



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

CURSO 2016/17

REMOLCADOR DE PUERTO DE 60 TPF

Grado en Ingeniería Naval y Oceánica

Cuaderno 10

PLANTA PROPULSORA Y SUS AUXILIARES

Alumno: Mario Martínez Caamaño

Tutor: Marcos Míguez González

PROYECTO NÚMERO 17-08

TIPO DE BUQUE: Remolcador de puerto de 60 TPF

CLASIFICACIÓN, COTA Y REGLAMENTOS DE APLICACIÓN: Bureau Veritas, SOLAS, MARPOL, FIFI 1 OIL REC

CARACTERÍSTICAS DE LA CARGA: Gancho de remolque

VELOCIDAD Y AUTONOMÍA: 12 nudos en condiciones de servicio. 85%MCR+15% de margen de mar. Autonomía: 3000 millas a la velocidad de servicio

SISTEMAS Y EQUIPOS DE CARGA / DESCARGA: Los habituales en este tipo de buques

PROPULSIÓN: propulsor azimutal. DIÉSEL ELÉCTRICO

TRIPULACIÓN Y PASAJE: 4 personas + 10 SURVIVORS

OTROS EQUIPOS E INSTALACIONES: Contraincendios, lucha contra la contaminación en el mar

Ferrol, 10 Setiembre 2016

ALUMNO/A: **Dº Mario Martínez Caamaño**

Contenido

1	PRESENTACIÓN.....	4
2	ELECCIÓN DEL EQUIPO PROPULSOR	4
2.1	JUSTIFICACIÓN DE LA POTENCIA	9
3	EQUIPOS Y SERVICIOS AUXILIARES DE LA PROPULSIÓN.....	10
3.1	SERVICIO DE COMBUSTIBLE	10
3.2	SERVICIO DE LUBRICACIÓN	21
3.3	SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO	26
3.4	SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	32
3.5	AIRE DE COMBUSTIÓN, VENTILACIÓN Y EXTRACCIÓN DE CÁMARA DE MÁQUINAS	36
3.5.1	FLUJO DE AIRE PARA LA COMBUSTIÓN	36
3.5.2	FLUJO DE AIRE PARA LA EVACUACIÓN DE LA EMISIÓN DE CALOR	37
3.6	EXHAUSTACIÓN	42
4	PLANO DE CÁMARA DE MÁQUINAS	46

1 PRESENTACIÓN

Siguiendo la normativa tanto de la Sociedad de Clasificación como del SOLAS, además de las guías proporcionadas por los fabricantes, realizaremos en este cuaderno, un diseño de la cámara de máquinas de nuestro buque.

Estará delimitada por mamparos estancos a proa y popa. Ocupa el espacio comprendido entre la cuaderna 12 y la 32, es decir, 20 claras de cuaderna, que con una separación de 600 mm, nos dará una longitud de 12 m.

Igual que en el resto del buque, no se contempla la instalación de doble casco en este espacio.

Estas son las características principales del buque:

Loa	30,20 m
Lpp	26,80 m
B	11 m
D	5,45 m
T	4,45 m
Cb	0,53
Cm	0,86
Cp	0,61
Cf	0,62
Δ	712,67 t

2 ELECCIÓN DEL EQUIPO PROPULSOR

Como figura en nuestra RPA, la propulsión se realizará por medio de dos azimutales. Cada uno de ellos será accionado por un motor eléctrico, que a su vez, serán alimentados por tres diésel generadores.

El hecho de que sean tres y no dos el número de generadores, atiende a motivos de seguridad. En caso de fallo de uno de ellos, seguiremos con potencia suficiente para alimentar a uno de los propulsores y atender al resto de demanda de suministro eléctrico.

Cuando en el cuaderno 6, se estimó la potencia necesaria para alcanzar el tiro requerido, vimos que dicha potencia estaba muy por encima de la necesaria para atender la bomba del servicio FIFI como para alcanzar la velocidad de servicio de 12 nudos exigida.

Contando con dos unidades propulsoras y que cada motor no trabajaría al 100%, sino que lo hará al 85% de su capacidad, tendríamos que la total necesaria para alcanzar los 12 nudos sería:

BHP = 1294,2 Kw

Los motores eléctricos de los propulsores se alimentarán de esta potencia. Para dimensionar los diésel generadores que se la proporcionen, estimamos una potencia aumentada para satisfacer la demanda de los consumidores adicionales como bombas, aire acondicionado etc. En nuestro caso, estimamos esta potencia adicional en 150 KW, que sumados a los 1294,2 anteriores hacen:

BHP = 1445 Kw

La demanda de potencia para obtener el tiro requerido, suele ser mucho mayor que la necesaria para alcanzar las velocidades demandadas, aunque en función del tipo de propulsor que se elija, la potencia puede ser mayor o menor para un mismo requisito de tiro a punto fijo.

La calculada mediante formulación, a partir del tiro a punto fijo:

BHP = 3600 Kw

La calculada mediante recta de regresión:

BHP = 3776 Kw

Al ser dos los propulsores, cada motor eléctrico demandará:

BHPmotor= 1888 Kw

Si le sumamos a la necesaria para alcanzar el tiro requerido, los 200 KW estimados para satisfacer el resto de la demanda, obtenemos una potencia total de:

BHP = 3976 Kw

Los propulsores que se deciden instalar, con un diámetro de 2400 mm, para alcanzar ese tiro exigido, vienen con un motor eléctrico de 1920 Kw cada uno.

Como se indicó anteriormente, una vez realizados los cálculos para estimar la potencia necesaria, se decide dotar al buque de tres diésel generadores con objeto de garantizar la operatividad de los propulsores y poder atender la demanda de

potencia de los demás consumidores en caso de fallo de uno de dichos generadores.

Dentro de la oferta que se nos presenta, nos decantamos por un WARTSILA, por ofrecer el modelo más compacto del mercado, característica fundamental en nuestro tipo de buque, facilitando su disposición en la cámara de máquinas, además de la confianza que supone su experiencia en este campo.

Escogeremos dentro del AUXPAC 20, el tipo 1350W8L20, de 1350 Kw, con lo cual cumplimos nuestra exigencia de potencia, ya que al ser tres el número de ellos, contaremos con 4050 Kw, siendo 3776Kw la potencia necesaria para cumplir las exigencias de tiro a punto fijo que figura en la RPA.

En caso de avería de uno de ellos, todavía dispondríamos de 2700 Kw, suficientes para atender los motores eléctricos para la propulsión, así como la demanda de los demás consumidores



Engine main data

Wärtsilä 16, 20, 26 and 32 are 4-stroke, non-reversible, turbocharged and intercooled diesel engines with direct fuel injection.

Engine type	WA16	WA20	WA26	WA32
Cylinder bore	160 mm	200 mm	260 mm	320 mm
Stroke	250 mm	280 mm	320 mm	400 mm
Piston displacement	5.0 l/cyl	8.8 l/cyl	17,0 l/cyl	32.2 l/cylinder
Number of valves	2 inlet valves 2 exhaust valves	2 inlet valves 2 exhaust valves	2 inlet valves 2 exhaust valves	2 inlet valves 2 exhaust valves
Cylinder configuration	5, 6 and 7 in-line	4, 6, 8 and 9 in-line	6, 8 and 9 in-line	6, 7, 8 and 9 in-line
Direction of rotation	Clockwise, Counter-clockwise on request	Clockwise, Counter-clockwise on request	Clockwise, Counter-clockwise on request	Clockwise, Counter-clockwise on request
Speed	1000, 1200 rpm	900, 1000 rpm	900, 1000 rpm	720, 750 rpm
Mean piston speed	8.3, 10 m/s	8.4, 9.3 m/s	9.6, 10.7 m/s	9.6, 10.0 m/s

Table 1-2 Rating table for Wärtsilä Auxpac 20

900 rpm / 60 Hz				1000 rpm / 50 Hz			
Type	Output [kWe]	Voltage [V]	Generator	Type	Output [kWe]	Voltage [V]	Generator
520W4L20	520	450	Fenxi	520W4L20	520	400	Fenxi
645W4L20	645	450	Fenxi	670W4L20	670	400	Fenxi
760W6L20	760	450	Fenxi	790W6L20	790	400	Fenxi
875W6L20	875	450	Fenxi	860W6L20	860	400	Fenxi
975W6L20	975	450	Fenxi	1000W6L20	1000	400	Fenxi
1050W6L20	1050	450	Fenxi	1140W6L20	1140	400	Fenxi
1200W8L20	1200	450	Fenxi	1350W8L20	1350	400	Fenxi
1400W8L20	1400	450	Fenxi	1550W9L20	1550	400	Fenxi
1600W9L20	1600	450	Fenxi	1700W9L20	1700	400	Fenxi
1800W6L26	1800	450	AVK	1950W6L26	1950	400-690	AVK
2100W8L26	2100	450-690	AVK	2250W8L26	2250	400-690	AVK
2400W8L26	2400	450-690	AVK	2550W9L26	2550	400-690	AVK
2700W9L26	2700	690	AVK	2850W9L26	2850	690	AVK

En el siguiente enlace, <http://cdn.wartsila.com/docs/default-source/product-files/engines/g-sets/product-guide-o-e-auxpac.pdf?sfvrsn=10> se muestra toda la información técnica que proporciona la casa.

2.1 JUSTIFICACIÓN DE LA POTENCIA

Calcularemos la potencia por cilindro con la siguiente fórmula:

$$BHP_{cilindro} = \frac{N \text{ rpm} \times p_{me} \text{ bar} \times V_{cilindro} \text{ cm}^3}{\alpha \times 450000}$$

En nuestro caso:

N = 1000 rpm

p_{me} = 2,42 Mpa = 24,2 bar

Wärtsilä Auxpac		1140W6L20 / 50 Hz	1350W8L20 / 50 Hz	1550W9L20 / 50 Hz	1700W9L20 / 50 Hz
Engine speed	rpm	1000	1000	1000	1000
Engine output	kW	1200	1421	1632	1790
Mean effective pressure	MPa	2.73	2.42	2.47	2.71

Diámetro cilindro = 200 mm

Carrera = 280 mm

$V_{\text{cilindro}} = 8796,50 \text{ cm}^3$

$\alpha = 2$ (motores de cuatro tiempos)

Operando, obtenemos:

$BHP_{\text{cilindro}} = 236,5 \text{ hp}$

Potencia $_{\text{cilindro}} = 175,2 \text{ Kw}$

Siendo 8 el número de cilindros, obtenemos una potencia total de:

Potencia $_{\text{total}} = 1401,6 \text{ Kw}$

Valor superior al necesario y al ofrecido por el fabricante de 1350 Kw.

3 EQUIPOS Y SERVICIOS AUXILIARES DE LA PROPULSIÓN

Consideraremos los siguientes:

- Aire comprimido
- Agua de refrigeración: dulce y salada
- Combustible: Trasiego, purificación, alimentación y reboses
- Lubricación: llenado, purificación-filtrado y servicio
- Exhaustación
- Aire de admisión
- Achique de sentinas

3.1 SERVICIO DE COMBUSTIBLE

En general, este servicio se considera formado por:

- Motores principales
- Filtros
- Calentadores combustible
- Bombas de alimentación
- Tanque de retorno

- Bomba de trasvase
- Separadora centrífuga de DO
- Bomba de lodos
- Tanques de servicio diario
- Tanque de sedimentación
- Tanque almacén
- Tanque para reboses y derrames
- Tanque de aguas aceitosas
- Tanque para lodos

Podemos además considerar que el sistema de combustible se encuentra subdividido en los sistemas siguientes:

1. Sistema de llenado y trasiego
2. Sistema de purificación
3. Sistema de combustible al motor principal
4. Sistema de combustible a los motores auxiliares
5. Sistema de reboses, derrames y lodos

Llenado y trasiego

Existirán tomas de cubierta para el DO. Cada estación estará provista con dos bocas de toma, una a cada banda del buque. Desde ellas se pueden llenar los tanques almacén y sedimentación.

Ventilaciones y reboses de los tanques almacén del doble fondo: van a los correspondientes atmosféricos situados sobre cubierta. Los posibles reboses durante la carga se redirigen mediante tubo con válvula y mirilla al tanque de reboses. Del mismo modo ocurre con los tanques de sedimentación.

El trasvase se realizará mediante dos bombas de tornillo provistas de filtro en la aspiración.

La bomba de trasvase aspirará de los tanques almacén descargando en el tanque de sedimentación. En caso necesario podremos llenar el tanque de servicio diario mediante ellas.

Con ellas se puede descargar cualquier tanque a cubierta (estaciones de llenado).

Bomba de trasiego:

Nº bombas: 2. Por reglamentación tiene que haber, como mínimo, dos bombas de trasiego de combustible.

Tipo: tornillo o rotativa

Presión: 3,0 a 4,0 bar

Caudal: el necesario para llenar el tanque de sedimentación en aproximadamente 2 horas.

En nuestro caso, la capacidad de los tanques de sedimentación es de 2,2 m³. Al ser un volumen pequeño, el tiempo de dos horas para su llenado parece excesivo, por lo que para los cálculos de esta bomba emplearemos la tabla proporcionada por el profesor Luis Carral, en la que nos muestra el caudal en función de la potencia:

MCR Kw	Q m ³ /h
MCR < 4500	10
4500 < MCR < 6000	15
6000 < MCR < 8500	20
8500 < MCR < 11000	25
11000 < MCR < 14000	30
14000 < MCR < 18000	40
18000 < MCR	50

Donde:

Q = caudal de cada bomba m³/h

MCR = la máxima potencia continua de los consumidores en navegación normal Kw

En el cuaderno dedicado al cálculo del balance eléctrico, se hace necesario conocer la potencia que el motor eléctrico que acciona la bomba absorbe de la red, por lo que aunque la bomba quedaría definida con su caudal y su presión, calcularemos con formulación dicha potencia, aún sabiendo que es un dato que dependerá del fabricante.

Utilizaremos la siguiente fórmula:

$$P = \frac{1000 \times Q \times H \times \rho}{3600 \times 75 \times \eta}$$

Siendo:

P = Potencia en el eje en CV

Q = Caudal en m³/h

H = Altura manométrica en metros de columna de líquido

ρ = Peso específico del fluido bombeado en Kg/dm³

η = Rendimiento de la bomba

Podemos obtener el rendimiento de la bomba a partir del caudal en las siguientes tablas, según el tipo de bomba:

BOMBAS CENTRIFUGAS	
Caudal de la bomba m³/h	Rendimiento (η)
$Q \geq 500$	0,77
$300 \leq Q < 500$	0,75
$100 \leq Q < 300$	0,71
$30 \leq Q < 100$	0,65
$2 \leq Q < 30$	0,60
$Q \leq 2$	0,40

BOMBAS DE TORNILLOS	
Caudal de la bomba m³/h	Rendimiento (η)
$Q \geq 250$	0,50
$200 \leq Q < 250$	0,49
$125 \leq Q < 200$	0,48
$60 \leq Q < 125$	0,47
$30 \leq Q < 60$	0,46

$10 \leq Q < 30$	0,45
$5 \leq Q < 10$	0,44
$1,5 \leq Q < 5$	0,42
$0,3 \leq Q < 1,5$	0,40

BOMBAS ALTERNATIVAS	
Caudal de la bomba m ³ /h	Rendimiento (η)
$Q \geq 200$	0,80
$100 \leq Q < 200$	0,75
$50 \leq Q < 100$	0,70
$20 \leq Q < 50$	0,65
$10 \leq Q < 20$	0,60
$5 \leq Q < 10$	0,55

Si la potencia obtenida en el eje, una vez pasada a Kw, la dividimos por el rendimiento eléctrico del equipo, obtenemos la potencia absorbida:

$$Pot_{absorbida} = \frac{P}{\eta_{eléctrico}}$$

En la siguiente tabla se muestra el rendimiento eléctrico en función de la potencia en el eje:

TABLA DE RENDIMIENTOS ELÉCTRICOS	
Potencia en el eje (C.V.)	Rendimiento (η_{elect})
$P \geq 60$	0,92
$40 \leq P < 60$	0,91
$30 \leq P < 40$	0,905
$20 \leq P < 30$	0,90
$10 \leq P < 20$	0,88
$7,5 \leq P < 10$	0,86
$5 \leq P < 7,5$	0,83
$2 \leq P < 5$	0,80
$P < 2$	0,73

Debido a posibles sobrecargas, calentamientos etc, se debe aplicar un factor de seguridad a la potencia absorbida:

$$Pot_N = K \times Pot_{\text{absorbida}}$$

Obtendremos el valor de K en función de la potencia absorbida en CV, de la tabla siguiente:

TABLA DE COEFICIENTES DE SEGURIDAD	
Potencia absorbida (C.V.)	Coefficiente (K)
$P_{ab} \geq 100$	1,1
$25 \leq P_{ab} < 100$	1,15
$10 \leq P_{ab} < 25$	1,20
$5 \leq P_{ab} < 10$	1,25
$1 \leq P_{ab} < 5$	1,30

Estableceremos para nuestro cálculo los siguientes valores:

$$Q = 10 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H = 20 \text{ m}$$

$$\rho = 0,84$$

$$\eta = 0,44$$

Al realizar operaciones obtenemos:

$$P = 1,43 \text{ CV} = 1,067 \text{ Kw}$$

Siendo el rendimiento eléctrico 0,73:

$$Pot_{absorbida} = 1,46 \text{ Kw}$$

Si multiplicamos la potencia absorbida obtenida por el factor de seguridad, en nuestro caso 1,30:

$$Pot_N = 1,90 \text{ Kw}$$

Bombas de circulación

Están accionadas por el propio motor al estar acopladas al mismo.

Para determinar la capacidad de la bomba, se considera que deberá ser, al menos, cinco veces el consumo del motor.

Fuel consumption at 100% load	g/kWh	195.4
Fuel consumption at 85% load	g/kWh	192.5
Fuel consumption at 75% load	g/kWh	193.5
Fuel consumption at 50% load	g/kWh	202.3

Considerando el consumo de 202,3 g/Kwh y una densidad de 0,84 Kg/m³, obtenemos un consumo de 325,12 l/h.

La capacidad de la bomba será 1,63 m³/h

La presión es de 7,5 bares.

Procediendo de la misma manera que para el cálculo de las bombas de trasiego, tenemos:

$$Pot_N = 1,27 Kw$$

Purificación

La separadora de DO, aspira del tanque de sedimentación y descarga al de uso diario. En caso de que este tanque se llene por completo y la separadora no se pare, el rebose del tanque retorna al tanque de sedimentación.

Serán del tipo autolimpiante, descargando el agua separada a un tanque de aguas aceitosas y los lodos al tanque de lodos.

Para conocer la capacidad de la separadora, utilizaremos la fórmula:

$$Q = \frac{P \times b \times 24}{\rho \times t}$$

Siendo:

Q = Capacidad en l/h

P = Potencia máxima continua en Kw.

b = Consumo específico más un 15% de margen

ρ = Densidad de combustible en gr/dm³. En nuestro caso 840 gr/dm³

t = Tiempo diario de separación. Tomamos 23 horas

Operando obtenemos:

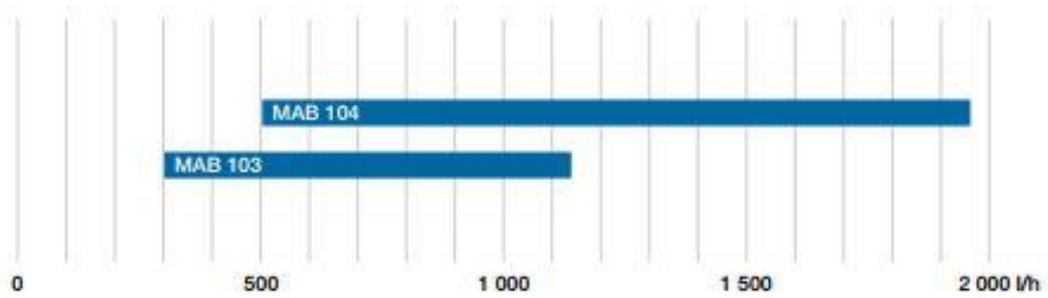
$$Q = 376 l/h$$

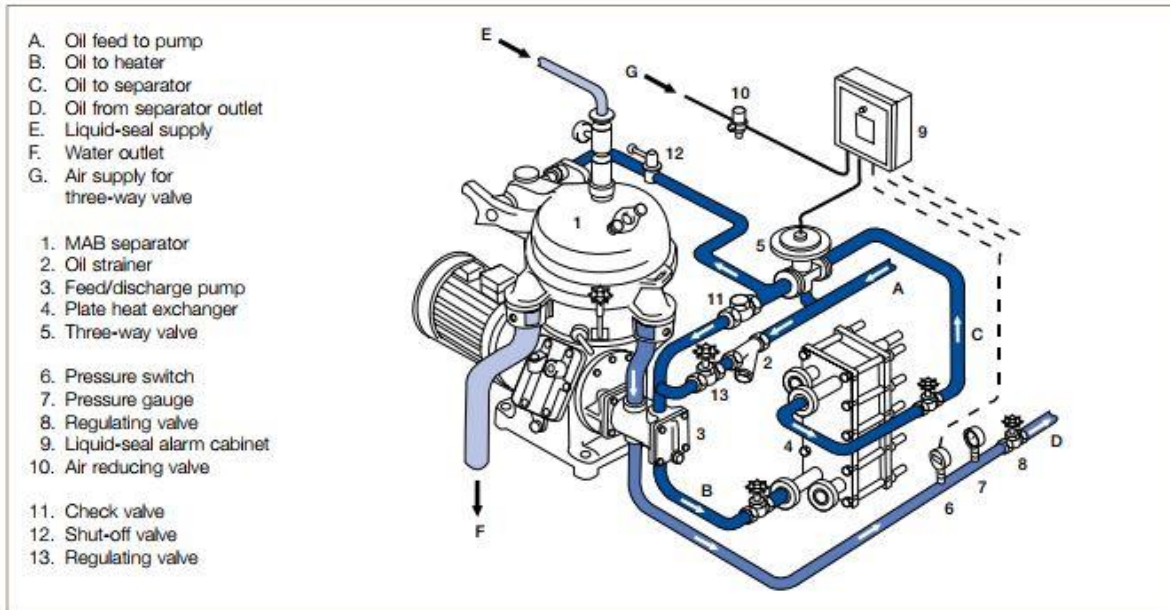
El modelo Alfa Laval MAB presenta las siguientes características:

$$Pot_N = 1,40 Kw$$



Separator model MAB 103B complete with feed/discharge pump and fittings for connection to a preheater.





Schematic installation layout of MAB separator with plate-type oil heater.

Combustible al motor principal

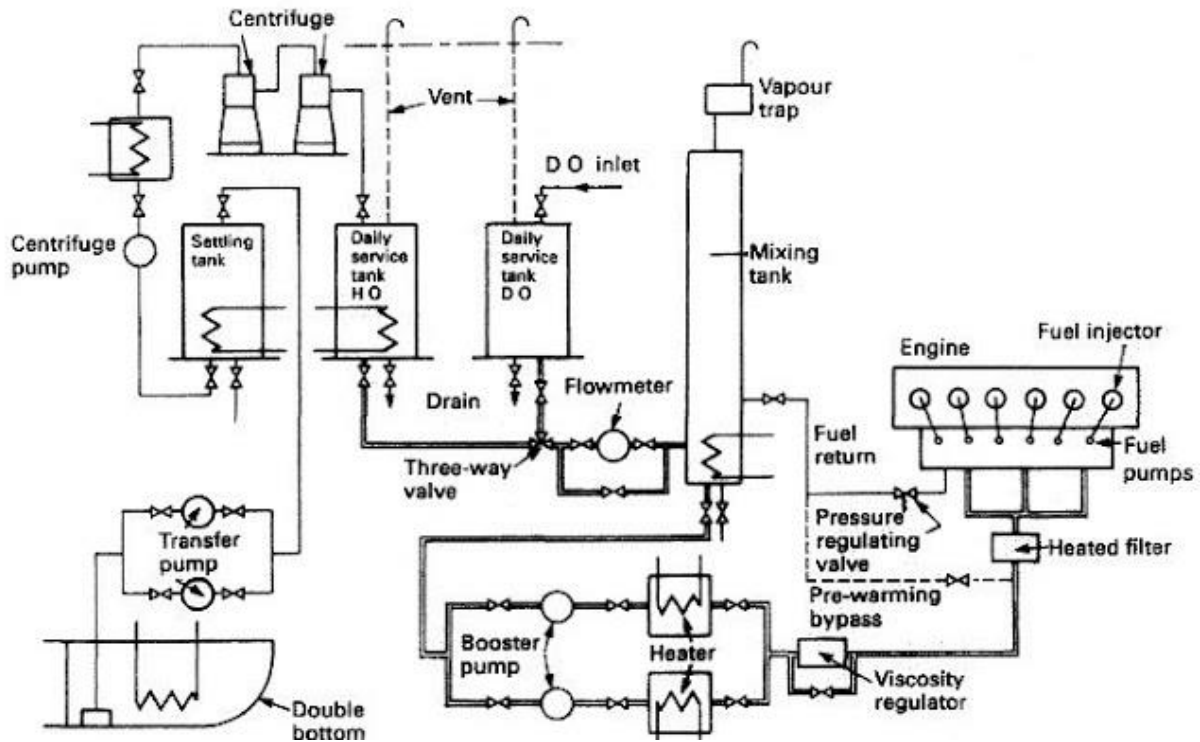
Los tanques de uso diario alimentan por gravedad el pozo caliente.

Las bombas de baja aspiran del pozo a través de filtros, descargando a los calentadores de combustible, que mediante termostáticas mantienen la viscosidad del combustible. A continuación pasa el combustible por un filtro fino de malla dotado de manómetro diferencial para conocer su grado de limpieza.

El combustible pasa a las bombas de alta que lo inyectan en los distintos cilindros.

El retorno de las bombas de alta se produce al pozo caliente o al tanque de uso diario

Mostramos un esquema general de un servicio de combustible:



Combustible a los auxiliares

Aunque en nuestro caso carecemos de auxiliares, este sería, en caso de llevarlo, el sistema de abastecimiento:

El servicio diario de DO alimenta por gravedad a través de un filtro a las bombas de combustible que llevan incorporadas.

Es importante que el tanque de uso diario esté por encima de las bombas de combustible para evitar que se desceben.

El retorno de combustible de las bombas de baja va al uso diario, y el retorno de las bombas de alta y de los inyectores se mandan al tanque de derrames.

Sistema de reboses, derrames y lodos

Los reboses de todos los tanques van a parar al tanque de reboses y derrames, lo mismo que las purgas y bandejas de derrames de tanques, filtros, calentadores, pérdidas de las bombas de alta y retorno de inyectores en motores principales y auxiliares.

El tanque de derrames tiene alarma por alto nivel y su contenido se trasvasa mediante la bomba de trasvase al tanque de sedimentación para su purificado posterior.

Al tanque de aguas aceitosas descargan continuamente las separadoras centrífugas (aceite, DO) y el separador de sentinas (separación del aceite que contiene el agua achicado de la sentina).

Al tanque de lodos van las descargas de las separadoras centrífugas autolimpiantes. Se descarga mediante la bomba de lodos.

Bomba de lodos

Nº de bombas: 1

Tipo: Tornillo o rotativas

Caudal y presión: el necesario para vaciar el tanque de lodos en aproximadamente 4 horas.

De forma práctica se puede resumir en la siguiente tabla:

MCR Kw	Q m ³ /h	P bar
MCR < 15000	5	3,0
MCR > 15000	10	4,0

Siendo:

Q = caudal de la bomba m³/h

P = presión de la bomba bar

MCR = la máxima potencia continua de los consumidores en navegación normal Kw.

Procediendo forma indicada anteriormente para el cálculo de la potencia del motor eléctrico, obtenemos:

$$Pot_N = 1,40 \text{ Kw}$$

3.2 SERVICIO DE LUBRICACIÓN

En general, este es un sistema que presenta variaciones dependiendo de que el motor sea lento o semi rápido, y de que los pistones sean refrigerados por agua o por aceite. También presenta variaciones dependiendo del tamaño del buque.

Podemos citar como componentes principales los siguientes:

- Bombas de tornillo para circulación del aceite y filtros en la aspiración
- Filtro doble
- Enfriador de aceite
- Separadoras centrífugas
- Calentadores de aceite para las separadoras

- Bomba manual para llenado del tanque de servicio diario de aceite de cilindros

En la guía del producto que se muestra en el anexo, se indica la clase SAE 40 para el aceite lubricante, con un índice de viscosidad mínimo de 95.

Nos muestra una tabla que relaciona la alcalinidad del combustible con el grado del combustible.

BN nos indica “número base”, y el valor indica miligramos de KOH por gramo de aceite:

Category	Fuel standard		Lubricating oil BN
A	ASTM D 975-01, BS MA 100: 1996 CIMAC 2003 ISO8217: 2012(E)	GRADE NO. 1-D, 2-D, 4-D DMX, DMA, DMB DX, DA, DB ISO-F-DMX, DMB	10...30
B	ASTM D 975-01 BS MA 100: 1996 CIMAC 2003 ISO 8217: 2012(E)	GRADE NO. 1-D, 2-D, 4-D DMX, DMA, DMB DX, DA, DB ISO-F-DMX - DMB	15...30
C	ASTM D 975-01, ASTM D 396-04, BS MA 100: 1996 CIMAC 2003 ISO 8217: 2012(E)	GRADE NO. 4-D GRADE NO. 5-6 DMC, RMA10-RMK55 DC, A30-K700 RMA10-RMK 700	30...55

El fabricante del motor define claramente las características que debe cumplir la bomba en este servicio:

Lubricating oil system		
Pressure before engine, nom. (PT 201)	kPa	450
Priming pressure, nom. (PT 201)	kPa	80
Temperature before bearings, nom. (TE 201)	°C	66
Temperature after engine, about	°C	78
Pump capacity (main), engine driven	m ³ /h	50

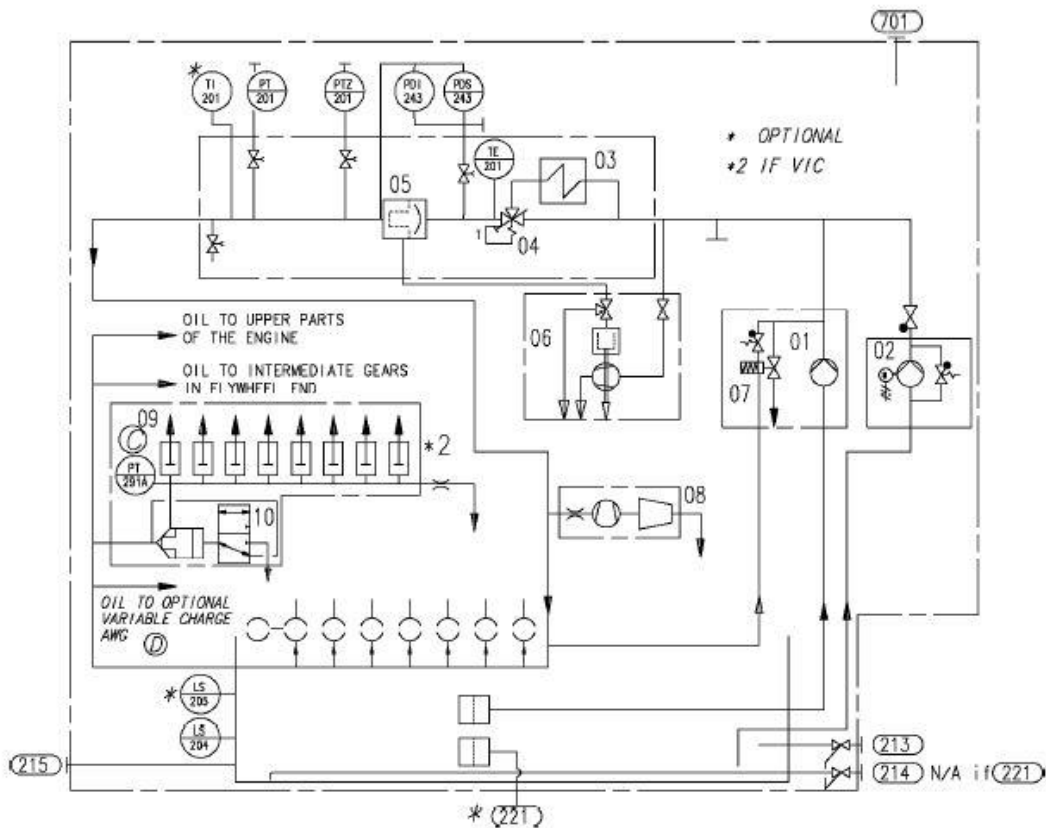
Empleando las mismas fórmulas que en apartados anteriores para el cálculo de la potencia del motor eléctrico y una vez aplicado los márgenes de seguridad:

$$Pot_N = 23,16 \text{ Kw}$$

Diferencia la guía del producto entre un sistema de lubricación interno y uno externo:

Interno:

Internal lubricating oil system, WA20



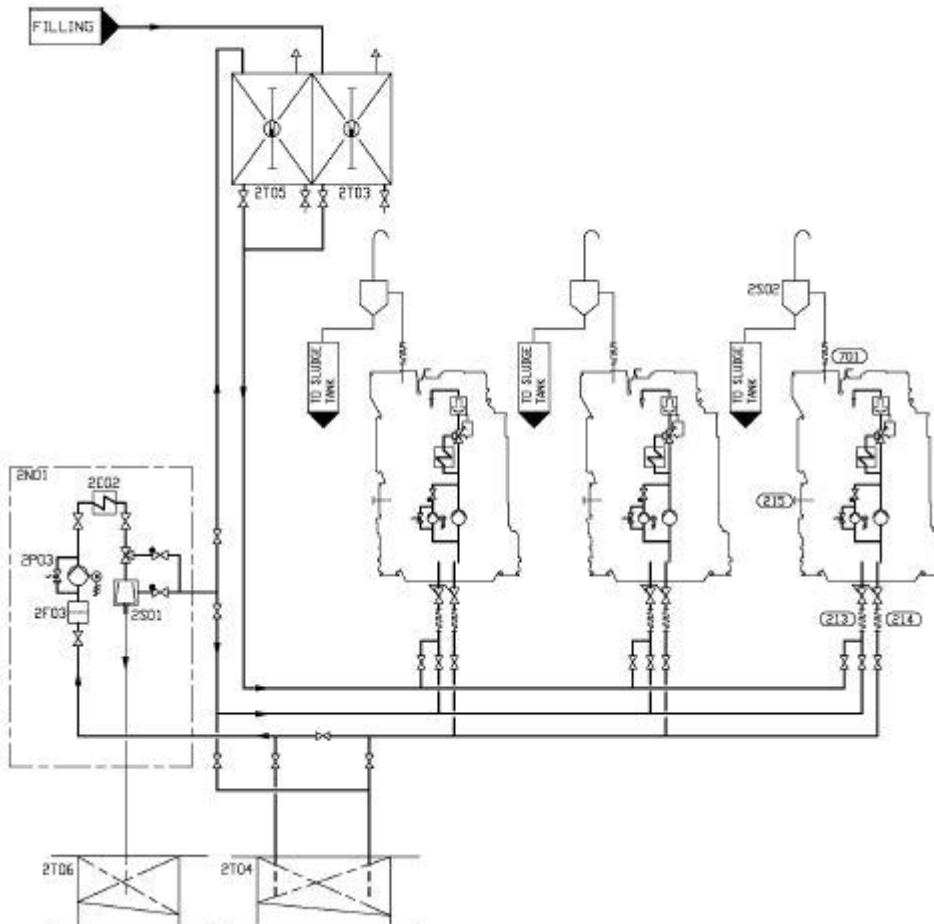
System components:					
01	Lubricating oil main pump	04	Thermostatic valve	07	Pressure control valve
02	Prelubricating oil pump	05	Automatic filter	08	Turbocharger
03	Lubricating oil cooler	06	Centrifugal filter	09	Guide block (*2)
				10	Control valve (*2)

Sensors and indicators:					
PT201	Lubricating oil pressure before bearings	TE201	Lube oil temp. before bearings		
PTZ201	Low lubricating oil pressure, back-up	TI201	Lube oil temp. before bearings (*)		
PDI243	Lubricating oil filter difference pressure	LS204	Lubricating oil low level, oil sump		
PDS243	Lubricating oil filter difference pressure	LS205	Lubricating oil high level, oil sump (*)		

Pipe connections			Size
213	Lubricating oil from separator and filling		DN32
214	Lubricating oil to separator and drain		DN32
215	Lubricating oil filling		M48*2
221	Lubricating oil overflow		DN65
701	Crankcase air vent		DN65

Externo:

External lubricating oil system



System components		Pipe connections		Size
2E02	Heater (Separator unit)	213	LO from separator and filling	DN32
2F03	Suction filter (Separator unit)	215	LO filling	DN32
2N01	Separator unit	221	LO overflow	M52*1.5
2P03	Separator pump (Separator unit)	701	Crankcase air vent	DN65
2S01	Separator			
2S02	Condensate trap			
2T03	New oil tank			
2T06	Sludge tank			
2T08	Used oil tank			

Bomba de trasiego de lubricación

Es necesaria para el trasiego del aceite al motor desde el tanque almacén y vaciado del aceite usado al tanque correspondiente.

Se establece que el caudal, como mínimo, será el necesario para reponer en una hora una carga completa de aceite. Empleamos por seguridad para los cálculos una capacidad:

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

Densidad del aceite 0,92 Kg/dm³

La presión a considerar será de 4 bares (altura H = 40 m)

Sabiendo como se comentó que:

$$P = \frac{1000 \times Q \times H \times \rho}{3600 \times 75 \times \eta}$$

Siendo:

P = Potencia en el eje en CV

Q = Caudal en m³/h

H = Altura manométrica en metros de columna de líquido

ρ = Peso específico del fluido bombeado en Kg/dm³

η = Rendimiento de la bomba

$$P = 1,24 \text{ CV} = 0,93 \text{ Kw}$$

Dividiendo por el rendimiento 0.73

$$Pot_{absorbida} = 1,27 \text{ Kw}$$

Al multiplicar por el factor de seguridad 1,30:

$$Pot_N = 1,65 \text{ Kw}$$

Separadora de aceite

Según la guía del producto, podemos estimar la capacidad de la separadora con la fórmula siguiente:

$$Q = \frac{1,35 \times P \times n}{t}$$

Siendo:

Q = Capacidad en l/h

P = Potencia en Kw

n= 5 para HFO y 4 para MDF

t = tiempo de operación: 23 para dimensionar

Obtenemos:

$Q = 317 \text{ l/h}$

El modelo Alfa Laval 205 cumple con las características:



$Pot_N = 11,5 \text{ Kw}$

3.3 SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO

El aire comprimido es utilizado para el arranque de los motores y para proporcionar energía a dispositivos de seguridad y control.

Las Sociedades de Clasificación limitan el uso del aire de arranque para otros propósitos.

Con objeto de asegurar la funcionalidad de todos los componentes de este sistema, el aire comprimido debe estar libre de partículas sólidas y de aceite

El product guide diferencia entre un sistema interno y otro externo:

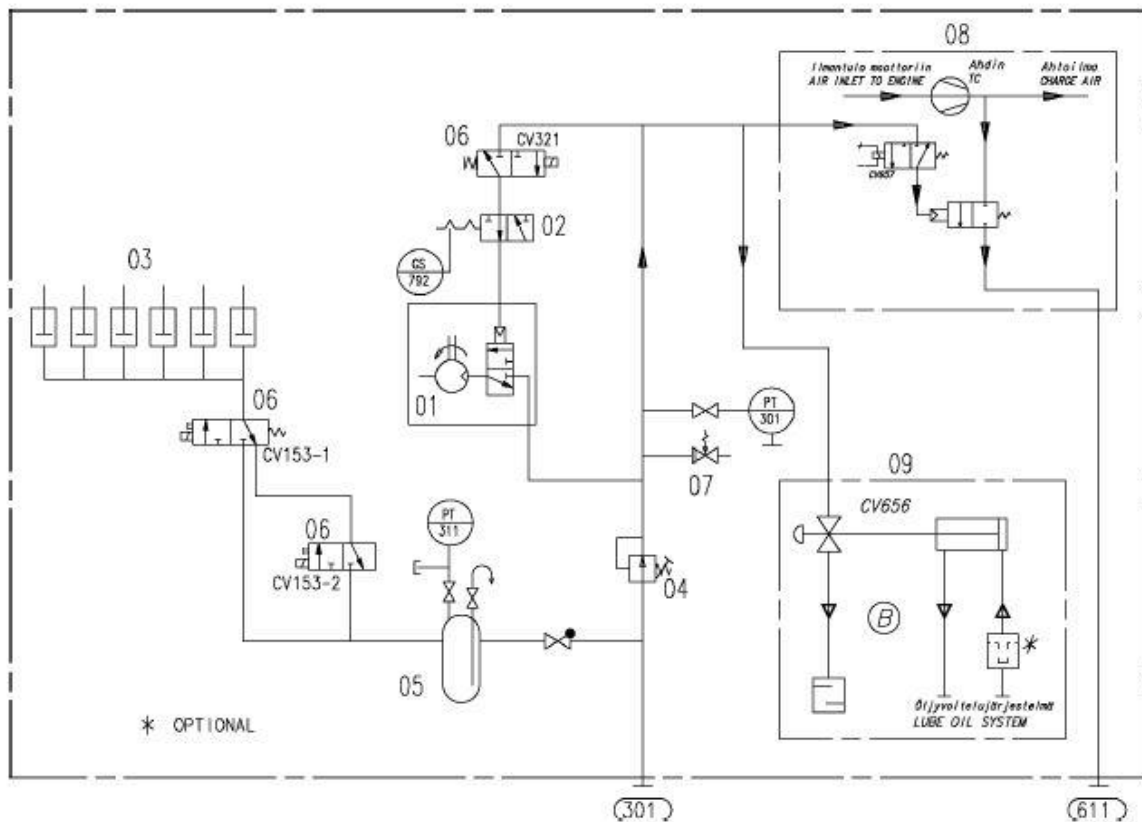
Sistema interno

El motor está equipado con un motor de arranque neumático conectado a través de un volante dentado.

La presión inicial del aire es de 30 bares. Se reduce por medio de un regulador de presión montado en el motor.

El sistema de aire de arranque está conectado al sistema neumático del motor, por lo que no debe permanecer cerrado el suministro de aire al motor durante la operación.

Internal starting air system, WA20



System components:			
01	Turbine starter	05	Air container
02	Blocking valve, turning gear engaged	06	Solenoid valve
03	Pneumatic cylinder at each injection pump	07	Safety valve
04	Pressure regulator	08	Charge air waste gate (if VIC)

Sensors and indicators:			
PT301	Starting air pressure, engine inlet	CV153-2	Stop/shutdown solenoid valve
PT311	Control air pressure	CV321	Start solenoid valve
GS792	Turning gear engaged	CV657	Charge air limiter (if VIC)
CV153-1	Stop/shutdown solenoid valve		

Pipe connections		Size
301	Starting air inlet	OD28
611	Charge air wastegate outlet (if VIC)	OD28

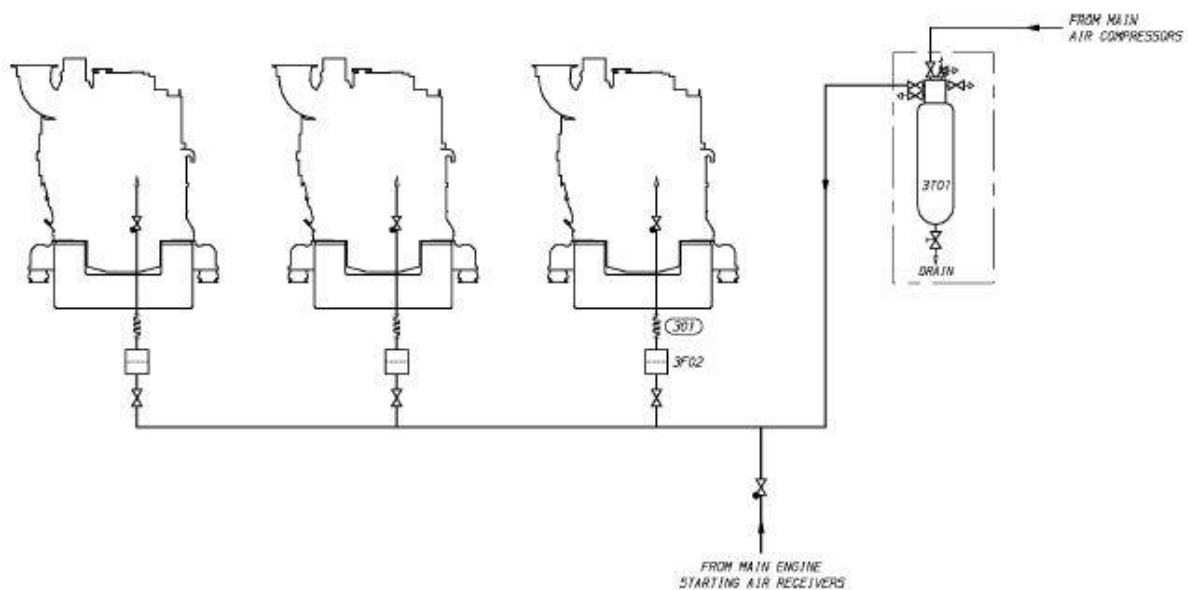
Sistema externo

El diseño del sistema está regulado por las Sociedades de Clasificación.

La mayoría de ellas requieren que la capacidad total de aire esté dividida en dos depósitos del mismo tamaño y que tengamos dos compresores de aire.

Los requerimientos de la instalación para varios motores pueden estar sujetos a consideraciones especiales por parte de la Sociedad de Clasificación.

Todos los tubos de aire de arranque deben estar ligeramente inclinados y con drenajes manuales o automáticos en sus puntos más bajos.



Separador de aceite y agua

El separador debe ser instalado en el tubo que va desde el compresor hasta el depósito del aire.

Dependiendo de las condiciones de la instalación, es posible que otro separador deba ser instalado entre el depósito y el motor.

Depósitos

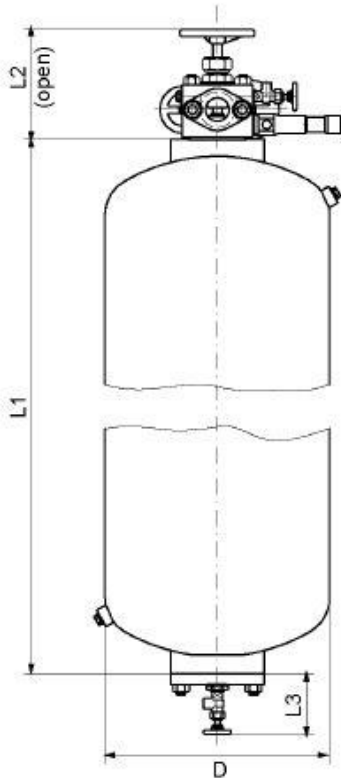
Serán dimensionados para una presión nominal de 3 Mpa.

El número y la capacidad de los depósitos del aire para los motores propulsores, depende de los requerimientos de la sociedad de clasificación y del tipo de instalación.

Se recomienda utilizar una presión mínima de aire de 1,8 Mpa cuando se calcula el volumen de los depósitos.

Son equipados con una válvula manual para el drenaje del condensado.

Si se montan en posición horizontal, deben tener una inclinación de 3 a 5 grados hacia la válvula para asegurar un buen drenaje.



Size [Litres]	Dimensions [mm]				Weight [kg]
	L1	L2 ¹⁾	L3 ¹⁾	D	
125	1807	243	110	324	170
180	1217	243	110	480	200
250	1767	243	110	480	274
500	3204	243	133	480	450

¹⁾ Dimensions are approximate.

El consumo de aire en el arranque figura en la especificación técnica:

Starting air system				
Pressure, nom.	kPa	3000	3000	3000
Pressure, max	kPa	3000	3000	3000
Pressure, min	kPa	1800	1800	1800
Starting air consumption, start (successful)	Nm ³	1.2	1.2	1.2

Durante el arranque, la válvula principal permanece abierta hasta que el motor arranca o el máximo tiempo transcurrido en el intento de arranque.

Un arranque fallido puede consumir dos veces la cantidad de aire especificada en el documento técnico: 1,2 Nm³

El volumen requerido para los depósitos puede calcularse con la fórmula:

$$V_R = \frac{P_E \times V_E \times n}{P_{RMax} - P_{RMin}}$$

Siendo:

V_R = volumen total del depósito en m^3

P_E = presión barométrica normal: 0,1 Mpa

V_E = consumo de aire por arranque en Nm^3 : 1,2 Nm^3

n = número de arranques según la Sociedad de Clasificación

P_{RMax} = máxima presión de aire: 3 Mpa

P_{RMin} = mínima presión: 1,8 Mpa

Una vez realizadas las operaciones, tenemos:

$$V_R = 0,6 m^3$$

Este volumen calculado, se dividirá, al menos, en dos depósitos del mismo tamaño.

Compresores

Como mínimo deben ser instalados dos compresores.

Es recomendable que los compresores sean capaces de llenar los depósitos de aire desde una presión mínima de 1,8 Mpa (18 bares) hasta la máxima, en 15 o 30 minutos.

Para el cálculo del volumen aspirado, utilizaremos la fórmula siguiente:

$$P_1 \times V_1^K = P_2 \times V_2^K$$

Siendo:

P_1 = presión atmosférica. Tomamos 1 bar

P_2 = presión mínima de llenado 1,8 Mpa = 18 bares

V_1 = volumen que ha de aspirarse

V_2 = volumen total (calculado más adelante 0,6 m^3)

K = 1,4 coeficiente de compresión adiabática

Operando, obtenemos:

$$V_1 = 4,73 m^3$$

Para conseguir rellenar ese volumen en 15 minutos, tendrán que tener cada uno una capacidad mínima de 18,92 m^3/h

El modelo LT 7-30 de Atlas Copco cubre las necesidades:

Technical specifications

COMPRESSOR TYPE	Maximum working pressure*		FAD at normal working pressure and 1,500 rpm (50 Hz)			FAD at normal working pressure and 1,800 rpm (60 Hz)			Installed recommended power		Noise level dB(A)**	
	bar(e)	psig	l/s	m ³ /min	cfm	l/s	m ³ /min	cfm	kW	hp	Unsilenced	Base-mounted, silenced
10 BAR LF												
LF 2-10	10	145	3.1	0.19	6.6	3.6	0.22	7.6	1.5	2	82/84	67/69
LF 3-10	10	145	4	0.24	8.5	4.6	0.28	9.7	2.2	3	83/85	68/70
LF 5-10	10	145	8.2	0.49	17.4	9.1	0.55	19.3	4	5.5	83/85	68/70
LF 7-10	10	145	11	0.66	23.3	12	0.72	25.4	5.5	7.5	84/86	72/74
LF 10-10	10	145	15.5	0.93	32.8	18.2	1.1	38.6	7.5	10	86/88	74/76
10 BAR LE												
LE 2-10	10	145	3.4	0.2	7.2	3.9	0.23	8.3	1.5	2	78/80	63/65
LE 3-10	10	145	4.4	0.26	9.3	5.1	0.31	10.8	2.2	3	79/81	64/66
LE 5-10	10	145	8.4	0.5	17.8	9.7	0.58	20.6	4	5.5	79/81	64/66
LE 7-10	10	145	11.7	0.7	24.8	13.6	0.82	28.2	5.5	7.5	80/82	68/70
LE 10-10	10	145	15.7	0.94	33.3	18.2	1.04	38.6	7.5	10	81/81	68/69
LE 15-10	10	145	23.9	1.43	50.7	28.7	1.70	60.8	11	15	89/90	78/78
LE 20-10	10	145	31.7	1.90	67.2	37.2	2.26	78.8	15	20	88/89	76/78
15 BAR LT												
LT 2-15	15	218	3.1	0.19	6.6	3.6	0.22	7.6	1.5	2	78/80	63/65
LT 3-15	15	218	4.0	0.25	8.5	4.7	0.28	10	2.2	3	79/81	64/66
LT 5-15	15	218	6.7	0.4	14.2	7.9	0.47	16.7	4	5.5	79/81	64/66
LT 7-15	15	218	9.2	0.56	19.5	10.9	0.65	23.1	5.5	7.5	80/81	68/70
LT 10-15	15	218	11.7	0.7	24.8	-	-	-	7.5	10	81/-	68
20 BAR LT												
LT 2-20	20	290	2.1	0.13	4.5	2.7	0.16	5.7	1.5	2	78/80	63/65
LT 3-20	20	290	2.9	0.17	6.1	3.6	0.22	7.6	2.2	3	79/81	64/66
LT 5-20	20	290	5	0.3	10.6	6.3	0.38	13.3	4	5.5	79/81	64/66
LT 7-20	20	290	6.7	0.4	14.2	8.4	0.5	17.8	5.5	7.5	80/82	68/70
LT 10-20	20	290	9.1	0.55	19.3	13.6	0.82	28.8	7.5	10	81/83	68/70
LT 15-20	20	290	15.1	0.91	29.1	17.7	1.06	37.5	11	15	86/89	75/83
LT 20-20	20	290	18	1.08	38.1	20.9	1.25	44.3	15	20	86/88	78/81
30 BAR LT												
LT 3-30	30	435	2.5	0.15	5.3	3.1	0.19	6.6	2.2	3	79/81	64/66
LT 5-30	30	435	4.4	0.26	9.3	5.5	0.33	11.7	4	5.5	79/81	64/66
LT 7-30	30	435	6.4	0.38	13.6	8	0.48	17	5.5	7.5	80/82	68/70
LT 10-30	30	435	8.5	0.51	18	-	-	-	7.5	10	81/-	68/-
LT 15-30	30	435	9.3	0.56	19.7	11.1	0.67	23.5	11	15	85/89	76/85
LT 20-30	30	435	17	1.02	36	19.7	1.18	41.7	15	20	86/88	80/83

Vemos que la potencia eléctrica recomendada es de **5,5 Kw** que tendremos en cuenta en el cuaderno 11 para el cálculo del balance eléctrico.

Filtro

Después del separador de agua, situado entre el compresor y el depósito, la condensación que se produce, provoca corrosión en el tubo y los accesorios. Es por esto que se recomienda la instalación de un filtro, antes de la entrada de aire al motor para prevenir la entrada de partículas en el sistema de aire de arranque.

Puede utilizarse uno tipo "Y", con tamaño de malla de 75µm.

La caída de presión no excederá de 0,2 bares para el consumo específico de aire del motor en un tiempo de 4 segundos.

Para los motores W20, como el nuestro, es obligada la instalación de este filtro.

3.4 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Tendremos un circuito de agua salada y otro de agua dulce. Entre los dos sistemas existirán intercambiadores de calor.

Calidad del agua

El agua dulce, en el sistema de refrigeración del motor, debe cumplir los siguientes requerimientos:

Ph.....mín 6,5.....8,5

Dureza.....max 10 °Dh

Cloruros.....max 80 mg/l

Sulfatos.....max 150 mg/l

El agua del grifo de buena calidad puede usarse pero no está siempre disponible en alta mar, por lo que se recomienda utilizar agua producida a bordo.

Si el agua es producida a bordo por plantas de ósmosis inversa, puede contener valores más altos de cloruros que están permitidos.

Queda descartado el uso de agua de la lluvia por su alto contenido en oxígeno y dióxidos de carbono.

Solamente el agua dulce tratada con inhibidores de corrosión puede ser utilizada en los motores.

Es importante que el agua de calidad aceptada y con los inhibidores de corrosión aceptados sea utilizada cuando el sistema de la instalación se llena completamente.

Inhibidores de corrosión

Es obligatorio el uso de algún aditivo al agua del sistema de refrigeración.

Una lista de los autorizados figura en el manual de instalación del motor.

Glycol

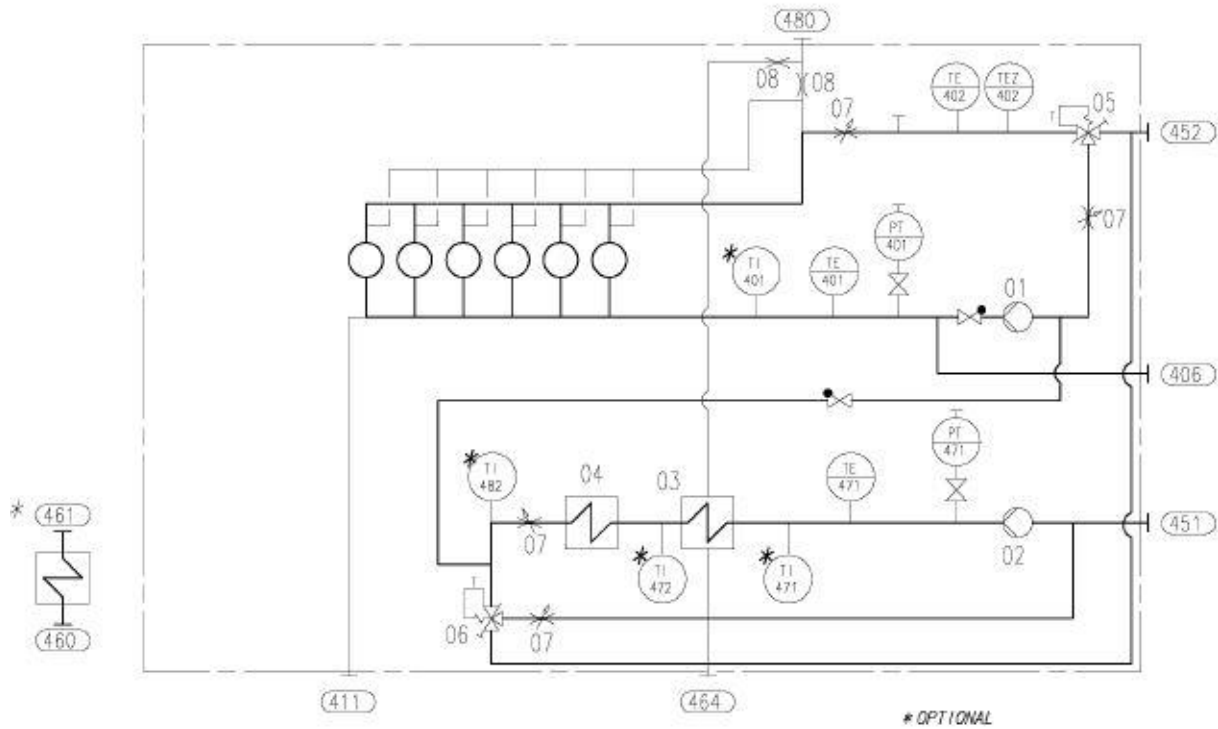
No está recomendado el uso del glycol en el agua de refrigeración, si no es absolutamente necesario.

Los inhibidores de corrosión pueden ser utilizados independientemente del glycol en el agua de refrigeración.

Sistema interno

El sistema de refrigeración comprende un circuito de baja temperatura (LT) y otro de alta temperatura (HT).

Las temperaturas exteriores de los circuitos LT y HT son controladas por válvulas termostáticas.



System components:					
01	HT-cooling water pump	04	Lubricating oil cooler	07	Adjustable orifice
02	LT-cooling water pump	05	HT-thermostatic valve	08	Orifice
03	Charge air cooler	06	LT-thermostatic valve		

Sensors and indicators:			
PT401	HT-water pressure before cylinder jackets	TEZ402	HT-water temp. after cylinder jackets
PT471	LT-water pressure before CAC	TE471	LT-water temp. before CAC
TE401	HT-water temp. before cylinder jackets	TI471	LT-water temp. before CAC (optional)
TI401	HT-water temp. before cylinder jackets (optional)	TI472	LT-water temp. after CAC (optional)
TE402	HT-water temp. after cylinder jackets	TI482	LT-water temp. after cooler (optional)

Pipe connections		Size
401	HT-water inlet	DN65
402	HT-water outlet	DN65
404	HT-water air vent	OD12
406	Water from preheater to HT-circuit	OD28
411	HT-water drain	M18*1.5
451	LT-water inlet	DN80
452	LT-water outlet	DN80
454	LT-water air vent from air cooler	OD12
460	LT-water to generator (if water cooled generator)	DN50
461	LT-water from generator (if water cooled generator)	DN50
464	LT-water drain	M18*1.5

Refrigerador de aire

Es de tipo monobloc

Refrigerador de aceite lubricante

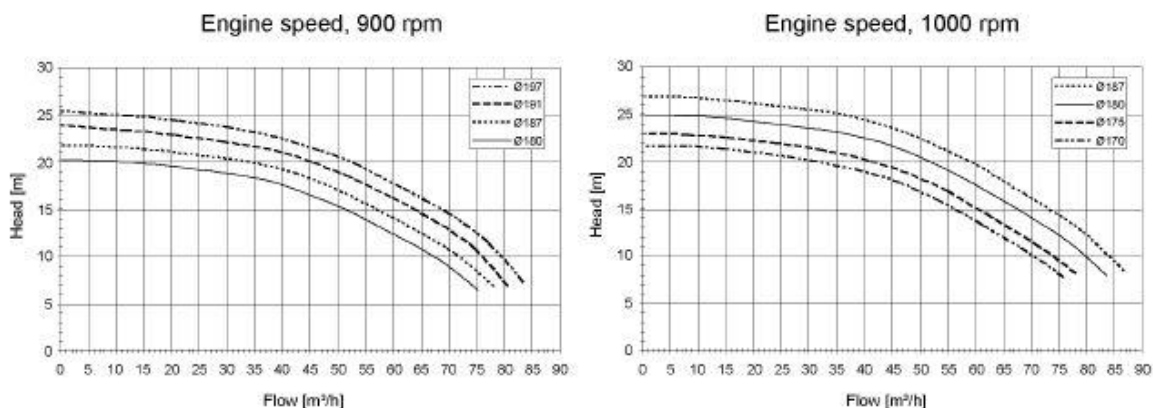
Este refrigerador es enfriado por agua dulce y está conectado en serie con el refrigerador de aire.

Bombas de circulación de agua del motor

Las bombas de circulación de los circuitos de LT y HT están en el motor.

Los diámetros de los impulsores de las bombas HT y LT se presenta en las siguientes tablas:

Engine	Engine speed [RPM]	HT impeller [Ø mm]	LT impeller [Ø mm]
4L20	900	180	187
	1000	170	170
6L20	900	187	187
	1000	175	175
8L20	900	191	197
	1000	180	187
9L20	900	191	197
	1000	180	187



En nuestro caso, el diámetro del impulsor de la bomba de baja temperatura sería de **187 mm** y el de la bomba de alta temperatura de **180 mm**

Las capacidades y presiones figuran en la especificación técnica que mostramos a continuación:

High temperature cooling water system				
Pressure at engine, after pump, nom. (PT 401)	kPa	200 + static	200 + static	200 + static
Pressure at engine, after pump, max. (PT 401)	kPa	500	500	500
Temperature before cylinders, approx. (TE 401)	°C	83	83	83
Temperature after engine, nom.	°C	91	91	91
Capacity of engine driven pump, nom.	m ³ /h	40.0	45.0	45.0
Pressure drop over engine	kPa	90	90	90
Pressure drop in external system, max.	kPa	120	120	120
Pressure from expansion tank	kPa	70...150	70...150	70...150
Engine water volume	m ³	0.13	0.14	0.14
Low temperature cooling water system				
Pressure at engine, after pump, nom. (PT 451)	kPa	200 + static	200 + static	200 + static
Pressure at engine, after pump, max. (PT 451)	kPa	500	500	500
Temperature before engine (TE 451)	°C	25...38	25...38	25...38
Capacity of engine driven pump, nom.	m ³ /h	48.0	54.0	54.0
Pressure drop over charge air cooler	kPa	30	30	30
Pressure drop over thermostatic valve	kPa	30	30	30
Pressure drop over oil cooler	kPa	30	30	30
Pressure drop in the external system, max.	kPa	120	120	120
Pressure from expansion tank	kPa	70...150	70...150	70...150

La capacidad de la bomba de alta temperatura es de 40 m³/h, y la de la de baja 48 m³/h. Siendo la presión de 5 bares, tendremos para la potencia del motor eléctrico de estas bombas (calculamos el de baja temperatura por ser el de mayor potencia al necesitar mayor capacidad):

$$Pot_N = 18,17 \text{ Kw}$$

Sistema externo

Según la product guide existen varias formas de diseñar estos circuitos.

El diseño, deberá minimizar la resistencia del flujo.

No deberán usarse tubos galvanizados en esta instalación.

Dependiendo del tipo de enfriadores y de la cantidad de calor disipado necesario, así serán las características de la bomba.

Para la capacidad de la bomba, consideraremos que sea 1,5 veces la del agua dulce, y la misma presión.

$$Pot_N = 27,26 \text{ Kw}$$

3.5 AIRE DE COMBUSTIÓN, VENTILACIÓN Y EXTRACCIÓN DE CÁMARA DE MÁQUINAS

Realizaremos este cálculo, por indicación del profesor Vicente Díaz, como si dispusiésemos de motores principales y auxiliares, aunque en el caso de nuestro buque, carecemos de auxiliares.

Además de para mantener unas condiciones ambientales aceptables, el aire suministrado a la cámara de máquinas también es necesario como aporte de oxígeno para la combustión. Por otro lado también será necesaria la extracción del aire viciado.

Seguiremos para el cálculo de este sistema, la norma UNE-EN ISO 8861: "Ventilación de la sala de máquinas de barcos de motor diésel. Requisitos de diseño y base de cálculos".

El flujo de aire total a la sala de máquinas debe ser, al menos, el del valor más alto de los dos calculados siguientes:

$$Q = q_c + q_h$$

$Q = 1,5 \times q_c$, es decir, el flujo de aire para combustión+ el 50%. El flujo de aire total a la sala de máquinas no debe ser menor que el flujo de aire para combustión (máquinas y calderas) más el 50%.

q_h = Flujo de aire para la evacuación de la emisión de calor

Los cálculos deben basarse en el máximo régimen de los motores diesel principales, los motores diesel de los generadores, las calderas y el resto de maquinaria trabajando simultáneamente en condiciones normales de mar, y con un aumento de temperatura de 12,5 K.

3.5.1 FLUJO DE AIRE PARA LA COMBUSTIÓN

Calcularemos q_c con la siguiente fórmula:

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

Siendo:

q_{dp} : Flujo de aire para la combustión de los motores principales diésel, en metros cúbicos por segundo.

q_{dg} : Flujo de aire para la combustión de los motores diésel de los generadores, en metros cúbicos por segundo.

q_b : Flujo de aire para la combustión de las calderas, en metros cúbicos por segundo.

$$q_{dp} = \frac{P_{dp} \times m_{ad}}{\rho}$$

P_{dp} : Potencia normalizada de servicio de los motores principales diésel a la máxima potencia de salida continua en Kw.

m_{ad} : Aire necesario para la combustión de los motores diésel, en Kg por Kw segundo. Para motores de 4 tiempos, se puede tomar 0,0020 Kg/Kw·s

ρ : 1,13 Kg/m³ . Densidad del aire a +35°C, 70RH y 101,3 KPa

Sustituyendo valores, con ($P_{dp} = 1350 \times 3$):

$$q_{dp} = 7,17 \text{ m}^3/\text{s}$$

Calcularemos ahora q_{dg} :

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

P_{dg} : Potencia normalizada de servicio de los motores diésel de los generadores a la máxima potencia de salida en Kw.

Si sustituimos con $P_{dg} = 150$ Kw, obtenemos 0,27 m³/s, y contando que puedan estar trabajando dos auxiliares:

$$q_{dg} = 0,54 \text{ m}^3/\text{s}$$

Al carecer de calderas, $q_b = 0$, por lo que tenemos:

$$q_c = q_{dp} + q_{dg} + q_b = 7,17 + 0,54 + 0 = 7,71 \text{ m}^3/\text{s}$$

3.5.2 FLUJO DE AIRE PARA LA EVACUACIÓN DE LA EMISIÓN DE CALOR

Ahora calcularemos el flujo de aire para la evacuación de la emisión de calor, q_h , en metros cúbicos por segundo, con la fórmula:

$$q_h = \frac{\phi_{dp} + \phi_{dg} + \phi_b + \phi_p + \phi_g + \phi_{el} + \phi_{ep} + \phi_t + \phi_0}{\rho \times c \times \Delta T} - 0,4(q_{dp} + q_{dg}) - q_b$$

Donde:

$c = 1,01$ KJ/Kg·K (la capacidad de calor específico del aire)

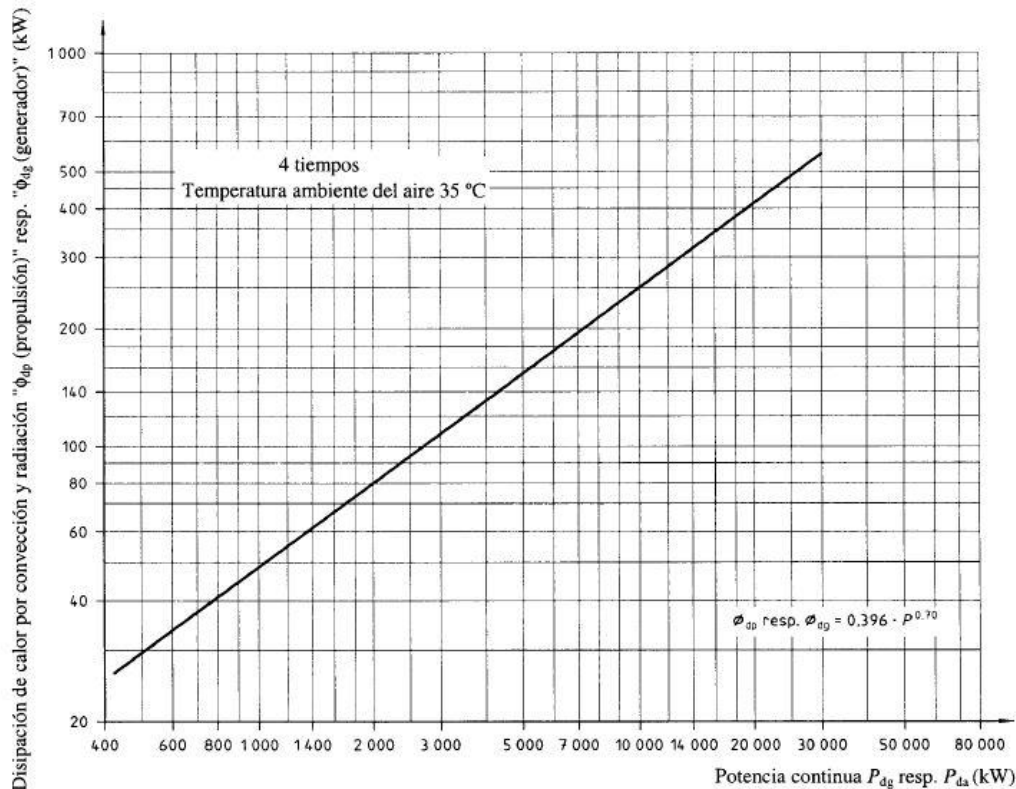
$\Delta T = 12,5$ K (el aumento de la temperatura del aire en la sala de máquinas, es decir, la diferencia entre la temperatura de entrada y la de salida medida en las

condiciones de diseño. La temperatura de salida debe medirse a la salida de la sala de máquinas al guardacalor o chimenea sin instalaciones sensibles al calor).

ϕ_{dp} es la emisión de calor del motor(es) diésel de propulsión principal, en Kw:

$$\phi_{dp} = P_{dp} \times \frac{\Delta h_d}{100}$$

Siendo Δh_d la pérdida del calor del motor diésel en porcentaje. Se tomará de la tabla siguiente:



Para la potencia de nuestros motores, 4050 Kw, tendremos 130 Kw de pérdida, que supone un 3,21%, con lo cual:

$$\phi_{dp} = \underline{130 \text{ Kw}}$$

ϕ_{dg} es la emisión de calor del motor(es) diésel del generador, en Kw

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

Consultando la tabla para 150 Kw, obtenemos una pérdida de 7 Kw. Contando con dos generadores, serían 15 Kw, que en porcentaje supone un 10%. Obtenemos:

$$\phi_{dg} = \underline{15 \text{ Kw}}$$

ϕ_b es la emisión de calor de las calderas y calentadores de fluido térmico, en Kw
En nuestro caso:

$$\phi_b = \underline{0 \text{ Kw}}$$

ϕ_p es la emisión de calor de las tuberías de vapor y condensación, en Kw

$$\phi_p = \underline{0 \text{ Kw}}$$

ϕ_g es la emisión de calor del generador(es) eléctrico refrigerado por aire, en Kw

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

P_g es la potencia del generador(es) instalados refrigerados por aire, en Kw

η es el rendimiento del generador en porcentaje. Tomamos $\eta = 94\%$

Obtenemos:

$$\phi_g = 18 \text{ Kw}$$

ϕ_{el} es la emisión de calor de las instalaciones eléctricas, en Kw

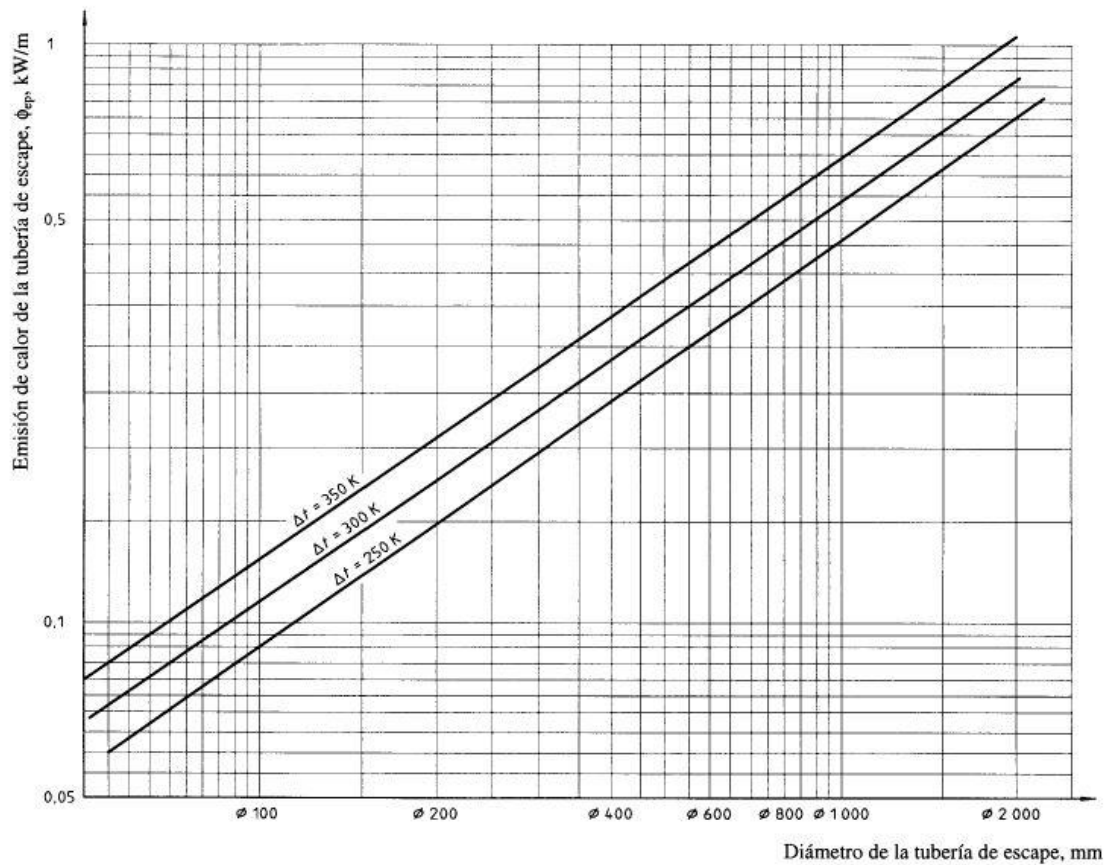
Según la norma, en los barcos convencionales donde no se saben todos los detalles de las instalaciones eléctricas, la emisión de calor se toma como el 20% de la potencia de régimen del equipo eléctrico y de la iluminación que se utiliza en el mar.

Tomamos como valor:

$$\phi_{el} = 60 \text{ Kw}$$

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

Se calculará según la tabla que presenta la norma:



Entrando en la tabla con un diámetro de 600 mm, y un Δt de 320 K (valor recomendado por la norma para motores de 4 tiempos), tendremos una emisión de calor por metro de tubería de 0,42 Kw/m.

Sumando tres tramos (tres motores), de 4 m cada tramo, obtenemos:

$$\Phi_{ep} = 12 \times 0,42 = 5,04 \text{ Kw}$$

Φ_t es la emisión de calor de los tanques de calefacción, en Kw

$$\Phi_t = 0 \text{ Kw}$$

Φ_0 es la emisión de calor de otros componentes, en Kw

Lo estimamos en un 20% de la potencia de los generadores

$$\Phi_0 = 30 \text{ Kw}$$

Sustituyendo valores para calcular q_h :

$$q_h = 15 \text{ m}^3/\text{s}$$

El flujo de aire total, será el mayor de los valores:

- $Q = q_c + q_h = 7,71 \text{ m}^3/\text{s} + 15 \text{ m}^3/\text{s} = 22,71 \text{ m}^3/\text{s}$
- $Q = 1,5 \times q_c = 1,5 \times 7,71 \text{ m}^3/\text{s} = 11,56 \text{ m}^3/\text{s}$

Flujo total de aire:

$$Q = 22,71 \text{ m}^3/\text{s} = 81756 \text{ m}^3/\text{h}$$

Instalaremos cuatro ventiladores, aunque ese flujo total calculado se dividirá entre tres, con objeto de tener uno de respeto, para seguir disponiendo del caudal necesario en caso de fallo de uno de ellos.

Para el cálculo de la potencia absorbida de la red por un ventilador, emplearemos la fórmula:

$$P = \frac{Q \times H}{3600 \times 75 \times \eta}$$

Siendo:

P = Potencia en el eje en CV

Q = Caudal en m³/h

H = Altura total en milímetros de columna de agua

η = Rendimiento mecánico. Para ventiladores axiales se toma 0,5 y para los centrífugos 0,6

Si la potencia obtenida en el eje, una vez pasada a Kw, la dividimos por el rendimiento eléctrico del equipo, obtenemos la potencia absorbida:

$$Pot_{absorbida} = \frac{P}{\eta_{eléctrico}}$$

Para conocer el rendimiento eléctrico, se utiliza la tabla mostrada en apartados anteriores.

La potencia nominal la calcularemos con la fórmula:

$$Pot_N = K \times Pot_{absorbida}$$

Siendo K un coeficiente de seguridad que obtenemos de la tabla siguiente:

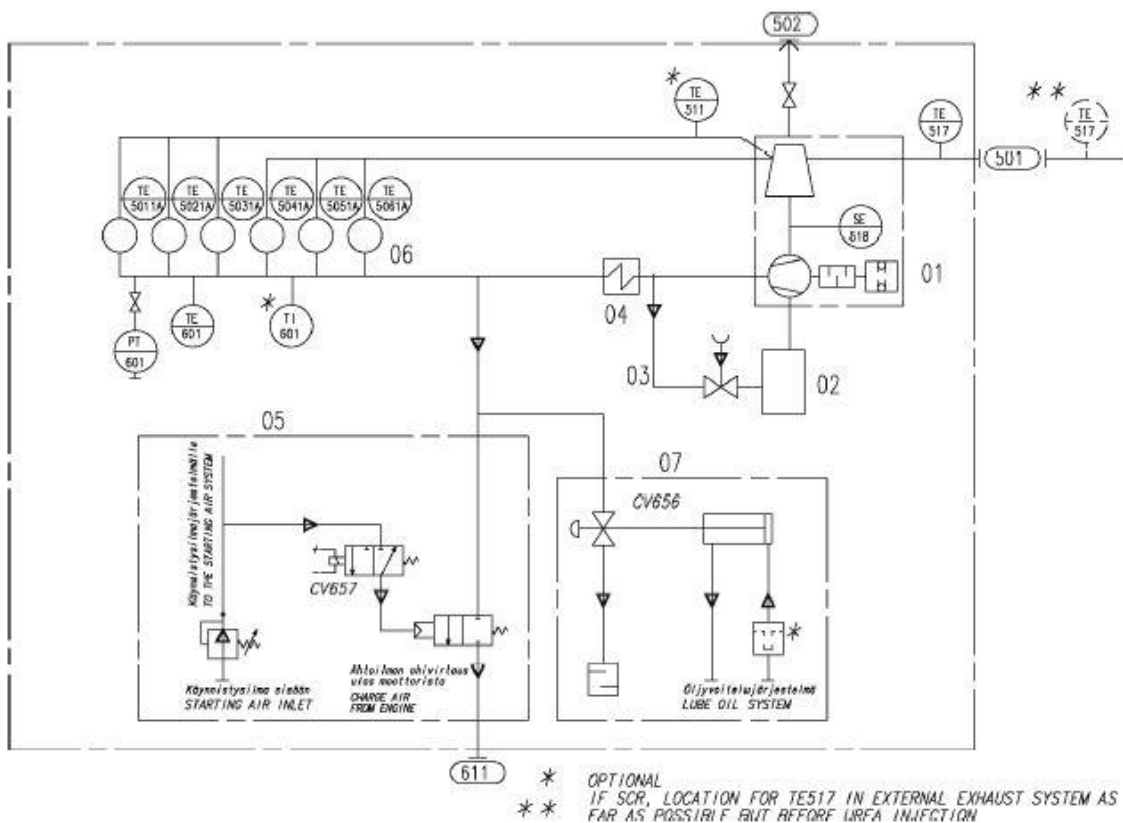
TABLA DE COEFICIENTES DE SEGURIDAD	
Caudal ventilador (m ³ h)	Coficiente (K)
≥ 20000	1,10
< 20000	1,15

Una vez realizadas operaciones considerando una altura de 40 mm, rendimiento de 0,6, rendimiento eléctrico 0,83 y un flujo de 27252 m³/h para cada ventilador:

Pot_N = 6,65 Kw

3.6 EXHAUSTACIÓN

Este es el esquema que presenta la product guide para nuestros motores:



System components:			
01	Turbocharger	05	Charge air wastegate, only on WA20D4
02	Water container	06	Cylinders
03	Pressure from air duct	07	Variable charge air waste gate (optional)
04	Charge air cooler		

Sensors and indicators			
TE501xA	Exhaust gas temperature after each cylinder	TI601	Charge air temperature after CAC (optional)
TE511	Exhaust gas temperature before turbine (optional)	PT601	Charge air pressure after CAC
TE517	Exhaust gas temperature after turbine	SE518	Turbocharger speed
TE601	Charge air temperature after CAC	CV657	Charge air limiter (if VIC)

Pipe connections		Size
501	Exhaust gas outlet	see section "Exhaust gas outlet"
502	Cleaning water to turbine	Quick connection
611	Charge air wastegate outlet (if VIC)	OD28

Para los diámetros de los tubos de la parte exterior, contempla lo siguiente:

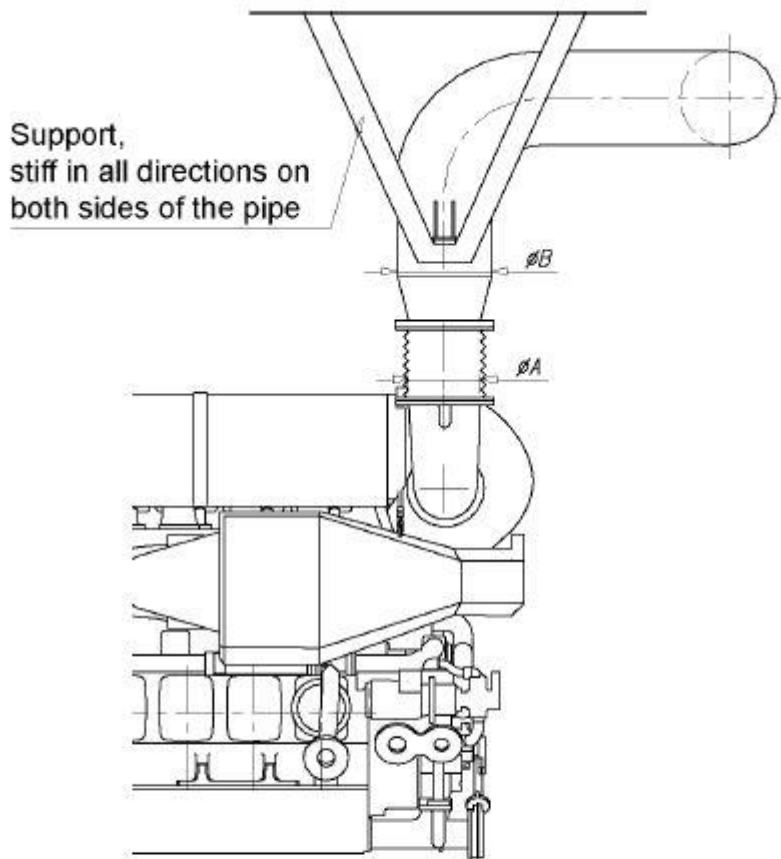


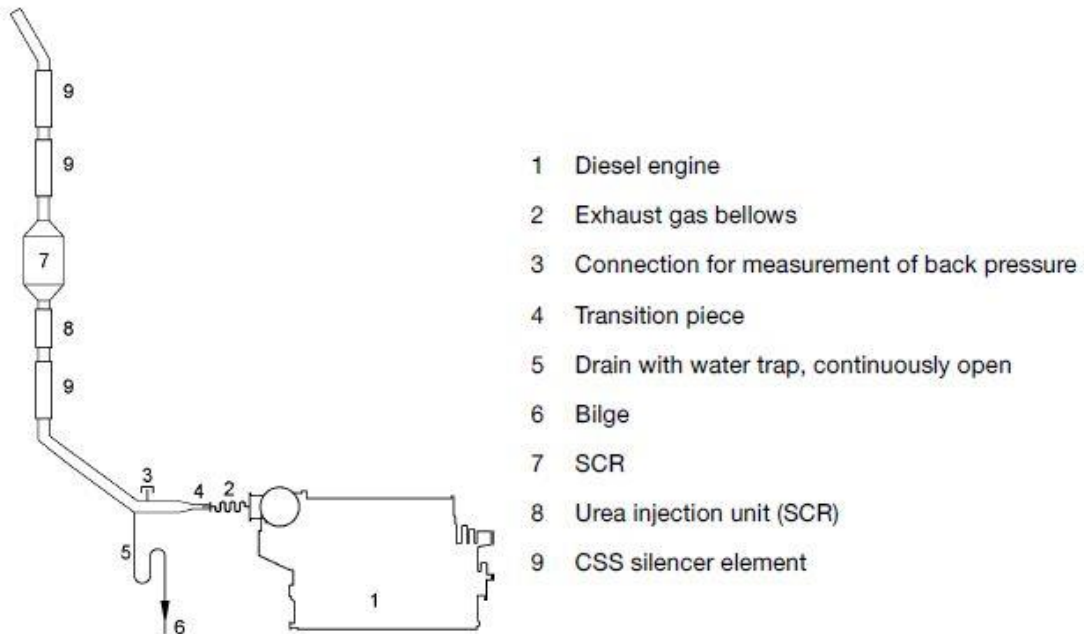
Fig 10-3 Exhaust pipe, diameters and support (DAAE011697A)

Engine	ØA [mm]	ØB [mm]
4L20	DN200	250, 300
6L20	DN250	300, 350
8L20	DN300	400
9L20	DN300	450

Cada motor debe contar con su propio tubo de exhaustación.

Contrapresiones, expansiones debido a la temperatura y soportación, deben ser tenidos en cuenta a la hora de diseñar la instalación.

Debido a lo anterior, es por lo que se deben instalar juntas elásticas directamente a la salida del turbo.



Los tubos deben ser tan cortos como sea posible.

Las expansiones y los accesorios de los tubos, como los codos, deben ser lisos para minimizar la contrapresión.

El radio de los codos debe ser el mayor posible, no siendo menor de 1,5 veces el diámetro.

La velocidad recomendada del flujo en el interior del tubo debe ser entre 35 y 40 m/s.

Si existen muchos elementos que opongan resistencia o la tubería es muy larga, esa velocidad será menor.

De la masa del flujo, valor dado en la especificación técnica, podemos deducir la velocidad con la fórmula siguiente:

$$v = \frac{4 \times m'}{1,3 \times \left(\frac{273}{273 + T}\right) \times \pi \times D^2}$$

Siendo:

v = velocidad de los gases en m/s

m' = flujo másico de los gases de exhaustación en Kg/s

T = temperatura de los gases de exhaustación en °C

D = diámetro del tubo en metros

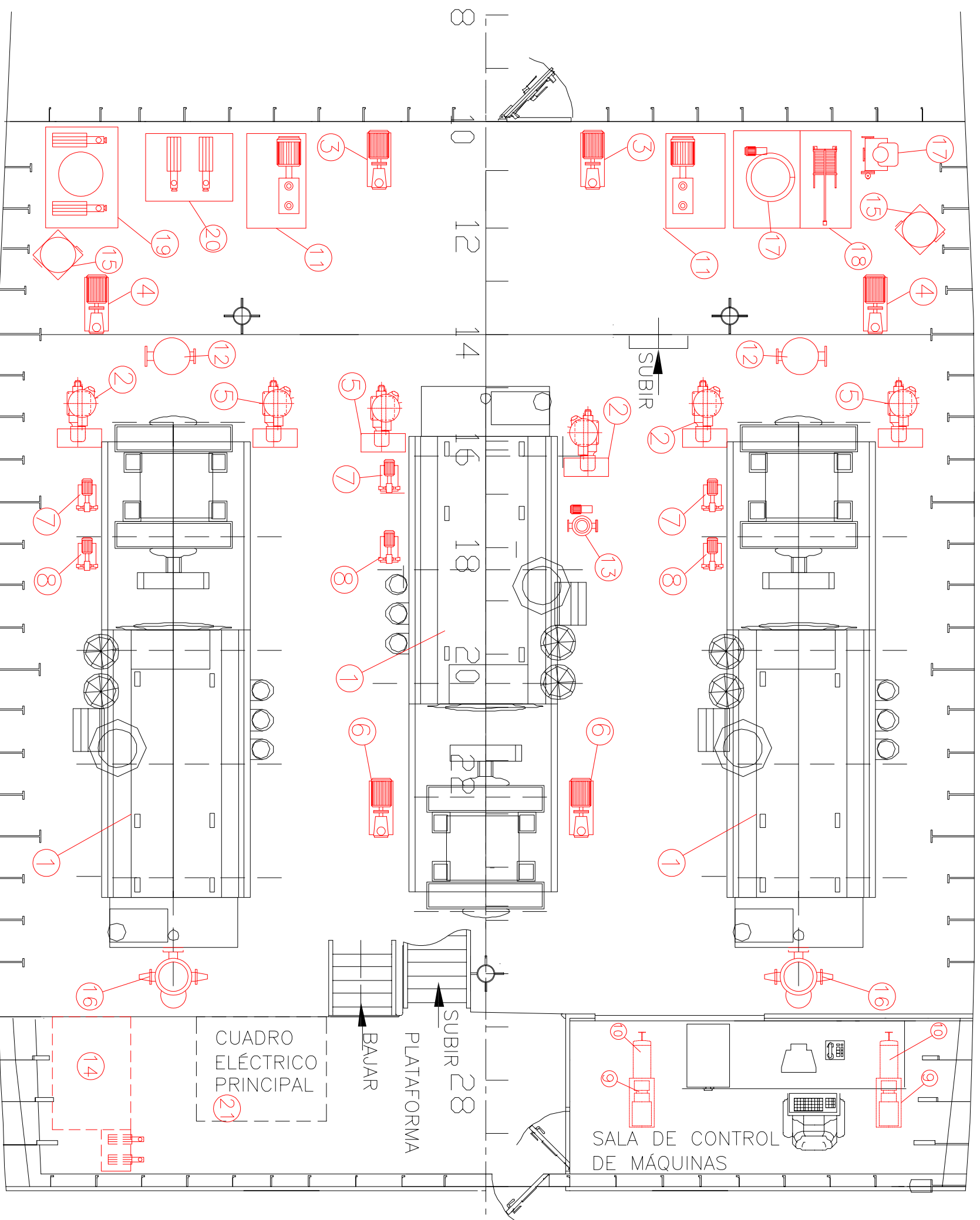
Para nuestro motor, la especificación técnica nos muestra lo siguiente:

Exhaust gas system (Note 2)		
Flow at 100% load	kg/s	2.97
Flow at 85% load	kg/s	2.58
Temp. after turbocharger at 100% load (TE 517)	°C	337
Temp. after turbocharger at 85% load (TE 517)	°C	335
Backpressure, max.	kPa	5.0

Sustituyendo valores en la fórmula, obtenemos:

$$v = 35,17 \text{ m/s}$$

4 PLANO DE CÁMARA DE MÁQUINAS



CÁMARA DE MÁQUINAS

MARCA	DENOMINACION	CANT.
	1 GENERADORES PRINCIPALES	3
	2 PURIFICADOR DE COMBUSTIBLE	3
	3 BOMBA TRASIEGO COMBUSTIBLE	2
	4 BOMBA CIRCULACION	2
	5 PURIFICADORA ACEITE	3
	6 BOMBA TRASIEGO DE ACEITE	2
	7 BOMBA AGUA SALADA	3
	8 BOMBA AGUA DULCE	3
	9 COMPRESOR AIRE DE ARRANQUE	2
	10 BOTTELLAS AIRE DE ARRANQUE	2
	11 BOMBAS CHIGRE DE REMOLQUE	2
	12 BOMBAS DE ACHIQUE DE SENTINAS	2
	13 BOMBAS ACHIQUE DE TANQUE LODOS	1
	14 PLANTA T.A.R.	1
	15 BOMBAS CONTRA INCENDIOS	2
	16 BOMBAS FIFI I	2
	17 BOMBAS RECOGIDA HIDROCARBUROS	1
	18 CALDERA RECOGIDA HIDROCARBUROS	1
	19 BOMBAS DE AGUA DULCE SANITARIA	2
	20 BOMBAS DE AGUA SALADA SANITARIA	1
	21 CUADRO ELÉCTRICO PRINCIPAL	1

CARACTERISTICAS PRINCIPALES

3 GENERADORES PRINCIPALES DE 1350 Kw / ud
 SISTEMA CONTRA INCENDIOS INSTALADO
 CONTROL DE MÁQUINAS CENTRALIZADO
 CUADRO ELÉCTRICO PRINCIPAL CENTRALIZADO
 BOTÓN DE ALARMA DE MAQUINISTA INSTALADO

Nombre buque:

Remolcador de puerto

Fecha:

Sept. 2017

Cámara de máquinas

Mario Martínez

E.P.S
 Ferrrol

Número Plano:

Escala: 1/50

Firma: