeración para los motores auxiliares está equipado con bombas accionadas por motor y un sistema de by-pass integrado en el sistema de baja temperatura, mientras que el sistema principal de las camisas del motor principal tiene un circuito independiente de bombeo de agua de camisas, circula el agua fría a través del generador de agua dulce y lo dirige a la entrada de las camisas.

Una válvula de 3 vías con termostato en la salida de la camisa de refrigeración donde se mezcla el agua refrigerada con la no refrigerada para mantener una temperatura de salida de agua de una temperatura entre 80-82 °C del motor principal.

Como toda el agua de enfriamiento dulce se inhibe y es común para el sistema de refrigeración central, un solo tanque de expansión común hará falta, para la desaireación de los sistemas tanto de temperatura baja como de alta. Este tanque alivia la diferencia en el volumen de agua causada por cambios en la temperatura.

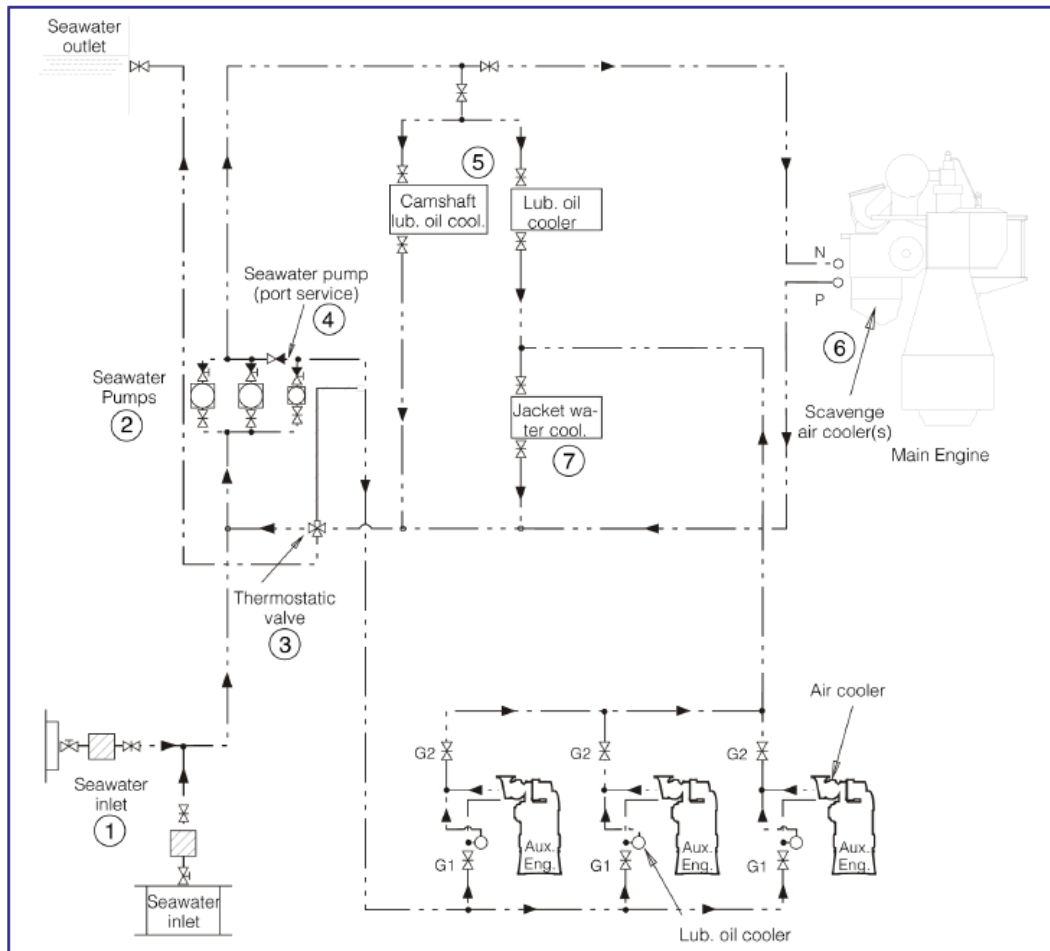
Para evitar la acumulación de aire en el sistema de agua de refrigeración, un depósito de desaireación se encuentra debajo del tanque de expansión. Se ha insertado un dispositivo de alarma entre el tanque de desaireación y el depósito de expansión de forma que la dotación de gobierno pueda ser notificada si se libera el exceso de aire o gas, ya que esto indica un mal funcionamiento de los componentes del motor.

#### c) Operación en puerto

Durante la operación en el puerto, cuando el motor principal se detiene, pero uno o más motores auxiliares están en funcionamiento, la válvula, punto A, se cierra y la válvula, punto B, se abre. Una pequeña bomba central de agua circulará el flujo necesario de agua para el enfriador de aire, para el aceite lubricante y para las camisas de los motores auxiliares.

#### **Diagrama de agua salada (convencional)**

Aunque hayamos elegido la opción del sistema de refrigeración central, vamos a explicar cómo funciona el sistema de agua salada convencional.



### a) Funcionamiento

El sistema de agua salada es un sistema de baja temperatura. Sin embargo, para estar seguro de que el aceite lubricante se mantiene a un nivel de viscosidad adecuada para la transferencia de calor, se dispone de recirculación, controlado por la válvula termostática, se garantiza que la temperatura de entrada del agua para refrigeración no cae por debajo de 10 °C.

### b) Operación en la mar

A través de dos tomas de mar, el agua de mar es bombeada por las bombas de agua de mar y se bombea a través de los diferentes enfriadores, tanto para el motor principal y los motores auxiliares.

Los enfriadores incorporados en el sistema son los enfriadores de aceite para lubricación, los enfriadores de aire de barrido y el común enfriador de las camisas.

El enfriador de aire se nutre directamente por las bombas y por lo tanto se enfrían por el

agua más fría disponible en el sistema. Esto asegura la temperatura del aire de barrido más baja, y por lo tanto el enfriamiento óptimo se obtiene con vistas a la eficiencia térmica más alta posible de los motores.

Dado que el sistema es agua de mar refrigerada, todos los componentes deben ser hechos de materiales resistentes al agua de mar para reducir el trabajo de mantenimiento.

Con dos de los motores principales y uno o más motores auxiliares, la bomba de agua salada suministra agua fría a todos los enfriadores que se muestran, y la otra bomba puede estar apagada.

#### c) Operación en puerto

Durante la operación en puerto, cuando los motores principales están apagados pero algún motor auxiliar está activo, una bomba pequeña de agua salada se enciende en vez de las bombas grandes. El agua es empujada por la bomba a través de los motores auxiliares y es conducida por las camisas y luego de vuelta al mar.

#### **Diagrama de refrigeración de las camisas del motor (funcionando en la mar)**

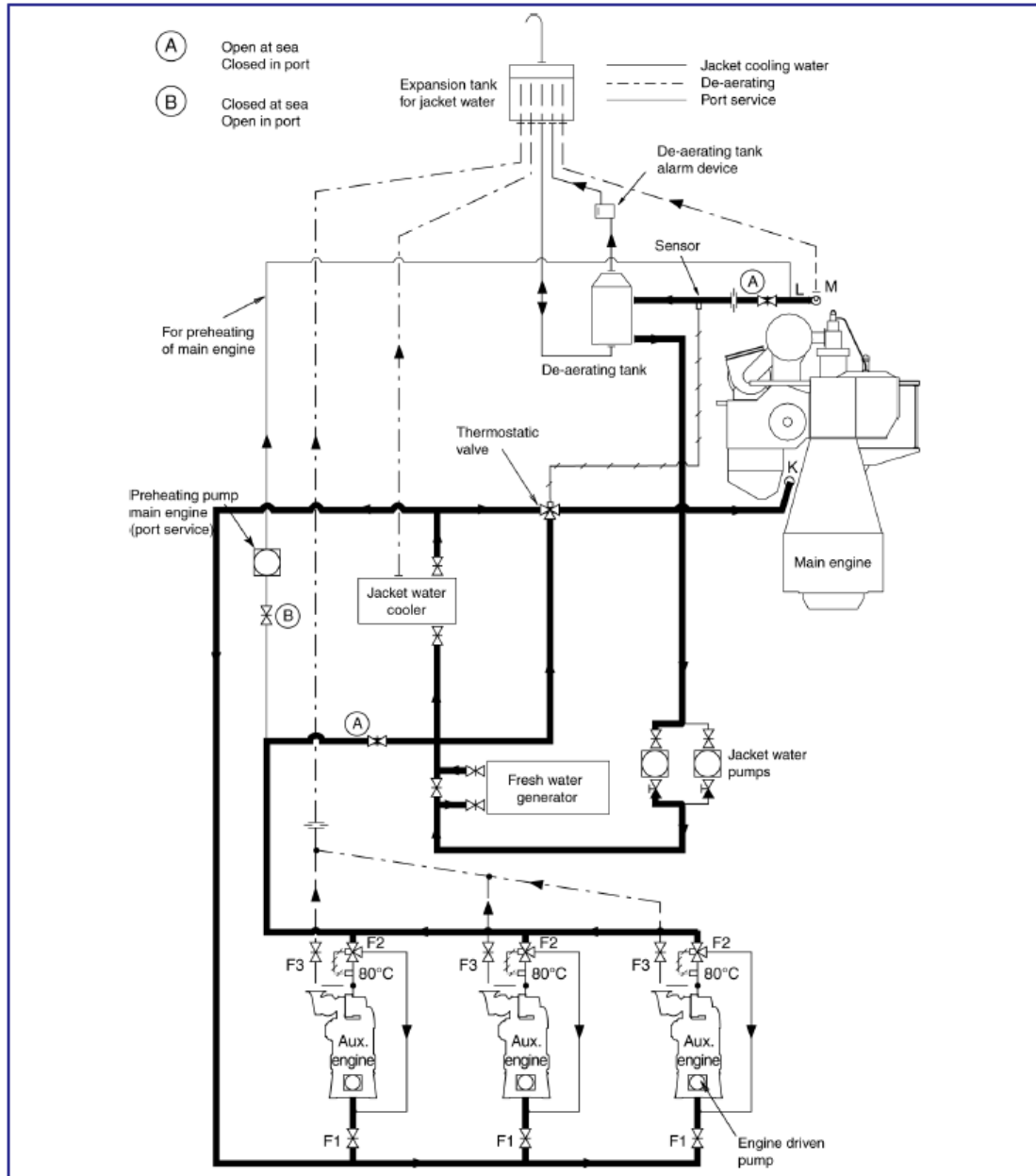
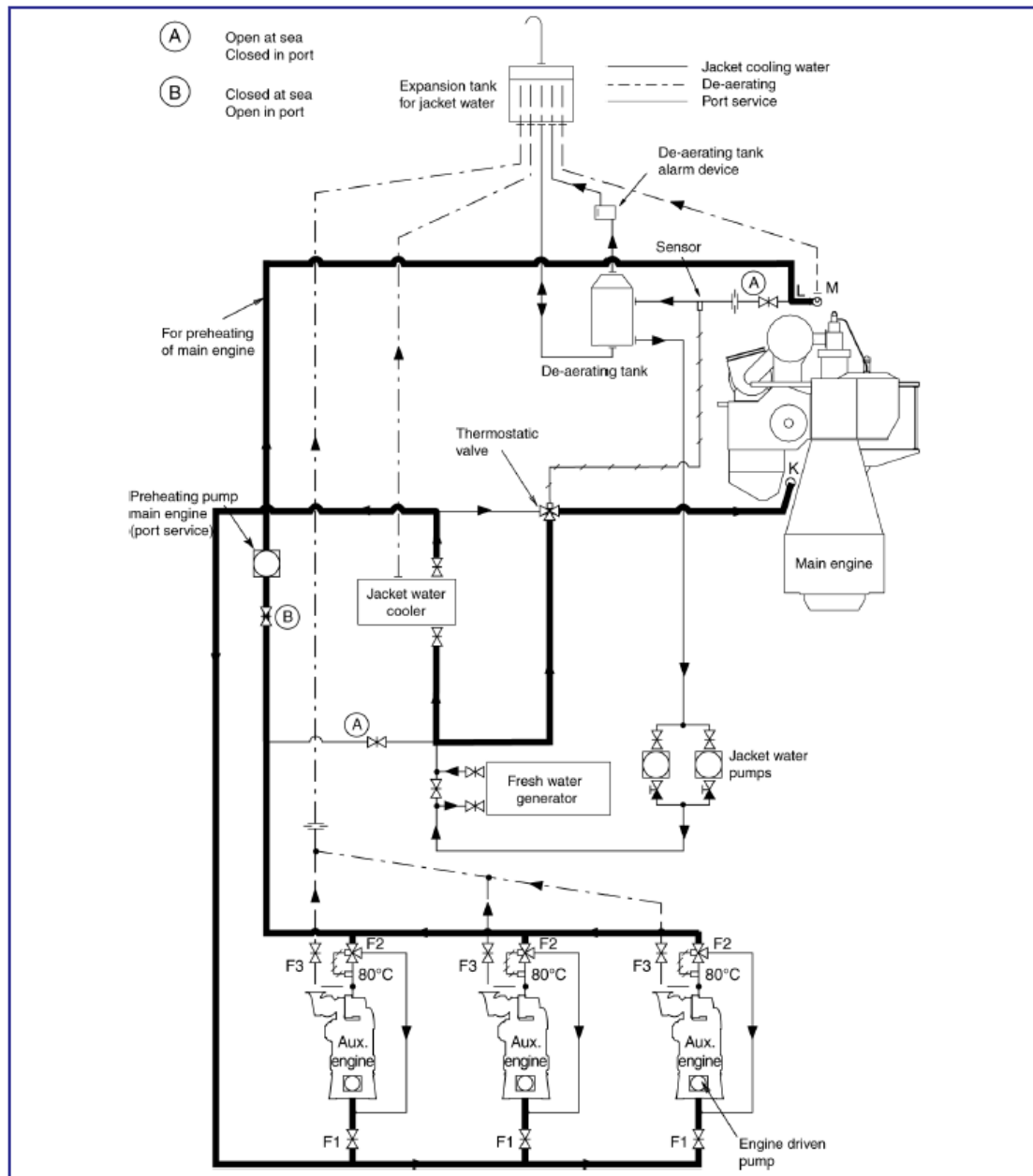


Diagrama de refrigeración de las camisas del motor (funcionando en puerto)





### a) Funcionamiento

El sistema de enfriamiento de agua de las camisas controla la temperatura de los motores para que sea la adecuada.

El agua de las camisas debe ser inhibida para proteger las superficies del sistema de refrigeración contra la corrosión, fatiga de corrosión, cavitación y la formación de óxido.

### b) Operación en la mar

Las bombas de las camisas circulan agua de refrigeración caliente desde los motores al

generador de agua dulce y desde allí al enfriador de las camisas. Allí una válvula termostática de 3 vías mezcla agua enfriada y sin enfriar para mantener una temperatura de entre 80-82 °C de los motores.

Un serpentín integrado en los motores auxiliares asegura una temperatura constante de 80 °C a la salida de los motores auxiliares.

Para prevenir la acumulación de aire en el sistema de agua de las camisas, un tanque desaireador se pone en la salida del motor principal. Se instala una alarma entre el desaireador y el tanque de expansión para que se notifique a la tripulación, ya que un exceso de aire o gas liberado se señala como un mal funcionamiento de los componentes de los motores.

#### c) Operación en puerto

Los motores principales son precalentados utilizando agua caliente de los motores auxiliares. Dependiendo del tamaño de los motores y de los auxiliares, se dispondrá de un precalentador extra. Este precalentamiento se activa cerrando la válvula A y abriendo la válvula B.

La activación de las válvulas A y B cambiará el sentido de circulación, y el agua ahora será distribuida por las bombas de los motores auxiliares. Desde los motores auxiliares, el agua fluye directamente a la salida de las camisas del motor principal. Cuando el agua abandona el motor principal, a través de la entrada de las camisas, esta fluye a la válvula de 3 vías controlada termostáticamente.

El serpentín integrado en los motores auxiliares asegurarán una temperatura constante de 80 ° C a la salida del motor auxiliar, el motor principal se precalienta, y los motores auxiliares en stand-by también pueden ser precalentados por medio de válvulas que operan en F3 y F1.

### **10.5.3 SERVICIO DE LUBRICACIÓN**

El aceite de lubricación se utilizara en los siguientes equipos:

- Motores principales
- Motores auxiliares
- Reductora

- Lubricación del motor principal

El aceite lubricante cumple, dentro del motor principal, con las siguientes misiones:

- Reduce el rozamiento entre las piezas móviles del motor
- Refrigeración
- Actúa como sellante entre los segmentos del pistón y la camisa del cilindro
- Previene al motor de corrosión

Los componentes del servicio de lubricación del motor principal son los siguientes:

- Tanque almacén: Este tanque tiene como misión cubrir el posible consumo de aceite de lubricación durante la navegación.
- Tanque de circulación: Este tanque contiene el aceite de lubricación del motor, y se encuentra justo debajo del mismo. El aceite es aspirado mediante la bomba de lubricación, y luego regresa al tanque por gravedad.
- Tanque de aceite sucio: Este tanque recoge el aceite del tanque de circulación del motor principal, de los motores auxiliares y de la reductora que se encuentre contaminado.
- Tanque de lodos: Es común para el servicio de lubricación y combustible.
- Bombas de lubricación: Acorde al fabricante del motor, las bombas de lubricación deben de ser de  $17 \text{ m}^3/\text{h}$  y con una presión de descarga de 3-5 bar. También llevara una bomba de prelubricación de  $0,75 \text{ kW}$  y  $2.14 \text{ m}^3/\text{h}$  (como se muestra en la tabla)

Engine type	No. of cyl.	Pump type	m <sup>3</sup> /h	rpm	Electric motor 230/400 V, 50 Hz (IP 55)			
					Type	kW	Start current Amp.	Full-load current Amp.
L23/30H	5-6-7-8	R25/12.5 FL-Z-DB-SO	2.14	2870	5APE80M-2K	0.75	24.65	2.97
L28/32H	5-6-7-8-9							
L28/32DF	5-6-7-8-9							
V28/32H	12-16-18	R35/25 FL-Z-DB-50	4.2	2860	5APE90S-2	1.5	34.0	6.2
V28/32S	12-16-18	R35/40 FL-Z-DB-50	6.9	2905	6APE100L-2	3.0	74.2	10.6
V28/32DF	12-16-18							

- Filtros: Se instalarán filtros tanto a la entrada de las bombas como a la entrada del motor.
- Separadores de aceite: Se encarga de la purificación del aceite de la planta. Se centrifugará la totalidad del aceite como mínimo dos veces al día.
- Enfriador de aceite: Disminuye la temperatura del aceite lubricante antes de entrar en el motor. Es un intercambiador de calor de agua dulce/aceite

- Reductora

Para la lubricación de la reductora se dispone de dos sistemas:

- Lubricación de los engranajes, que consta de las siguientes partes:
  - Tanque almacén
  - Enfriador de aceite
  - Toma de aceite
  - Filtro
  - Bomba de aceite de 10 kW de potencia
- Sistema hidráulico del embrague

#### 10.5.4 SISTEMA DE ARRANQUE CON AIRE COMPRIMIDO

El aire comprimido para el sistema de arrancado debe cumplir la norma ISO 8573-1:2010. Este aire debe estar libre de partículas sólidas y libre de aceite.

Existen unos requerimientos que hace falta cumplir:

- |  |   |
|--|---|
| - Pureza con respecto a partículas sólidas | Clase de calidad 6                        |
| - Tamaño de las partículas > 40µm          | Máxima concentración < 5mg/m <sup>3</sup> |
| - Pureza con respecto a la humedad         | Clase de calidad 7                        |
| - Contenido de agua residual               | < 5 mg/m <sup>3</sup>                     |
| - Pureza con respecto al aceite            | Clase de calidad 5                        |

Requisitos adicionales:

- El diseño del sistema de aire de arranque debe impedir la iniciación de corrosión.
- El sistema de aire de arranque a partir receptores de aire debe estar equipada con dispositivos para la eliminación de agua condensada.
- La formación mezclas explosiva peligrosas de aceite lubricante y aire comprimido deben prevenirse de forma segura a través de los dispositivos en el sistema de aire de arranque y al mantenimiento a través de los componentes del sistema.

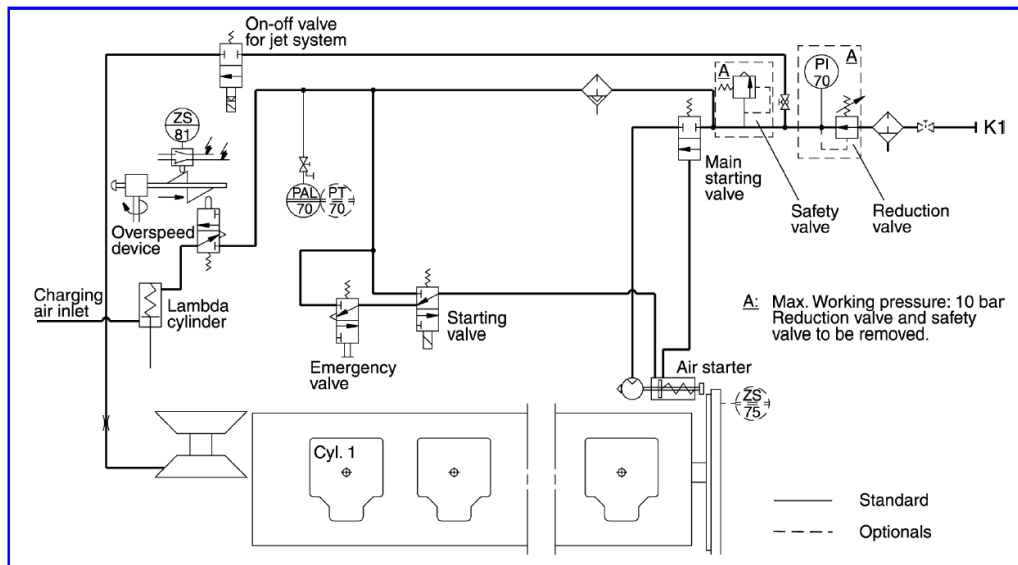
Hay que recordar que el aire comprimido es usado para la activación de las funciones de seguridad del motor, por eso mismo la calidad del aire es de gran importancia.

El aire comprimido también se usara para:

- Los catalizadores
- Para el soplado de hollín

- Diagrama del sistema de aire comprimido

### Compressed air system



### Pipe description

Pipe description		
K1	Compressed air inlet	DN 40

Table 1: Flange connections are standard according to DIN 2501

### Fundamentos generales

El sistema de aire comprimido en el motor contiene un sistema de arranque, sistema de control inicial y sistema de seguridad. Además, el sistema suministra aire al sistema de chorro.

El aire comprimido se suministra desde los receptores de aire de arranque (30 bar) a través de una estación de reducción, desde donde el aire comprimido de 7 hasta 9 bar se suministra al motor.

Para evitar partículas de suciedad en el sistema interno, se montará un filtro en la línea de entrada al motor.

### Sistema de arranque

El motor se pone en marcha por medio de un motor de arranque incorporado en el aire, que es un motor de turbina con caja de cambios, embrague de seguridad y eje de accionamiento con piñón. Además, hay una válvula de arranque principal.

### **Sistema de control**

El motor de arranque de aire se activa eléctricamente con una válvula de solenoide de 3/2 vías neumática. La válvula se puede activar manualmente desde el cuadro de arranque del motor, y se puede organizar para el control remoto, manual o automático.

Para la activación remota, la bobina de arranque está conectada de modo que cada señal de salida a la bobina pasa a través de la función de arranque seguro, que está conectada con el convertidor para las rpm del motor.

Además el sistema está equipado con una válvula de arranque de emergencia, la cual hace que se pueda activar manualmente en caso de fallo eléctrico.

### **Sistema de seguridad**

De serie el motor está equipado con un dispositivo mecánico/neumático para la sobrevelocidad, que empieza a funcionar si se supera el número de revoluciones máximo permitido. Este dispositivo se monta en la cubierta del extremo de la bomba de lubricante accionada por el motor y es impulsado desde la bomba a través de un acoplamiento elástico.

Cuando se exceden las revoluciones máximas permitidas, el dispositivo activa un sistema neumático para controlar y parar el cilindro, el cual dejara de suministrar combustible y hará para al motor.

### **Secuencia de encendido neumático**

Cuando se abre la válvula de arranque, el aire se suministra a la carcasa del eje de accionamiento del motor de arranque de aire.

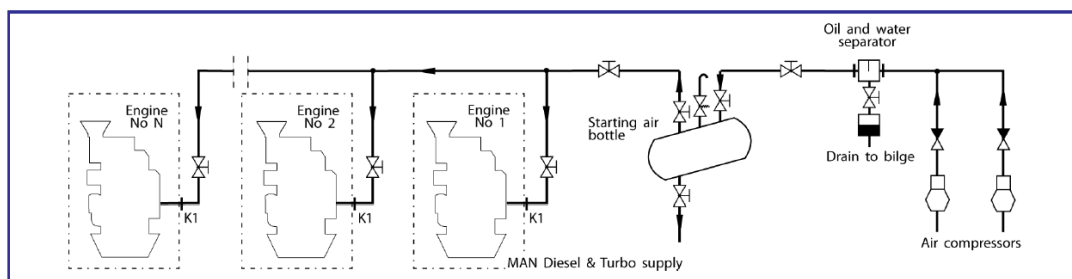
El suministro de aire (mediante la activación de un pistón) lleva al piñón de accionamiento en acoplamiento con la corona dentada en el volante del motor.

Cuando el piñón está totalmente activado, el aire de pilotaje fluirá y abrirá la válvula de arranque principal, lo que el aire será dirigido al motor de arranque de aire, que comenzará a girar el motor.

Cuando las rpm exceden aprox. 140, en el que la combustión ha tenido lugar, la válvula de arranque se cierra mediante el cual se desacopla el motor de arranque de aire.

- Diagrama de aire comprimido (externo)

#### Diagram



#### Diseño para el sistema externo

El diseño del sistema de aire comprimido para la planta en cuestión deberá cumplir con las normas de la sociedad de clasificación.

- Según RS: *La capacidad de los receptores de aire deberá ser suficiente para proporcionar sin recarga no menos de 12 arranques consecutivos del motor de propulsión, si se invierte para dar marcha atrás, o 6 arranques consecutivos si el motor no se invierte para dar marcha atrás.*

Un separador de aceite y agua se debe montar entre el compresor y los receptores de aire, y el separador debe estar equipado con instalaciones de drenaje automático.

Cada motor sólo necesita una conexión para aire comprimido.

Los tubos de aire de arranque deben montarse con una inclinación hacia los receptores, evitando así posibles acumulaciones de agua condensada en los compresores.



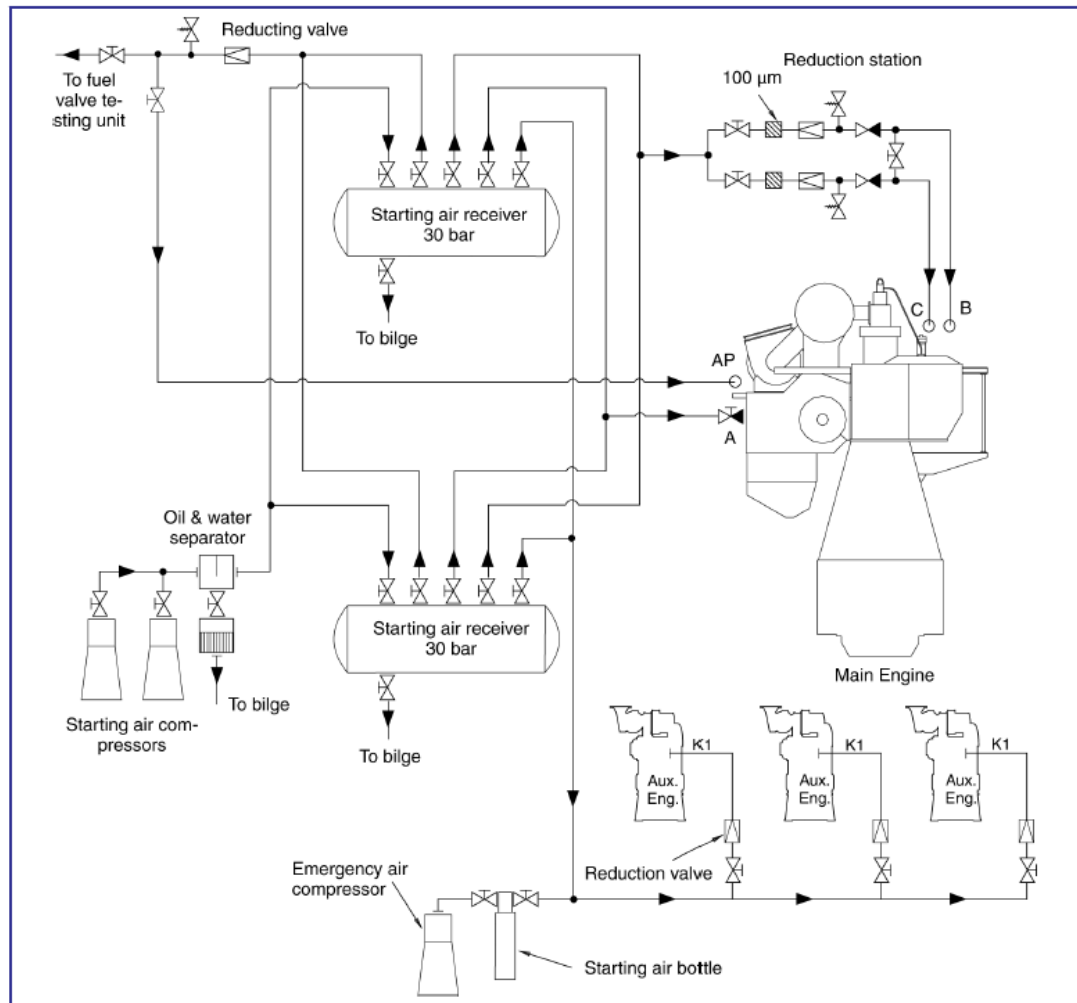
Válvulas de drenaje se deben montar en la posición más baja en los tubos de aire de arranque.

### **Instalación**

Con el fin de proteger el equipo de arranque y el control del motor contra el agua de condensación, lo siguiente debe ser observado:

- El depósito de aire (s) debe instalarse siempre con buenas instalaciones de drenaje. Receptor (s) dispuestos en posición horizontal deben de instalarse con una pendiente hacia abajo de min. 3 ° -5 °.
- Las tuberías y componentes deben de ir siempre tratados para evitar la creación de óxido.

- Las características de diseño y principio de funcionamiento



Dos compresores de arranque con arranque y apagado automático mantienen un aire de arranque con una presión de 30 bares en los recipientes.

El motor principal se suministra con 30 bares a partir de aire directamente de los receptores de aire de arranque. A través de una estación de reducción de presión de aire comprimido a 7 bares se suministra como aire de control para el sistema de maniobra del motor, y como el aire de seguridad para el sistema de emergencia.

Aire de arranque y de control para los motores auxiliares es también suministrado de los mismos receptores de aire de arranque, a través de válvulas de reducción que disminuyen la presión a un valor adecuado al tipo de motor de cuatro tiempos elegido.

Se instalará un compresor de aire de emergencia y una botella de aire de arranque para tener redundancia en el sistema de encendido.

Si aire con alta humedad es acogido por los compresores de aire, un separador de aceite y agua eliminará la humedad que hay presente en el aire comprimido a 30 bar.

Como la presión es reducida posteriormente a 7 bar, como para el sistema principal de maniobra del motor, la humedad en el aire comprimido va a ser muy ligera. Por consiguiente un secado adicional de ese aire se considerará innecesario.

Los compresores que se instalarán como ya hemos visto son dos y uno de emergencia. Los compresores serán de dos etapas con refrigeración intermedia por agua dulce. La presión de trabajo es de 30 bares y la capacidad total es de 2 Nm<sup>3</sup>. La potencia absorbida por un compresor se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$P_{compresor} = 2,22 \frac{n}{n-1} P_a \cdot Q \left( R_c^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) (CV)$$

Dónde:

$n = 1,4$  constante adiabática del aire

$P_a = 1 \text{ kg/cm}^2$  presión en la aspiración

$Q = 2/60 = 0,033 \text{ l/min}$  caudal de aire

$R_c = 30$  relación de compresión

$$P_{compresor} = 2,22 \frac{1,4}{1,4-1} 1 \cdot 0,033 \left( 30^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 0,43 (CV) = \mathbf{0,33 \text{ kW}}$$

### 10.5.5 SISTEMA DE AIRE DE COMBUSTIÓN

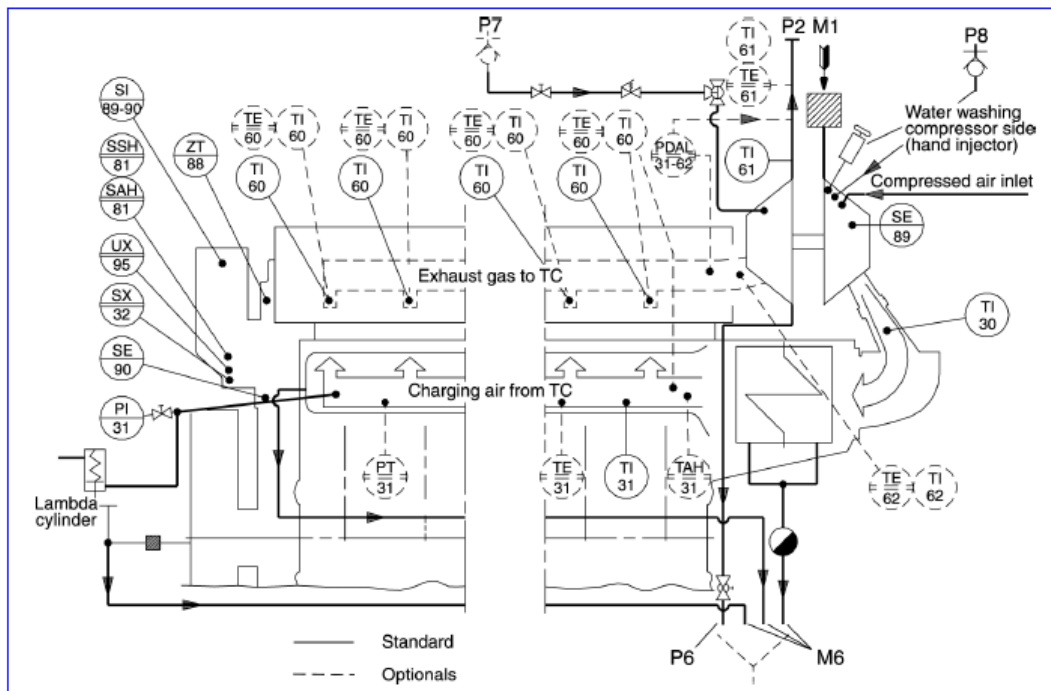


Figure 1: Diagram for combustion air system.

Pipe description		
M1	Charge air inlet	
M6	Drain from charge air cooler outlet	DN 15*
P2	Exhaust gas outlet	**
P6	Drain from turbocharger outlet	DN 15*
P7	Water washing turbine side inlet (Optional quick coupling)	1/2"
P8	Water washing, compressor side with quick coupling inlet	1/4"

La entrada de aire a los turbocompresores se realiza directamente desde la sala de máquinas a través del silenciador de admisión en el turbocompresor.

Desde el turbocompresor el aire es conducido a través del receptor de aire refrigerado de aire de carga y lo lleva a las válvulas de admisión de cada cilindro.

El enfriador de aire de carga es un tubo compacto para refrigerar con una superficie de intercambio grande.

El receptor de aire de carga está integrado en el bastidor del motor en el lado de escape. Es recomendable soplar el aire de ventilación por la parte alta de los motores, cerca de la entrada de aire del turbo, pero no tan cerca para que el agua de mar o el vapor se puedan extraer.

### Receptor de agua nebulizada

A la salida del aire de carga de refrigeración se dispone el receptor de agua nebulizada.

El receptor de agua nebulizada previene la entrada de agua de condensación a la cámara de combustión (uno de las causas principales del desgaste de los cilindros).

### Turbocompresor

El compresor que se instalara será un compresor de alta eficiencia de la casa Man diesel & turbo NR/R y de tipo radial, el cual esta localizado al extremo delantero del motor, montado en la placa superior de la carcasa del enfriador de aire de carga.

### Limpieza del turbocompresor

El turbocompresor está equipado con un dispositivo para el lavado con agua en el lado de la turbina y lo mismo en el lado del compresor. Se pueden ver en las secciones B 16 01 1 y en la B 15 05 1 de la Project guide.

## Controlador Lambda

El objetivo de este controlador lambda es prevenir la inyección de más combustible en la cámara de combustión del que se puede quemar durante un incremento de carga. Esto se lleva a cabo mediante el control de la relación entre el índice de combustible y la presión del aire de carga.

El controlador lambda tiene diferentes ventajas:

- Reduce el humo visible en caso de aumento instantáneo de carga.
- Mejorando la capacidad de la carga
- Menos ensuciamiento de los conductos de exhaustación
- Limitación del uso inicial de Fuel oil durante el encendido

## Valores máximos para el aire de combustión

Properties	Typical value	Unit *
Dust (sand, cement, CaO, Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> etc.)	max. 5	mg/Nm <sup>3</sup>
Chlorine	max. 1.5	
Sulphur dioxide (SO <sub>2</sub> )	max. 1.25	
Hydrogen sulphide (H <sub>2</sub> S)	max. 5	
Salt (NaCl)	max. 1	
* One Nm <sup>3</sup> corresponds to one cubic meter of gas at 0 °C and 101.32 kPa.		

Table 1: Intake air (combustion air) - typical values to be observed

## 10.5.6 SISTEMA DE EXHAUSTACIÓN

### Sistema de gases de exhaustación externo

La contrapresión en la tubería de escape debe ser lo más baja posible.

Por lo tanto es de suma importante que la tubería de escape se haga lo más corta posible y con pocas curvas y poco pronunciadas.

Tubos de escape largos, curvos y estrechos producen mayor contrapresión lo que afectará a la combustión del motor.

Contrapresión en la tubería de escape provocará una pérdida de energía y causará un mayor consumo de combustible.

La contrapresión del escape no debe exceder de 30 mbar en el MCR. La velocidad de los gases a través de la tubería de unos 35m/s es la mayoría de las veces adecuado.

Durante la puesta en servicio y mantenimiento, el control de la presión de los gases de escape por medio de un dispositivo de medición puede llegar a ser necesario. Para este

propósito, se debe poner una toma de medición de 1-2m después de la salida de los gases del turbocompresor en un lugar de fácil acceso. Un tipo de aparato de medición que se suele utilizar tiene una toma de medida de ½”, esta toma debe de ser instalada para asegurarse de que su utilización no provoca ningún daño al aislamiento de la tubería.

La salida del turbocompresor, las juntas de expansión, la tubería de escape, los silenciosos (el apagachispas deberá tener un registro para poder limpiar las piezas internas), deberán ser aislados con el material adecuado.

El aislamiento debe estar protegido por un recubrimiento delgado, y debe cumplir con los requisitos de la sociedad de clasificación y/o las autoridades locales.

### **Dimensiones de la tubería de escape**

El espesor de la tubería de exhaustacion deberá ser como mínimo de 3 mm.

### **Montaje de la tubería de escape**

En el montaje de la tubería se tiene que tener muy en cuenta las siguientes cosas:

- La propagación del sonido
- La propagación del calor

Debido a las fluctuaciones térmicas en el tubo de escape, es necesario utilizar puntos de suspensión tanto rígidos como flexibles.

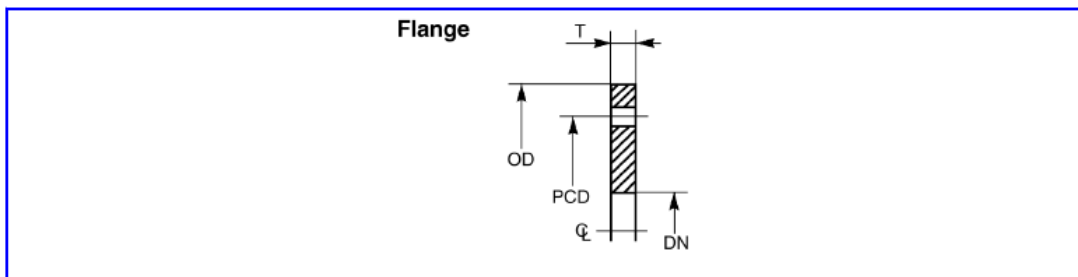
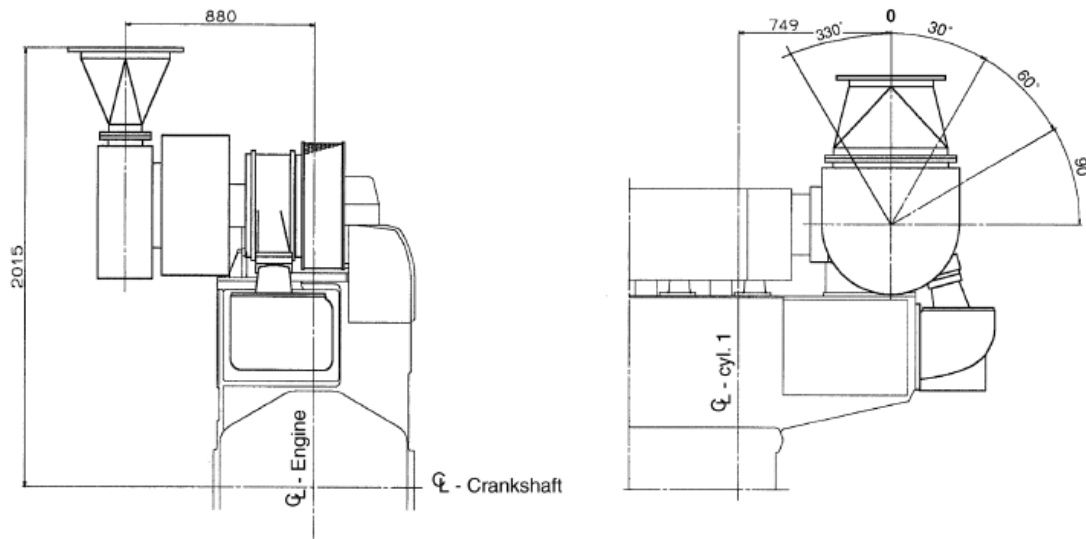
Para compensar las dilataciones térmicas en la dirección longitudinal, se insertaran juntas de expansión. Estas juntas de expansión se pondrán preferentemente sobre puntos de suspensión rígidos.

El tubo de escape no debe ejercer ninguna fuerza contra la salida de gases del motor.

Un punto fijo robusto debe proporcionarse para la junta de expansión en el turbocompresor. Se debe colocar, si es posible, inmediatamente por encima de la junta de expansión con el fin de evitar la transmisión de fuerzas resultante del peso, la expansión térmica o el desplazamiento lateral de la tubería de escape debido al turbocompresor.

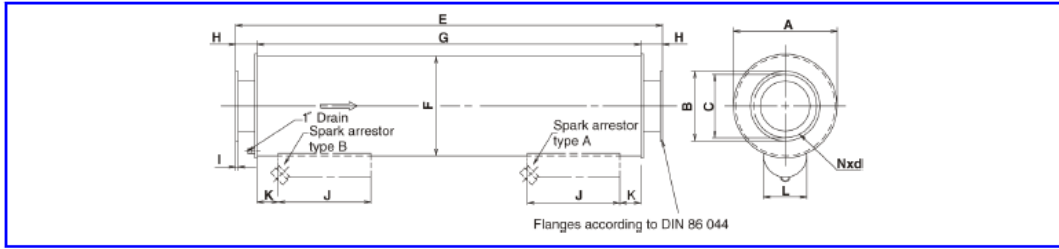
La tubería de escape debe montarse con una pendiente hacia la salida de gas en el motor. Es recomendado disponer de puntos de drenaje con el fin de ser capaces de eliminar el agua creada por la condensación y el agua de lluvia.

### **Posición de la salida de gases del turbocompresor**



Exhaust flange D. mating dimensions						
Engine type	DN (mm)	OD (mm)	T (mm)	PCD (mm)	Hole size (mm)	No of holes
5-6L23/30H, 720/750 rpm	350	490	16	445	22	12
7-8L23/30H, 720/750 rpm	400	540	16	495	22	16
6L23/30H, 900 rpm	400	540	16	495	22	16
7-8L23/30H, 900 rpm	450	595	16	550	22	16

**Silenciador con apagachispas, amortiguación de 35 dB**



Silencer type (A)															
Damping dB (A)	Engine type	DN	A	B	C	E	F	G	H	I	Nxd	J	K	L	Weight kg
35	5+6L23/30H, 720/750 rpm	350	890	490	445	3700	850	3400	150	16	12xø22	450	80	270	550
35	7+8L23/30H, 720/750 rpm 6L23/30H, 900 rpm	400	990	540	495	4400	950	4100	150	16	16xø22	750	100	290	800
35	7+8L23/30H, 900 rpm	450	1040	595	550	4700	1000	4400	150	16	16xø22	1000	100	300	1000

Silencer type (B)															
Damping dB (A)	Engine type	DN	A	B	C	E	F	G	H	I	Nxd	J	K	L	Weight kg
35	5+6L23/30H, 720/750 rpm	350	880	490	445	3750	850	3550	100	16	12xø22	650	50	300	627
35	7+8L23/30H, 720/750 rpm 6L23/30H, 900 rpm	400	980	540	495	4400	950	4100	150	16	16xø22	700	100	300	885
35	7+8L23/30H, 900 rpm	450	1080	595	550	4650	1050	4350	150	16	16xø22	800	100	350	1140

All dimensions are in mm.  
Dimension for flanges for exhaust pipes is according to DIN 86 044

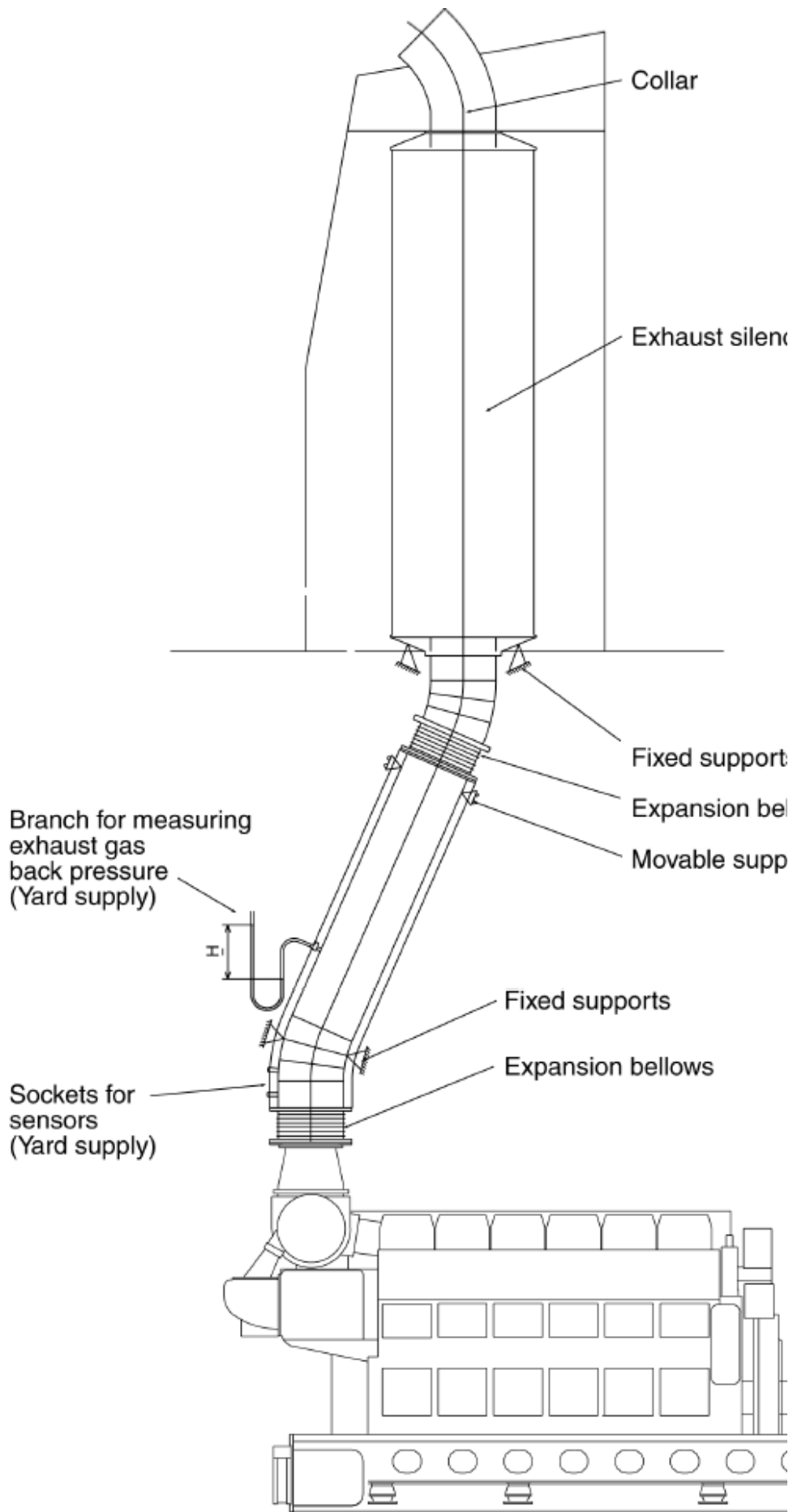
**Tabla de la velocidad de los gases de exhaustacion según motor**

**Velocities**

Engine type	Exhaust gas flow	Exhaust gas temp.	DN Nominal diameter	Exhaust gas velocity
	kg/h	°C	mm	m/sec.
5L23/30H, 720/750 rpm	5100	342	350	27.7
6L23/30H, 720/750 rpm	6100	342	350	33.3
6L23/30H, 900 rpm	7600	371	400	32.7
7L23/30H, 720/750 rpm	7200	342	400	29.6
7L23/30H, 900 rpm	8800	371	450	30.2
8L23/30H, 720/750 rpm	8200	342	400	33.9
8L23/30H, 900 rpm	10100	371	450	34.5

**Ejemplo de cómo podría ir montado a bordo**





### **10.5.7 SERVICIO DE VAPOR**

El vapor a bordo de los buques es comúnmente utilizado para calentar el combustible pesado empleado en los motores principales, para calentar el aceite lubricante, para la calefacción de habitación y otros servicios menores. En este buque además se requiere sistema de calefacción de tanques para mejorar la fluidez de la carga y así facilitar su bombeo.

Dicho sistema funciona con un serpentín de tuberías de vapor instalado en los tanques de carga. Debido a esta particularidad el cálculo detallado del balance de vapor quedará reservado al cuaderno 12, de equipos y servicios.

### **10.6 VENTILACIÓN DE CÁMARA DE MÁQUINAS**

El aire de combustión debe estar libre de agua pulverizada, polvo, niebla de aceite y gases de escape.

Los ventiladores de aire deben ser diseñados para mantener una presión positiva de aire de 50 Pa (5 mmWC) en la sala auxiliar del motor en todas las condiciones de funcionamiento.

El aire de combustión es normalmente tomado de la sala de máquinas a través de un filtro instalado en el turbocompresor.

En el servicio con unas condiciones muy frías, el aire debe ser calentado a por lo menos 5 ° C. Se deben proporcionar unos calentadores de aire en la entrada a los turbos.

#### **Capacidad de la ventilación**

La capacidad de los ventiladores de aire deberá ser lo suficientemente grande para cubrir:

- Los requerimientos de aire de combustión de todos los consumidores
- El flujo de aire necesario para mantener la sala en unas condiciones buenas de temperatura y desalojar el calor de los equipos.

En la tabla de "list of capacities" sección D 10 05 0 de la Project guide tenemos los requerimientos de aire de combustión de los motores y el calor emitido.

Para conocer los requisitos mínimos relativos a la ventilación sala de máquinas ver normas aplicables, como ISO 8861.

<b>Heat to be dissipated <sup>1)</sup></b>				
Cooling water (CW) Cylinder	kW	244	285	326
Charge air cooler: cooling water HT				
1 stage cooler: no HT-stage	kW	-	-	-
Charge air cooler: cooling water LT	kW	369	428	487
Lube oil (LO) cooler	kW	117	137	158
Heat radiation engine	kW	32	37	43
<b>Air data</b>				
Temp. of charge air at charge air cooler outlet, max.	°C	55	55	55
Air flow rate	m <sup>3</sup> /h <sup>4)</sup>	6725	7845	8966
	kg/kWh	7.67	7.67	7.67
Charge air pressure	bar	3.1	3.1	3.1
Air required to dissipate heat radiation (eng.) (t <sub>2</sub> -t <sub>1</sub> =10°C)	m <sup>3</sup> /h	10369	11989	13933
<b>Air data</b>				
Temp. of charge air at charge air cooler outlet, max.	°C	55	55	55
Air flow rate	m <sup>3</sup> /h <sup>4)</sup>	6725	7845	8966
	kg/kWh	7.67	7.67	7.67
Charge air pressure	bar	3.1	3.1	3.1
Air required to dissipate heat radiation (eng.) (t <sub>2</sub> -t <sub>1</sub> =10°C)	m <sup>3</sup> /h	10369	11989	13933

## BIBLIOGRAFIA

1. ALVARIÑO CASTRO, Ricardo., AZPÍROZ AZPÍROZ, Juan José y MEIZOSO FERNANDEZ, Manuel. *El proyecto básico del buque mercante*. Madrid: Fondo editorial de ingeniería Naval, Colegio Oficial de ingenieros Navales. ISBN: 84-921750-2-8.
2. JUNCO OCAMPO, Fernando. *Proyectos de buques y Artefactos. Selección de configuración: Dimensiones y coeficientes*. Ferrol: Escuela Politécnica Superior, Universidad de A Coruña, 2003. ISBN: 84-688-3364-9.
3. RUSSIAN MARITIME REGISTER OF SHIPPING. *Rules for the classification and construction of sea-going ships, Volume 1 and 2.*