



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

Trabajo Fin de Grado

CURSO 2019/ 2010

PSV 8500 TPM

CLEAN DESIGN; FIFI III; DYNPOS AUTR; SF; E0; SPS; SUPPLY VESSEL; OIL
RECOVERY; ICE C

**CUADERNO 10: DEFINICIÓN DE LA PLANTA PROPULSORA Y SUS
AUXILIARES**

Grado en Ingeniería Naval y Oceánica

ALUMNO: PABLO FERNÁNDEZ CARBAJALES

TUTOR: FERNANDO LAGO RODRÍGUEZ

FECHA: SEPTIEMBRE 2020

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE FERROL

GRADO EN INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO Nº 1920/ 09

Requerimientos previstos de actividad (RPA) del buque proyecto:

Título del proyecto: PSV 8500 TPM

Clasificación, cota y reglamentos de aplicación: DNV, SPS, SUPPLY VESSEL, SF, EO, ICE C, DYNPOS AUTR, CLEAN DESIGN, FIFI III

Velocidad y autonomía: 15 nudos en condiciones de servicio, 5000 millas

Sistemas y equipos de carga/ descarga: los habituales en este tipo de buques

Propulsión: diésel – eléctrica, propulsores Voith Schneider

Tripulación y pasaje: 38 personas más 12 (personal especial), según SPS

Ferrol, 31 de octubre de 2019

ALUMNO/A: PABLO FERNÁNDEZ CARBAJALES

El buque a proyectar se trata de un buque diseñado para prestar apoyo y suministro a las plataformas petrolíferas del Mar del Norte, tanto carga líquida como carga seca. Además, presenta la posibilidad de extinguir fuegos exteriores al buque (FIFI III) y recoger vertidos de hidrocarburos en alta mar (OIL RECOVERY).

The vessel to be projected is a vessel designed to provide support and supply to the oil rigs in the North Sea, both liquid and dry cargo. In addition, it has the possibility of extinguishing fires outside the ship (FIFI III) and collecting hydrocarbon spills in the seas (OIL RECOVERY).

O buque que se proxecta é un buque diseñado para proporcionar apoio e subministración ás plataformas petrolíferas do mar do Norte, tanto carga líquida como seca. Ademais, ten a posibilidade de extinguir incendios fora do buque (FIFI III) e recoller derrames de hidrocarburos en alta mar (OIL RECOVERY).

ÍNDICE

1. Presentación (página 5)
2. Introducción (página 6)
3. Selección de la planta propulsora (páginas 6 – 11)
4. Dimensionamiento de los servicios auxiliares de los motores principales (páginas 12 – 44)
5. Disposición esquemática de la cámara de máquinas (página 44)
6. Anexos

1. Presentación

El buque proyecto se trata de un PSV (Platform Supply Vessel) destinado a prestar apoyo y suministro a las plataformas petrolíferas del Mar del Norte, con una capacidad de 8500 TPM, condición fijada en la RPA, además de una velocidad de servicio de 15 nudos. En cuanto a la operatividad del mismo puede suministrar la siguiente carga:

- Diesel oil
- Agua dulce para consumo
- Cemento seco
- Salmuera
- Otros elementos en la cubierta principal (carga seca) como brocas de perforación, cables etc.

También está diseñado para recoger los siguientes productos de la plataforma:

- Barro de perforación

Se ha dotado también la posibilidad de que el buque tenga la capacidad de recoger vertidos de hidrocarburos derramados en alta mar, lo que se conoce como Oil Recovery.

Las cotas de clase que aplican en el diseño del buque proyecto son las siguientes:

- DNV: buque diseñado bajo dicha sociedad de clasificación, se seguirán las normas y recomendaciones que sean de aplicación.
- SPS (special purpose ship)
- Supply vessel: buque diseñado para prestar apoyo.
- SF: buque diseñado teniendo en cuenta factores restrictivos en estabilidad en averías
- EO: maquinaria desatendida
- ICE C: buque diseñado para navegar en zonas con presencia de una capa fina de hielo
- DYNPOS AUTR: buque diseñado con la capacidad de mantener la posición sin moverse.
- CLEAN DESIGN: buque que dota de un diseño limpio en cuanto a contaminación
- FIFI III: buque diseñado con la posibilidad de luchar contra fuegos exteriores.
- OIL RECOVERY: buque dotado de la capacidad de recoger y almacenar vertidos de hidrocarburos en alta mar

Las cotas de clase comentadas se irán desarrollando a lo largo de los 13 cuadernos de los que consta el TFG.

2. Introducción

En el presente cuaderno se va a definir la planta propulsora del buque proyecto. Además de definir los grupos diésel – generadores principales en función de una estimación preliminar, ya que no se ha hecho por completo el Cuaderno 11 aún, se detallarán los servicios auxiliares de los diésel – generadores comentados:

Además de dimensionar lo comentado anteriormente, se incluirá la disposición de la cámara de máquinas en el Anexo, así como los esquemas de funcionamiento de los servicios principales de los diésel – generadores ya detallados.

3. Selección de la planta propulsora

Antes de nada, se va a comentar en qué consiste la propulsión diésel – eléctrica que debe llevar instalada el buque, como se indica en la RPA del proyecto. Tener en cuenta que se trata de un tipo de propulsión diferente que la convencional (motor de combustión + eje + hélice) es imprescindible, ya que condiciona los sistemas propulsores, como se ha visto anteriormente en el Cuaderno 6 y la elección de los motores principales, que serán los grupos diésel – generadores comentados. Además, repercute en la potencia necesaria para el correcto funcionamiento del buque, como se verá en el Cuaderno 11 una vez hecho el balance eléctrico del buque.

- SOBRE LA PROPULSIÓN DIESEL – ELÉCTRICA

La propulsión diésel – eléctrica nace de la necesidad de la industria naval en reducir las emisiones a la atmósfera, cabe recordar que el buque proyecto debe cumplir con la cota de clase **CLEAN DESIGN**, además de ir destinado a una zona restringida como es el Mar del Norte y de ahorrar en combustible.

El 96 % de las embarcaciones utiliza algún derivado del petróleo para la alimentación de sus motores, mientras que en la mayoría del 4 % restante cuentan con una propulsión diésel – eléctrica, que como se comentó anteriormente, ayuda a reducir las emisiones y a ahorrar en combustible.

Estos sistemas se utilizan sobretudo en buques offshore (como el buque proyecto), remolcadores y buques de pasaje, donde la alta maniobrabilidad es una prioridad, además de la reducción del ruido. De todas formas, para aquellos buques de un tamaño mucho mayor, el sistema convencional sigue siendo más eficiente, como se puede observar en los grandes petroleros. Otro de los motivos por los cuales se emplea la propulsión diésel – eléctrica en los buques offshores es debido a que los motores eléctricos generan un par elevado a bajas revoluciones.

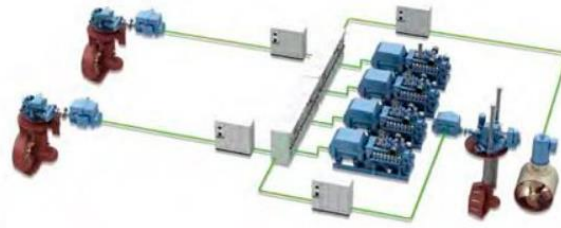
Actualmente la tendencia en los buques es un aumento de la construcción de embarcaciones que utilizan energía eléctrica. Ya se están empezando a instalar baterías, en su mayoría combinadas con motores diésel o duales.

La instalación de la propulsión diésel – eléctrica a bordo de un buque supone el cambio de la hélice, el eje y el motor principal por un sistema compuesto de generadores, cuadros de distribución, transformadores, accionamientos y motores.

Las ventajas que presenta este tipo de propulsión son las siguientes:

- Menor consumo de combustible y emisiones debido a la posibilidad de optimizar la carga de los grupos diésel – generadores. Los grupos electrógenos pueden funcionar con una alta eficiencia del motor para cargas elevadas. Esto es de vital importancia en aquellos buques que tengan una gran variación de la demanda de energía, como pasa en el buque proyecto (PSV), que divide su tiempo de operación entre el tránsito a la plataforma y las operaciones de suministro, normalmente. También podrá entrar en modo recogida de hidrocarburos y combatir incendios exteriores.
- Mejor eficiencia hidrodinámica de la hélice, esto no es interesante de cara a la realización del buque proyecto, ya cuenta con propulsores Voith Schneider.
- Alta fiabilidad, debido a la redundancia de los grupos generadores instalados, que serán 4. Si un generador no funciona habrá suficiente potencia para un buen funcionamiento del buque.
- Coste reducido del ciclo de vida del buque, como resultado de un coste operativo menor y de mantenimiento.
- Mejora de la maniobrabilidad del buque y la capacidad de mantener la posición, factor importante para el buque proyecto, ya que consta de la cota de clase **DYNPOS AUTR**), posicionamiento dinámico.
- El control de los motores de propulsión eléctricos, son gracias a los convertidores de frecuencia, que permiten una mayor precisión en el posicionamiento dinámico.
- Otro de los factores importantes, que influyen directamente en la elección del sistema de propulsión diésel – eléctrico para el buque proyecto, es que permite una mayor carga útil, ya que ocupan menos espacio en comparación con una planta propulsora convencional (mecánica), especialmente en las cámaras de máquinas.
- Más flexibilidad en la ubicación de los grupos diésel – generadores debido al empleo de cables.
- Reducción de las vibraciones y del ruido
- Rendimiento eficiente y pares altos del motor, ya que el sistema eléctrico puede proporcionar un par máximo también a bajas velocidades, lo cual ofrece ventajas en condiciones de hielo, factor también importante, ya que el buque proyecto cuenta con la cota de clase **ICE C** establecida en la RPA, pudiendo navegar en zonas con presencia de capas de hielo finas.

A continuación, se muestra un esquema de cómo funciona una planta de propulsión diésel – eléctrica, además de un ejemplo de su instalación a bordo de un buque offshore:



Ejemplo esquema sistema de propulsión diésel - eléctrica

Hay que recordar que los propulsores que lleva instalados el buque proyecto son Voith Schneider, y no propulsores azimutales como se muestra en la imagen. Además, consta de dos hélices transversales y una hélice retráctil, dimensionados todos los elementos propulsores en el Cuaderno 6. Este tipo de propulsión cuenta con los siguientes elementos:

- Grupos generadores principales (grupos diésel – generadores): motor diésel + alternador
- Cuadro principal (se verá con detalle en el Cuaderno 11)
- Convertidores de frecuencia
- Transformadores (se verá con detalle en el Cuaderno 11)
- Motores eléctricos de los propulsores, se han dimensionado en el Cuaderno 6.
- Propulsores (Voith Schneider, uno a cada costado), dimensionados también en el Cuaderno 6.



Ejemplo instalación sistema de propulsión diésel – eléctrica en un buque offshore

A continuación, se comentará el funcionamiento de una planta de este tipo:

Los grupos diésel – generadores principales son los encargados de producir la energía eléctrica, a partir del combustible diésel. Dicho grupo electrógeno cuenta con un motor de combustión diésel que se encarga de producir energía mecánica, dicha energía mecánica es transformada en energía eléctrica por el alternador. De esta forma, se alimenta el cuadro principal, al que estarán conectados los consumidores principales. Los motores eléctricos de los propulsores Voith Schneider irán conectados al cuadro principal, desde donde se alimentarán, uno a cada costado. Las particularidades del cuadro principal (redundancia, voltaje etc) y del sistema eléctrico se comentarán detalladamente en el Cuaderno 11. En este cuaderno me voy a centrar, dentro del sistema de propulsión diésel – eléctrica, en la parte de los grupos diésel – generadores principales.

Como aún no se conocen los datos de la potencia necesaria (balance eléctrico), como se ha comentado en la introducción del presente cuaderno, para la elección de los grupos generadores principales se ha hecho una estimación preliminar del balance eléctrico en función de los consumidores eléctricos ya dimensionados y en función del buque base, obteniendo que en la situación más desfavorable que se encontrará el buque proyecto en cuanto a operatividad, la potencia demandada es de unos 7500 Kw aproximadamente. Por tanto, se elegirán dichos grupos principales en función de dicha potencia, pudiendo ser cambiados una vez se realice el balance eléctrico. Se instalarán 4 generadores principales siguiendo la distribución del buque base. Los motores de dichos generadores principales serán el siguiente modelo:

Wartsila 26 – dicho motor cuenta con un número reducido de piezas, requisitos de mantenimiento, bajo consumo de combustible, niveles de emisión reducidos y la capacidad de funcionar de manera fiable con varios combustibles. Además, cumple con las normas de emisiones de escape tier II de la OMI establecidas en el Anexo VI de la convención MARPOL 73/ 78. Las características se muestran a continuación:

Wärtsilä 26		IMO Tier II or III
Cylinder bore	260 mm	Fuel specification: Fuel oil
Piston stroke	320 mm	700 cSt/50°C
Cylinder output	340 kW/cyl	7200 sR1/100°F
Speed	1000rpm	ISO 8217, category ISO-F-RMK 700
Mean effective pressure	24 bar	SFOC 188,7 g/kWh at ISO condition
Piston speed	10.7m/s	

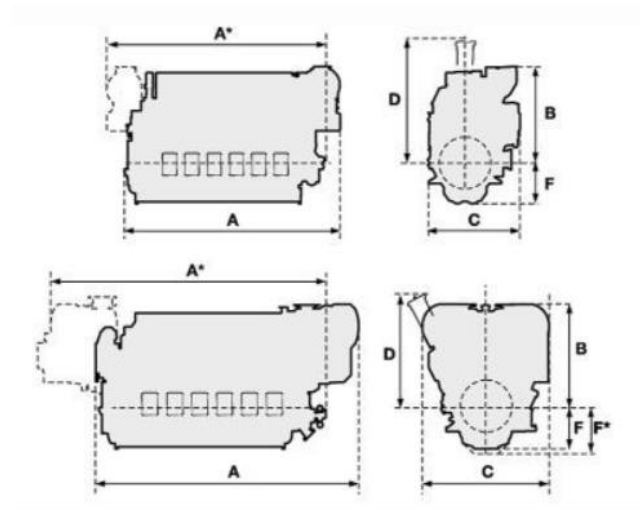
Especificaciones generales de los modelos Wartsila 26

Dimensions (mm) and weights (tonnes)					Rated power	
Engine type	F dry sump	F wet sump	Weight dry sump	Weight wet sump	Engine type	kW
6L26	818	950	17.0	17.2	6L26	2 040
8L26	818	950	21.6	21.9	8L26	2720
9L26	818	950	23.3	23.6	9L26	3 060
12V26	800	1110	28.7	29.0	12V26	4 080
16V26	800	1110	36.1	37.9	16V26	5 440

Dimensiones, peso y potencia de los modelos Wartsila 26

Dimensions (mm) and weights (tonnes)							
Engine type	A*	A	B*	B	C*	C	D
6L26	4387	4130	1882	1833	1960	2020	2430
8L26	5302	5059	2023	1868	2010	2107	2430
9L26	5691	5449	2023	1868	2016	2107	2430
12V26	5442	5314	2034	2034	2552	2602	2060
16V26	6223	6025	2151	2190	2489	2763	2060

Dimensiones de los modelos Wartsila 26

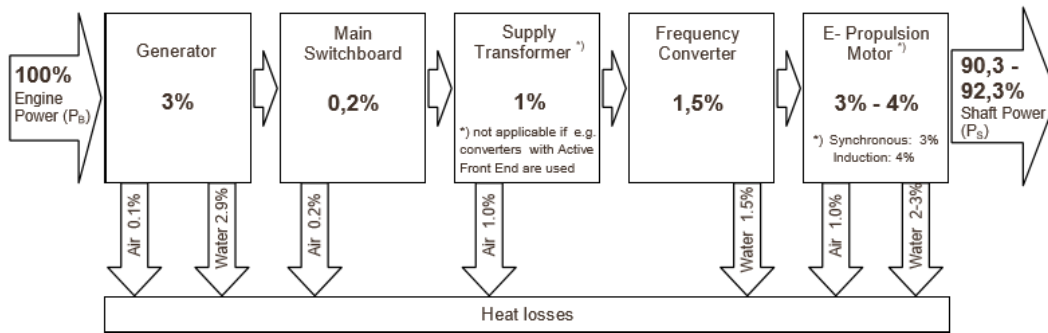


Dimensiones de los modelos Wartsila 26

De todos los modelos del Wartsila 26 se escoge el Wartsila 6L26, capaz de suministrar una potencia de 2040 Kw, por tanto:

$$2040 \text{ Kw} \times 4 \text{ motores} = 8160 \text{ Kw}$$

Comprobamos si teniendo en cuenta que la eficiencia es la que se indica a continuación, satisface los 7500 Kw requeridos inicialmente en una primera estimación:



Potencia entregada al eje por un grupo generador

Teniendo en cuenta las pérdidas de potencia:

$$8160 \text{ Kw} \times \text{rendimiento} (\eta) = 8160 \text{ Kw} \times 0,923 = 7531,68 \text{ Kw}$$

Como podemos comprobar cumple con la potencia demandada en la estimación preliminar, a falta de la comprobación realizando el balance eléctrico.

El motor dimensionado tiene el siguiente aspecto:



Vista del Wartsila 6L26

4. Dimensionamiento de los servicios auxiliares de los motores principales

En este apartado se dimensionarán los siguientes servicios, esenciales para el buen funcionamiento de los grupos generadores:

- Servicio de combustible
- Servicio de lubricación
- Servicio de refrigeración
- Servicio de aire de arranque

Dichos servicios se dimensionarán basándose en la guía del motor elegido y en base a esquemas del buque base.

Debido a la **cota de clase E0**, las bombas deberán arrancar/ parar automáticamente, además se exigen niveles y alarmas de alto y bajo nivel en los tanques.

Se comentará detalladamente el funcionamiento de cada servicio en base a los esquemas realizados sobre cada uno, dimensionando los componentes principales.

4.1 Servicio de combustible

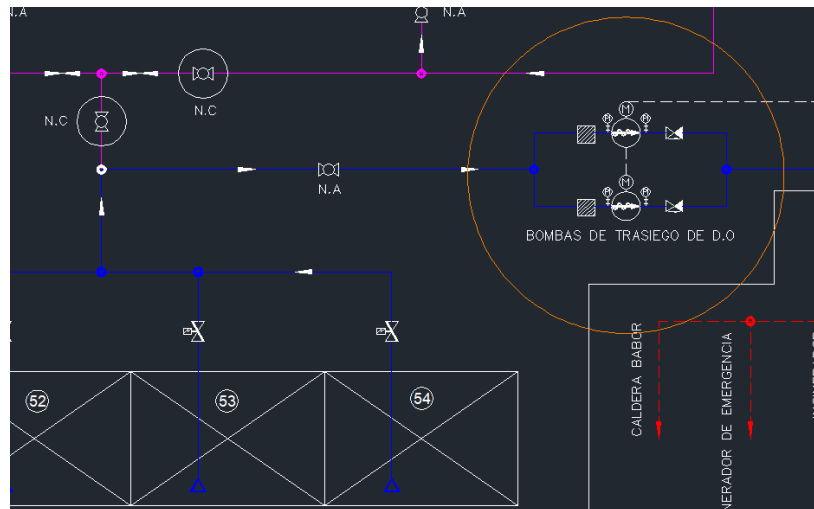
El servicio de combustible es el encargado de trasegar el diésel desde los tanques de almacén, dimensionados en el Cuaderno 4, y suministrárselo a los motores. Inicialmente se comentará el funcionamiento del sistema diseñado y posteriormente se dimensionarán las bombas principales para su funcionamiento, teniendo en cuenta los datos proporcionados por el suministrador de los grupos generadores principales instalados en el buque proyecto (Wartsila 6L26):

Funcionamiento del sistema:

El servicio de combustible dimensionado para el buque proyecto está diseñado de forma redundante, muy típico en aquellos buques que trabajan en la industria offshore. Como se puede ver en el esquema adjunto en el Anexo del presente cuaderno, se diferencian tres tramos de tubería, la que se representa de color azul oscuro se corresponde con el tramo de tubería de trasiego de combustible desde los tanques de consumo de diésel del buque a los tanques de sedimentación, la de color verde se corresponde con el suministro de diésel a los grupos generadores desde los tanques de uso diario y la representada por el color violeta se corresponde con la purificación del combustible.

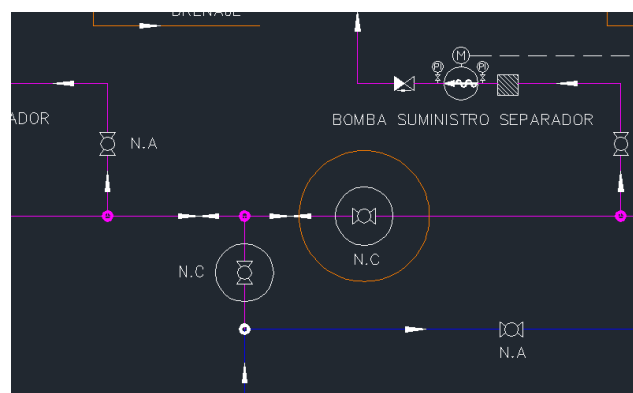
El sistema presenta dos tanques de sedimentación (uno a cada costado), dos tanques de uso diario, también uno a cada costado y dos separadoras, dispuestas de la misma manera. De esta forma, tanto el tanque de sedimentación como el tanque de uso diario y la separadora (ambos de babor) trabajarán en condiciones normales con los diésel generadores dispuestos en babor.

El siguiente sistema está diseñado para poder trasegar combustible desde los tanques de carga a ambos tanques de sedimentación, situado uno en cada costado del buque, mediante las bombas de trasego (2 bombas de trasego, una en stand by):

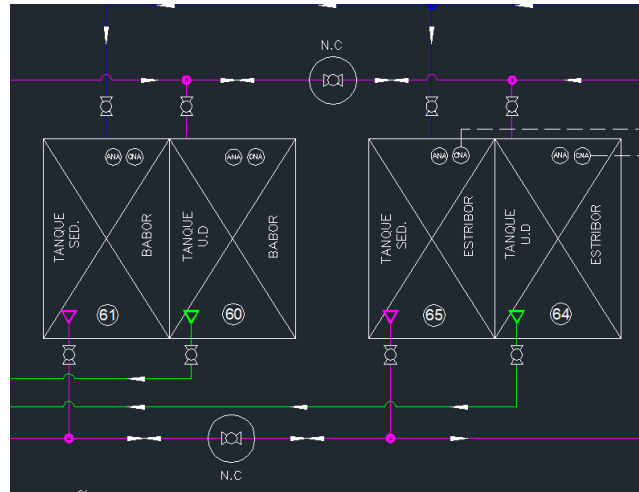


Bombas de trasego del combustible diésel desde los tanques de consumo del buque a los tanques de sedimentación

Además, las separadoras de diésel oil presentan redundancia en su funcionamiento. Es decir, en condiciones normales de trabajo, una purifica el diésel del tanque de sedimentación de un costado y lo devuelve limpio al tanque de uso diario de ese mismo costado, pero, “jugando” con las válvulas dispuestas en el esquema, dicha separadora puede operar con los tanques dispuestos en el costado contrario, lo que dota al sistema de redundancia, como ya se ha comentado:

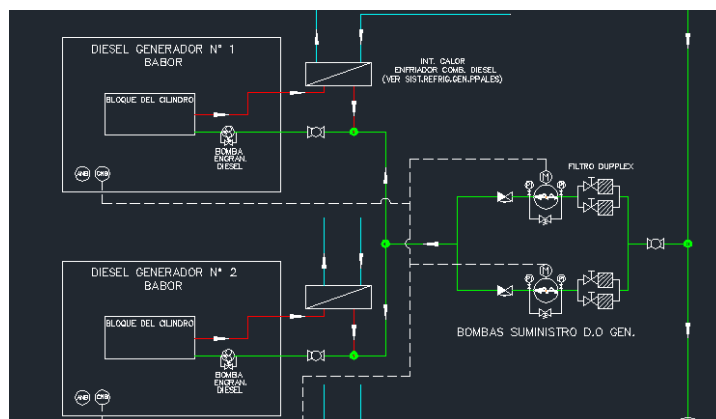


Válvula normalmente cerrada, abriéndola permite el funcionamiento cruzado de las separadoras de diésel oil



Válvulas normalmente cerradas, abriéndolas permiten el funcionamiento cruzado de las separadoras de diésel oil

Lo mismo ocurre con el sistema de suministro de diésel oil a los grupos generadores principales (4 diésel generadores principales), a través de las bombas de suministro de diésel (4 bombas de suministro, 2 en stand by), se ha dispuesto de 2 bombas de suministro para los diésel- generadores de un costado y otras 2 bombas para los del otro costado:



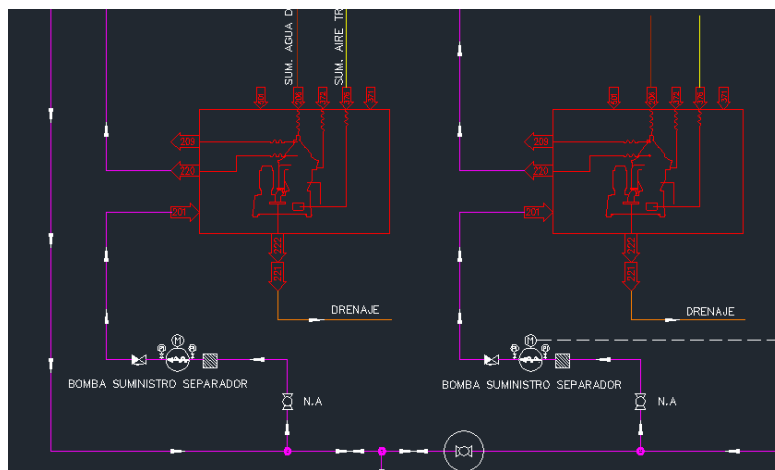
Bombas de suministro de diésel para los diésel generadores del costado de babor

El tramo de suministro de diésel a los grupos generadores principales también es redundante, permitiendo introducir combustible del tanque de uso diario de babor a los grupos generadores de estribor y viceversa.

Como se puede observar en la imagen anterior, se dispone de un intercambiador de calor en cada diésel generador, dicho intercambiador de calor lo que hace es enfriar el combustible diésel que no ha sido quemado, ya que sale demasiado caliente, y meterlo

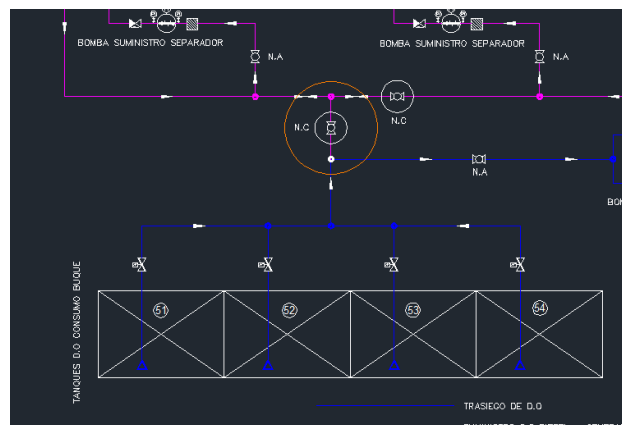
de nuevo en la impulsión de las bombas de suministro de diésel, para su introducción en los diésel - generadores. Además, cada diésel generador cuenta en su interior con una bomba de engranajes, cuya función es impulsar el combustible al interior del bloque de cilindros y al intercambiador de calor.

En cuanto al tramo de purificación del diésel oil también es redundante, pudiendo operar “en cruzado”. Se dispone una bomba de suministro a cada separadora, que son las encargadas de introducir el combustible en las separadoras y en los tanques de uso diario:



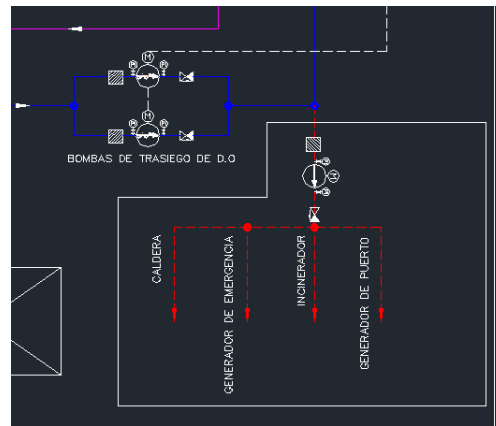
Bombas de suministro a las separadoras de diésel oil

Por último, el sistema diseñado también permite coger el combustible desde los tanques de consumo e introducirlo en las separadoras directamente, sin pasar por el tanque de sedimentación e introducirlo posteriormente en los tanques de uso diario. Para ello es necesario abrir la siguiente válvula:



Válvula normalmente cerrada cuya apertura permite llevar el combustible a las separadoras sin pasar por los tanques de sedimentación

Todo lo comentado anteriormente se corresponde con el sistema del servicio de combustible de los diésel - generadores principales. No obstante, como es lógico, el buque proyecto lleva otros equipos que necesitan combustible diésel para su funcionamiento, que son los siguientes:



Servicio de combustible para los equipos auxiliares del buque proyecto

- **Dimensionamiento de las bombas principales:**

En este apartado se dimensionarán tanto las bombas de trasiego de diésel oil desde los tanques de carga a los tanques de sedimentación como las bombas de suministro a los diésel - generadores principales y las bombas de suministro de las separadoras:

- **Dimensionamiento de las bombas de trasiego (2 bombas, 1 en stand by):**

Dichas bombas de trasiego de combustible son las encargadas de llenar los tanques de sedimentación, en los cuales se depositan las impurezas que pueda contener el combustible. Para dimensionar estas bombas de trasiego se recurrirá a la especificación técnica de los motores principales instalados, que se corresponden con el modelo Wartsila 6L26. Dicha especificación recomienda usar bombas de tipo tornillo (screw pumps), estas bombas se emplean cuando hay que trasegar productos como combustible o aceites.

Para determinar el caudal de las bombas se supone que cada tanque de sedimentación tiene que ser llenado en 4 horas. El volumen real de cada tanque de sedimentación, calculado en el Cuaderno 4, es de 21,325 m³. Conocidos estos datos se calcula el caudal que debe suministrar cada bomba:

$$Q = \text{volumen} / \text{tiempo}$$

$$Q = 21,325 \text{ m}^3 / 4 \text{ horas} = 5,33 \text{ m}^3 / \text{h}$$

La presión que suministra la bomba debe ser suficiente para hacer frente a la altura del tanque de sedimentación, por tanto:

$$\Delta h = 5,8 \text{ m}$$

La presión de suministro, valor obtenido de la especificación técnica del motor, es de 100 kPa = 1 bar. Las pérdidas de carga de la tubería se estiman en 2 bares, por tanto, la presión necesaria de la bomba será de:

$$P = 1 + 2 + (0,84 \times 9,81 \times 5,8) / 10^5 = 3 \text{ bares}$$

A continuación, se calculará el diámetro de la aspiración de la bomba, teniendo en cuenta una velocidad de 1 m/ s, valor obtenido de la especificación de los motores:

$$Q = S \times V$$

Donde:

- Q = 5,33 m³/ h
- V = 1 m/ s
- S = área de la tubería

$$S = Q/ V = 5,33 \text{ (m}^3/\text{h)} / 1 \text{ (m/ s)} = 1,481 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Conocida el valor de la sección de la tubería calculamos el diámetro:

$$D = ((4 \times S) / \pi)^{0.5} = ((4 \times 1,481 \times 10^{-3}) / 3,14)^{0,5} \text{ m}$$

$$D = 0,0434 \text{ m}$$

$$D = 43,42 \text{ mm}$$

Se escogerá un diámetro de 50 mm.

Por último, se calculará la potencia de la bomba, que vendrá determinada por la siguiente fórmula:

$$P \text{ (kw)} = \frac{Q \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right) \times H \text{ (m.c.a)} \times \rho \left(\frac{\text{t}}{\text{m}^3}\right)}{367 \times \eta}$$

Donde:

- Q = 5,33 m³/ h
- H = 3 bares = 30,59 mca
- ρ = 0,84 t/ m³
- η = 65 %

Conocidos los datos anteriores, calculamos la potencia de la bomba:

$$\text{Potencia (Kw)} = 0,61 \text{ Kw}$$

Por lo tanto, se escogerán 2 bombas de trasiego de combustible desde los tanques almacén de consumo del buque a los tanques de sedimentación con las siguientes características:

$$Q = 5,33 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$D \text{ tubería} = 50 \text{ mm}$$

$$P = 3 \text{ bares}$$

$$\text{Potencia} = 0,61 \text{ Kw}$$

- **Dimensionamiento de las bombas de suministro a las purificadoras (2 bombas de suministro):**

Dichas bombas son las encargadas de “chupar” el combustible de los tanques de sedimentación, pasar el combustible por las purificadoras e introducirlo en los tanques de uso diario del buque. Para determinar el caudal de dichas bombas se supone un tiempo de llenado de cada tanque de uso diario de 2 horas. Cada tanque de uso diario tiene una capacidad de 14,54 m³, conocidos estos datos calculamos el caudal requerido:

$$Q = 14,54 \text{ m}^3 / 2 \text{ horas}$$

$$Q = 7,27 \text{ m}^3/\text{h}$$

La presión de suministro de estas bombas será la misma que las bombas de trasiego dimensionadas anteriormente (3 bares), al igual que la velocidad de 1 m/s.

A continuación, se calculará el diámetro de la tubería de la bomba:

$$S = Q/V = 7,27 \text{ (m}^3/\text{h)} / 1 \text{ (m/s)} = 2,02 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Conocido el valor del área de la tubería, determinamos el diámetro de la misma:

$$D = ((4 \times S) / \pi)^{0.5} = ((4 \times 2,02 \times 10^{-3}) / 3,14)^{0.5} \text{ m}$$

$$D = 0,05 \text{ m}$$

$$D = 50 \text{ mm}$$

Por último, se calculará la potencia de la bomba, que vendrá determinada por la siguiente fórmula:

$$P \text{ (kw)} = \frac{Q \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right) \times H \text{ (m.c.a)} \times \rho \left(\frac{\text{t}}{\text{m}^3}\right)}{367 \times \eta}$$

Donde:

- Q = 7,27 m³/ h
- H = 3 bares = 30,59 mca
- ρ = 0,84 t/ m³
- η = 65 %

Conocidos los datos anteriores, calculamos la potencia de la bomba:

$$Potencia (Kw) = 0,83 Kw$$

Por lo tanto, se escogerán 2 bombas de suministro a las separadoras de DO, que serán las encargadas de llenar los tanques de uso diario, que presentan las siguientes características:

$$Q = 7,27 m^3/h$$

$$D \text{ tubería} = 50 mm$$

$$P = 3 bares$$

$$Potencia = 0,83 Kw$$

- **Dimensionamiento de las bombas de suministro a los grupos diésel generadores principales (4 bombas de suministro, 2 en stand by):**

Dichas bombas son las encargadas de trasegar el combustible de los tanques de uso diario a los motores principales. Para su dimensionamiento se tendrán en cuenta los datos de la especificación del motor escogido, los cuales se presentan a continuación:

Fuel system (Note 4)					
Pressure before injection pumps (PT101)	kPa	700±50	700±50	700±50	700±50
Engine driven pump capacity at 12 cSt (MDF only)	m³/h	2.9	3.2	2.9	3.2
Fuel flow to engine (without engine driven pump), approx.	m³/h	1.6	1.8	1.7	1.8
HFO viscosity before engine	cSt	16...24	16...24	16...24	16...24
HFO temperature before engine, max. (TE 101)	°C	140	140	140	140
MDF viscosity, min	cSt	2.0	2.0	2.0	2.0
MDF temperature before engine, max. (TE 101)	°C	45	45	45	45
Fuel consumption at 100% load	g/kWh	190.6	194.4	191.5	194.4
Fuel consumption at 85% load	g/kWh	189.6	193.4	188.7	191.5
Fuel consumption at 75% load	g/kWh	192.0	195.3	190.6	193.4
Fuel consumption at 50% load	g/kWh	202.3	207.0	196.6	201.3

Datos para el sistema de combustible del modelo de motor Wartsila 6L26

De la imagen mostrada anteriormente obtenemos que las bombas de alimentación de los motores principales deben tener un caudal de 3,2 m³/h, para 1000 rpm. En cuanto a la presión de alimentación debe ser de 700 +/- 50 KPa = 7 +/- 0,5 bar.

Como ya se conoce el caudal de las bombas, se calculará el diámetro de la tubería y la potencia de las mismas:

$$Q = S \times V; S = Q / V = 3,2 (m^3/h) / 1 (m/s) = 8,89 \times 10^{-4} m^2$$

Conocido el valor del área de la tubería, determinamos el diámetro de la misma:

$$D = ((4 \times S) / \pi)^{0.5} = ((4 \times 8,89 \times 10^{-4}) / 3,14)^{0.5} m$$

$$D = 0,034 \text{ m}$$

$$D = 35 \text{ mm}$$

Se escogerá una tubería de diámetro nominal de 40 mm.

Por último, se calculará la potencia de la bomba, que vendrá determinada por la siguiente fórmula:

$$P \text{ (kw)} = \frac{Q \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right) \times H \text{ (m.c.a)} \times \rho \left(\frac{\text{t}}{\text{m}^3}\right)}{367 \times \eta}$$

Donde:

- Q = 3,2 m³/ h
- H = 7 bares = 71,38 mca
- ρ = 0,84 t/ m³
- η = 65 %

Conocidos los datos anteriores, calculamos la potencia de la bomba:

$$\text{Potencia (Kw)} = 0,85 \text{ Kw}$$

Por lo tanto, se escogerán 4 bombas de suministro a los motores principales, que presentan las siguientes características:

$$Q = 3,2 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$D \text{ tubería} = 40 \text{ mm}$$

$$P = 7 \text{ bares}$$

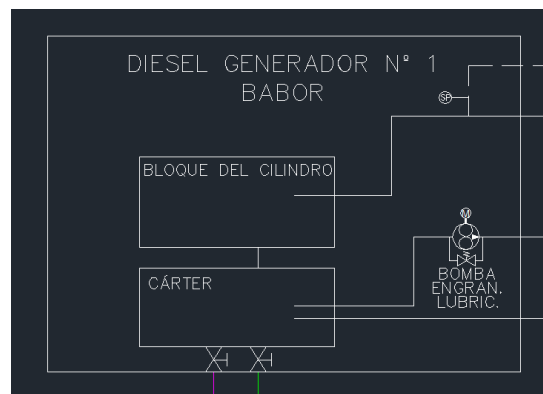
$$\text{Potencia} = 0,83 \text{ Kw}$$

4.2 Servicio de lubricación

El servicio de lubricación es el encargado de trasegar el aceite lubricante desde los tanques almacén, dimensionados en el Cuaderno 4, y suministrárselo a los motores. Como se ha hecho con el servicio de combustible, se comentará inicialmente el funcionamiento del sistema diseñado y, posteriormente, se dimensionarán las bombas principales para su funcionamiento, teniendo en cuenta los datos de la especificación técnica de los motores instalados.

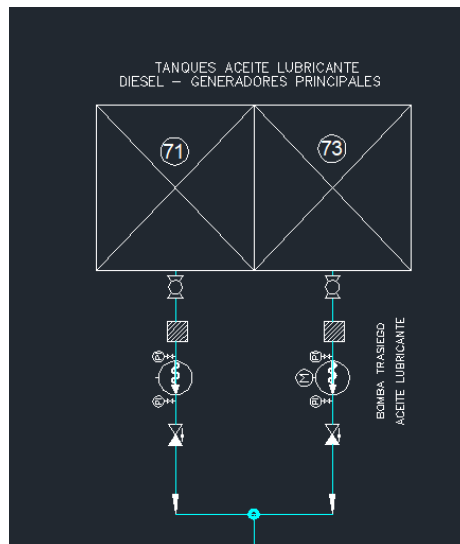
- **Funcionamiento del sistema:**

El servicio de lubricación está diseñado también de forma redundante. Cabe destacar que este sistema dimensionado se trata de un circuito cerrado, es decir, el aceite lubricante se “introduce” en el sistema cerrado y va circulando y lubricando los diferentes componentes internos del motor que lo necesiten, como pueden ser el cárter y el bloque de los cilindros:



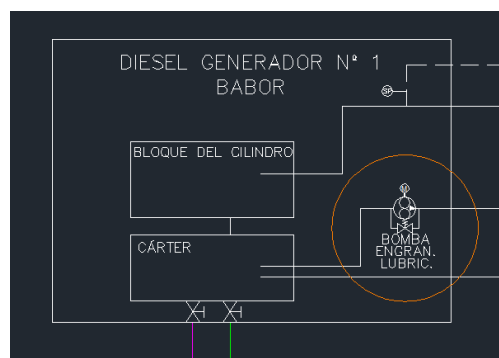
Cárter y bloque del cilindro de un motor

El aceite de lubricación, almacenado en dos tanques situados uno a cada costado del buque en la cámara de máquinas, se introduce en el circuito cerrado gracias a dos bombas de tornillo que aspiran una de cada tanque de aceite, las cuales se muestran a continuación:



Bombas de trasiego de aceite lubricante, desde los tanques de almacén hasta el circuito cerrado de lubricación

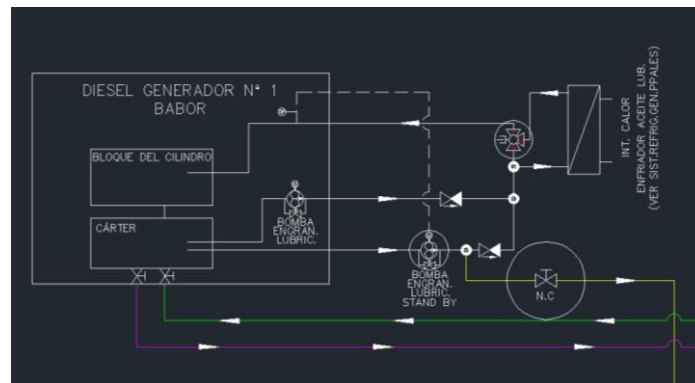
Como se puede observar en el esquema del sistema de aceite de lubricación introducido en el Anexo del presente cuaderno, las líneas representadas con el color azul claro se corresponden con las tuberías que “llevan” el aceite de lubricación desde los tanques al circuito cerrado. Como se trata de un circuito cerrado, la bomba encargada de circular el aceite por el interior del motor es una bomba de engranajes situada en el interior del motor, la cual se presenta a continuación:



Bomba de engranajes encargada de recircular el aceite de lubricación por el interior del motor

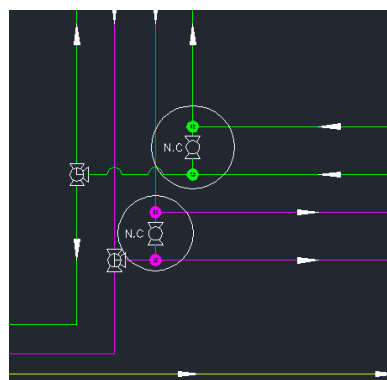
Una de las particularidades de este sistema es que, una vez el aceite lubrica el cárter del motor, la bomba de engranajes lo recircula hacia el bloque del cilindro. Antes de su introducción en los cilindros, si dicho aceite está muy caliente “se pasa” por un intercambiador de calor para su enfriamiento, en cambio, si la temperatura es óptima se introduce directamente en los cilindros. Este proceso es posible gracias a una válvula termostática, la cual tiene tarada una temperatura de control, si el aceite supera dicha temperatura de control se recircula por el intercambiador. Cada motor cuenta con una

válvula de este tipo y con un intercambiador de calor. A continuación, se muestran dichos componentes:



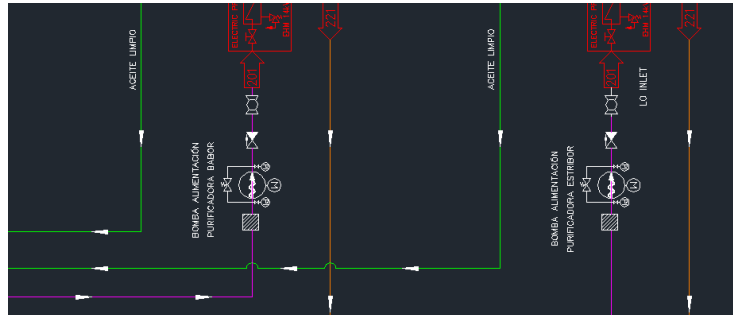
Válvula termostática e intercambiador de calor para un motor

El aceite lubricante del circuito cerrado, a medida que lubrica los componentes internos del motor, se va purificando en las separadoras de aceite e introduciéndolo de nuevo en el circuito cerrado (líneas de color violeta y verde). Las líneas de color violeta se corresponden con la introducción del aceite en las separadoras y las de color verde con el retorno del aceite limpio, ya purificado, introduciéndolo de nuevo en el circuito cerrado. Como se ha comentado al inicio del presente punto, se ha diseñado un sistema redundante, en condiciones normales de funcionamiento una separadora trabaja con los dos motores de un costado y la otra con los del costado contrario. Sin embargo, si se produjese una avería, el sistema es capaz de trabajar “de forma cruzada”, esto se consigue abriendo una válvula de balón que está normalmente cerrada, formando un bypass, la cual se muestra a continuación:



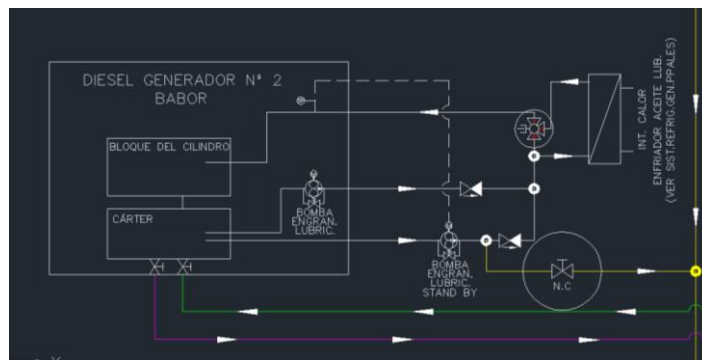
Válvulas de balón formando un bypass que da redundancia al diseño, abriéndolas se permite el funcionamiento “cruzado”

El aceite de lubricación se introduce en las separadoras gracias a dos bombas de alimentación de las separadoras, una bomba para cada separadora, las cuales se muestran a continuación:

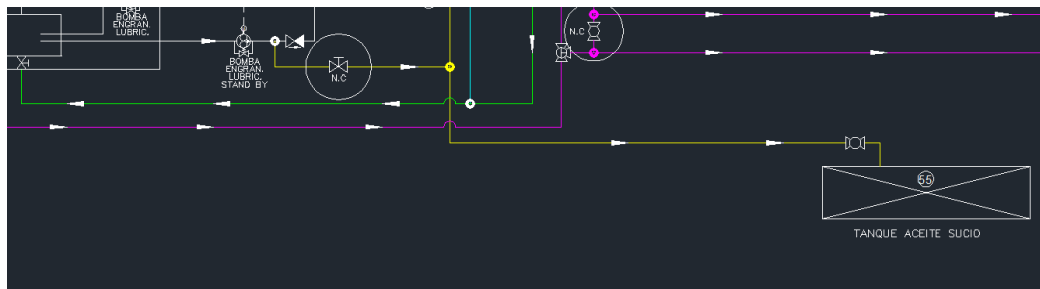


Bombas de tornillo de alimentación de las separadoras

Como se trata de un circuito cerrado, cuando el aceite da demasiadas “vueltas internas” en el motor es necesario cambiarlo, para ello, es necesario abrir unas válvulas que están cerradas en condiciones normales y sólo se abren para dicho fin. El aceite se tira a un tanque de aceite sucio gracias a unas bombas de engranajes en stand by, una bomba para cada motor. Las líneas de color amarillo representan las tuberías del circuito de aceite sucio. A continuación, se muestran dichas válvulas y bombas para un motor, así como el tanque de aceite sucio:



Bomba de engranajes de lubricación en stand by y válvula de balón normalmente cerrada, abrir para cambiar el aceite del circuito cerrado



Tanque de aceite sucio

- **Dimensionamiento de las bombas principales:**

En este apartado se dimensionarán las siguientes bombas para un correcto funcionamiento del sistema, teniendo en cuenta los datos de la especificación técnica de los motores principales elegidos:

- Bombas de lubricación externa (4 bombas, stand by)
- Bombas de trasiego de aceite lubricante
- Bombas de alimentación de las separadoras

Además de estas bombas, como se ha comentado en el funcionamiento del sistema, también hay 4 bombas de engranajes de lubricación interna. Estas bombas no se dimensionarán debido a que están en el interior del motor.

Antes de dimensionar estas bombas se elegirán las separadoras a instalar. Se elegirán 2 separadoras de igual modelo, ubicadas una a cada costado de la cámara de máquinas, alimentando de aceite limpio al circuito cerrado de lubricación interna de los motores principales.

- **Dimensionamiento de las separadoras de aceite**

Para saber qué modelo de separadora es el correcto para el buen funcionamiento del sistema diseñado, se necesita conocer el flujo de aceite que necesitan los motores principales, en función de variables ya conocidas como la potencia de salida, el caudal y el tiempo de operación. Esto se trata de una estimación que nos determinará la separadora a elegir en el anteproyecto del buque, fórmula que viene dada en la especificación de los motores principales:

Separator (2S01)

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

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

Wärtsilä 26 Product Guide - a13 - 19 September 2018

Wärtsilä 26 Product Guide

7. Lubricating Oil System

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

where:

Q = volume flow [l/h]

P = engine output [kW]

n = 5 for HFO, 4 for MDF

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

Datos de estimación del flujo de aceite de la separadora

Calculamos el flujo de aceite a partir de la fórmula anterior:

$$Q = (1,35 \times P \times n) / t$$

Donde:

- P = potencia de salida del motor (Kw) = 2040 Kw
- n = 4 para marine diésel fuel, se trata de una constante en función del combustible empleado. Si el buque usase Heavy Fuel Oil (HFO), como se indica, el valor de dicha constante sería 5.
- t = tiempo de operación de la separadora de aceite (h/ día) = 24 h/ día

Conocidos todos los datos ya podemos calcular el flujo de aceite:

$$Q = (1,35 \times 2040 \times 4) / 24$$

$$Q = 459 \text{ l/h}$$

$$Q = 0,459 \text{ m}^3/\text{h}$$

Hay que tener en cuenta que, este valor, del flujo de aceite de la separadora está estimado teniendo en cuenta que una única separadora está alimentando de aceite limpio a un único motor. Debido a que cuando se ha diseñado el sistema, como se ha comentado en el apartado: funcionamiento del sistema, para el buque proyecto dicho sistema trabajaba con cada separadora operando con dos motores, esto hay que tenerlo en cuenta de la siguiente manera:

$$Q \text{ flujo de aceite (una única separadora con un solo motor)} = 0,459 \text{ m}^3/\text{h}$$

Como tenemos 2 separadoras:

Q flujo de aceite TOTAL sistema buque proyecto = 0,459 m³/h x 2 motores alimentados

Q flujo de aceite TOTAL sistema buque proyecto = 0,918 m³/h = 918 l/h

Hay que tener en cuenta que este flujo TOTAL es el necesitado para cada separadora en condiciones normales de funcionamiento. Como se ha diseñado un sistema redundante, en las peores condiciones (una separadora alimentando a los 4 motores), el flujo de aceite lubricante sería de 1836 l/h.

Con este valor ya podemos elegir el modelo de ambas separadoras a instalar:

Se ha optado por instalar un sistema de separación de aceite lubricante de la marca Alfa Laval, en concreto de la gama S and P flex separation systems, de la cual se comentará su funcionamiento a continuación:



Separadora de aceite S and P flex

Como se verá al final de este apartado, los dos modelos de esta gama de separadoras de aceite lubricante pueden trabajar con el flujo de aceite lubricante que se corresponde con la situación más desfavorable, 1836 l/h.

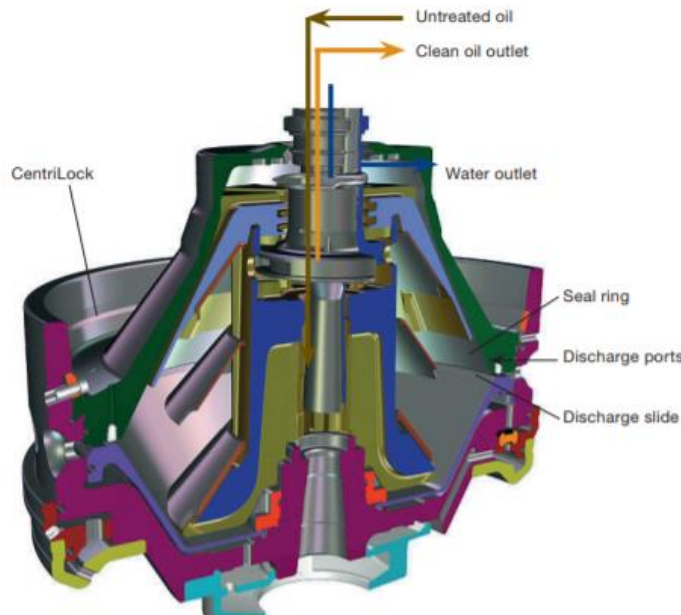
Se ha decidido instalar esta gama de separadoras debido a que cuentan con un controlador EPC 60, que permite la navegación intuitiva a través de los diferentes menús que posee, parámetros y alarmas, diseñados para la operación automática en el mar. Esto se ha considerado de interés en la elección de esta gama debido a que el buque proyecto lleva la cota de clase **EO**, maquinaria desatendida, controlando la mayor parte de las operaciones en cámara de máquinas “automáticamente”.

Además de lo comentando anteriormente este sistema cuenta con las siguientes ventajas:

- Alta flexibilidad, permite una instalación fácil y flexible en cámara de máquinas, donde se han dispuesto.

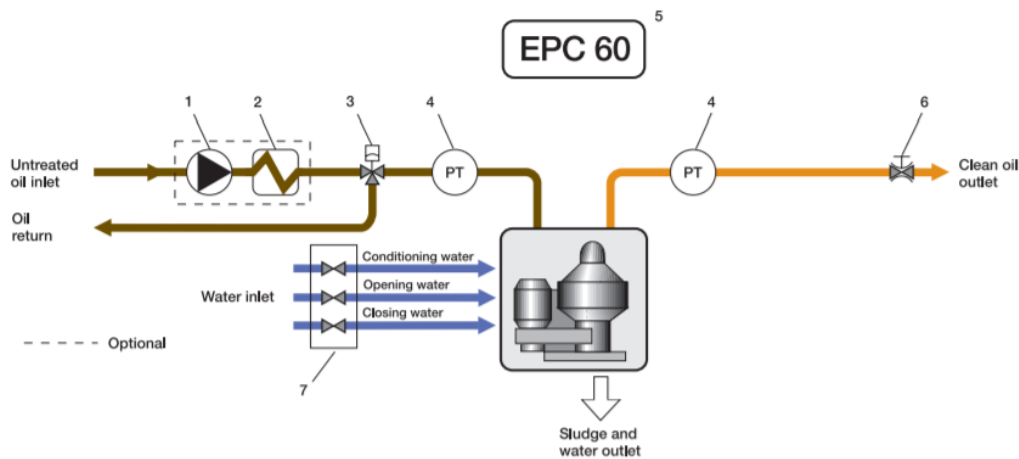
- No se necesita un tanque para suministrar agua, lo que simplifica la instalación.
- Alta eficiencia de separación.
- Permite un sistema CentriShoot, que reduce en gran medida los volúmenes de lodos, se trata de un modo de protección contra el desgaste.
- Control remoto y monitoreo

El sistema de la separadora que realiza este proceso centrífugo tiene las siguientes partes:



Vista interna del recipiente de separación centrífuga

Con la instalación de dicha separadora, el sistema se diseña de la siguiente manera:



Diseño del sistema de separación de aceite lubricante

- **Funcionamiento del modelo escogido:**

Dicho sistema de separación Flex, basado en un separador P 626/ 636, es operado automáticamente por el controlador EPC 60. El aceite sin tratar, calentado a la temperatura óptima, se alimenta al separador, que es impulsado por un motor eléctrico a través de un embrague y una correa. El recipiente de separación centrífuga se fija en la parte superior de un eje, soportado por cojinetes y resortes. Dicho recipiente puede funcionar de dos maneras distintas:

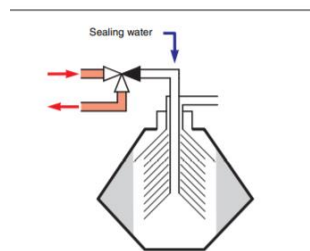
- Purificador
- Clarificador

Ambas configuraciones eliminan el lodo almacenado en la periferia del recipiente y se descarga por el sistema de descarga CentriShoot.

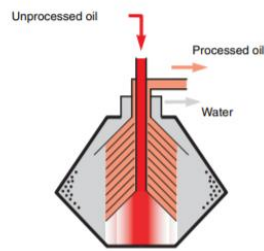
El controlador EPC 60 proporciona muchas funciones de alarma, incluyendo alarmas para baja presión de aceite, alto nivel del tanque de lodos (si se incluye el kit opcional de eliminación de lodos).

Un sistema de separación de aceite por gravedad (separación centrífuga) trabaja de la siguiente manera, en 6 pasos:

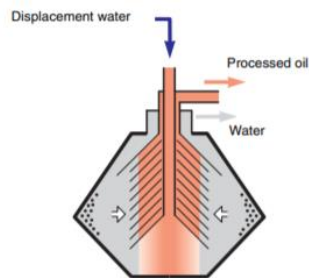
1. Se agrega a la separadora una cantidad específica de agua al recipiente para formar un sello de agua:



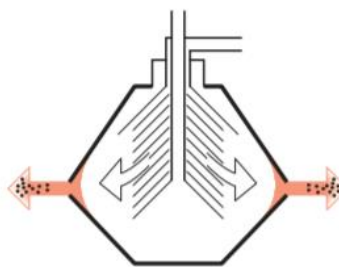
2. Comienza la alimentación de aceite sin procesar al centro de la separadora.
3. Durante el proceso de separación de lodos, el agua se acumula en la periferia del recipiente. El exceso de agua sale del recipiente al tanque de lodos.



4. Después de un tiempo preestablecido entre las secuencias de descargas, la alimentación de aceite se detiene.
5. El agua desplazada se agrega al recipiente, dicha agua reduce la pérdida de aceite en la siguiente descarga de lodos.

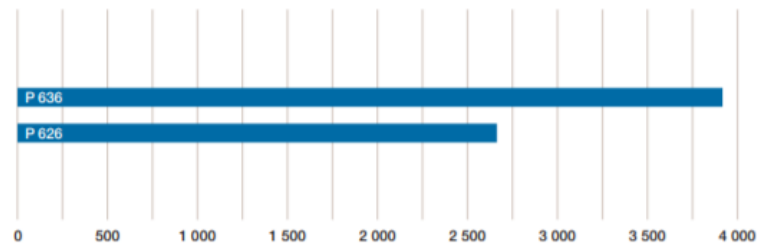


6. Se inicia la descarga de lodos



Podemos comprobar cómo tanto el modelo P 626 y el modelo P 636 cumplen con el flujo de aceite calculado anteriormente, de 918 l/ h:

Max. recommended capacity, l/h on
lubricating oils for trunk piston engines



Capacidades de flujo de aceite admitidas de ambos modelos

En el Anexo del presente cuaderno se incluirá la especificación técnica de las separadoras de aceite lubricante de la casa Alfa Laval.

- **Dimensionamiento de las bombas de alimentación de las separadoras de aceite (2 bombas, una para cada separadora)**

Se dimensionarán estas bombas teniendo en cuenta el flujo de aceite lubricante obtenido en la situación más desfavorable, que era de 1836 l/h = 1,836 m³/h.

Como ya se conoce el caudal de las bombas, se calculará el diámetro de la tubería y la potencia de las mismas:

$$Q = S \times V; S = Q / V = 1,836 \text{ (m}^3/\text{h)} / 1 \text{ (m/s)} = 5,1 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Conocido el valor del área de la tubería, determinamos el diámetro de la misma:

$$D = ((4 \times S) / \pi)^{0,5} = ((4 \times 5,1 \times 10^{-4}) / 3,14)^{0,5} \text{ m}$$

$$D = 0,0255 \text{ m}$$

$$D = 25,5 \text{ mm}$$

Se escogerá una tubería de diámetro nominal de 30 mm.

Dichas bombas tendrán un caudal de 1,836 m³/h, una presión de 8 bares, como se muestra en la especificación técnica de los motores y una potencia igual a la calculada a continuación:

$$P \text{ (kW)} = \frac{Q \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right) \times H \text{ (m.c.a.)} \times \rho \left(\frac{\text{t}}{\text{m}^3}\right)}{367 \times \eta}$$

Donde:

- Q = 1,832 m³/h
- H = 8 bares = 81,58 mca

- $\rho = 0,92 \text{ t/ m}^3$
- $\eta = 65 \%$

Conocidos los datos anteriores, calculamos la potencia de la bomba:

$$\text{Potencia (Kw)} = 0,576 \text{ Kw}$$

Se instalarán dos bombas de tornillo de la misma capacidad. Las características principales de dichas bombas son las siguientes:

$$Q = 1,836 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$D = 30 \text{ mm}$$

$$P = 8 \text{ bares}$$

$$\text{Potencia (Kw)} = 0,576 \text{ Kw}$$

- **Dimensionamiento de las bombas de trasiego de aceite lubricante (2 bombas de trasiego)**

Estas bombas se dimensionarán teniendo en cuenta, como las dimensionadas anteriormente, el flujo máximo de aceite lubricante. Por tanto, se escogerán 2 bombas de trasiego con las mismas características que las bombas de alimentación de las separadoras:

$$Q = 1,836 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$D = 30 \text{ mm}$$

$$P = 8 \text{ bares}$$

$$\text{Potencia (Kw)} = 0,576 \text{ Kw}$$

4.3 Servicio de refrigeración

El servicio de refrigeración es el encargado de refrigerar mediante agua dulce los distintos elementos que componen los diésel - generadores escogidos. Se comentará inicialmente el funcionamiento del sistema diseñado y, posteriormente, se dimensionarán los equipos principales.

- **Funcionamiento del sistema:**

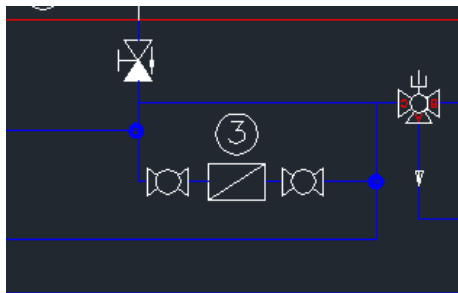
Al igual que el servicio de aceite lubricante, este sistema se trata de un circuito cerrado, recirculándola de forma continua:

En él se pueden 5 tramos de tubería, representada de forma distinta:

- Línea azul claro: se corresponde con el llenado de agua dulce del sistema de refrigeración cerrado de alta Tª

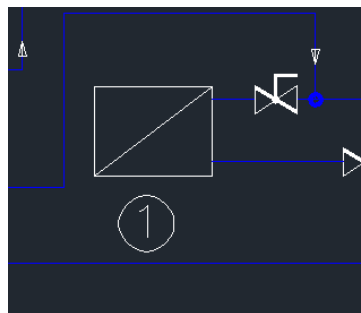
- Línea azul claro (a tramos): se corresponde con el llenado de agua dulce del sistema de refrigeración cerrado de baja Tª
- Línea azul oscuro: enfriamiento del agua dulce del circuito de baja Tª
- Línea violeta: enfriamiento del agua dulce del circuito de alta Tª
- Línea amarilla: recirculación de agua dulce del circuito de alta Tª

Como podemos observar, se diferencian el circuito de alta temperatura y el de baja temperatura. El primero de ellos será el encargado de refrigerar la culata y el bloque de cilindros del motor principal. Mientras que el circuito de baja temperatura será el encargado de refrigerar el combustible diésel que no se ha quemado para introducirlo en la impulsión de la bomba a una temperatura óptima, como se ha comentado en el sistema: *Servicio de combustible*. Este enfriamiento se realiza gracias al siguiente intercambiador de calor:



Intercambiador de calor Nº 3: refrigera el combustible diésel no quemado

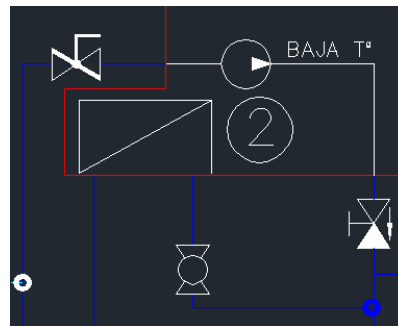
Además de esto, también se encarga de refrigerar el aceite lubricante del circuito cerrado interno de los motores principales, como se ha comentado en el sistema: *Servicio de aceite lubricante*. Este enfriamiento se realiza gracias al siguiente intercambiador de calor:



Intercambiador de calor Nº 1: refrigera el aceite lubricante del circuito cerrado interno de los motores principales

Estos dos intercambiadores de calor comentados (Nº 1 y Nº 3) son los mismos que los detallados en el servicio de combustible y en el servicio de lubricación. Se pueden ver en los esquemas representados en el Anexo del presente cuaderno.

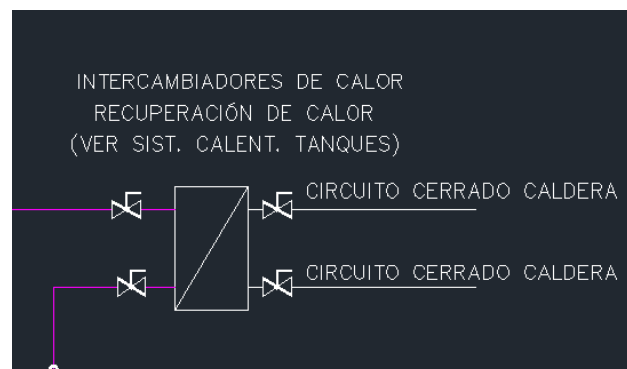
El circuito de baja temperatura también se encarga de refrigerar el alternador, mediante el siguiente intercambiador de calor:



Intercambiador de calor N° 3: refrigera el alternador de los grupos diésel – generadores

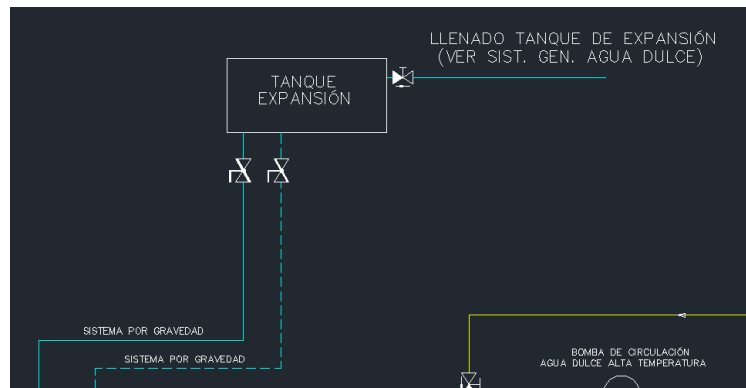
El agua dulce del circuito interno, una vez va refrigerando equipos, adquiere temperatura, por lo que es necesario rebajar dicha temperatura. Para ello lo que se hace es tanto para el circuito de alta temperatura como para el de baja, se pasa por una rejilla de enfriamiento en contacto con el agua del mar. El circuito de alta temperatura, además de esto, puede perder temperatura al pasar por otro intercambiador de calor, para comprender dicho intercambiador es necesario ver el plano: *Calentamiento de tanques*.

Dicho intercambiador es el representado a continuación:



Intercambiador de calor para rebajar la temperatura del circuito de alta temperatura

Ambos circuitos cerrados son llenados por gravedad de forma permanente mediante un tanque de expansión, que garantiza el correcto funcionamiento del sistema. Como se puede observar en el esquema, dichas tuberías se “pinchan” en la aspiración de las bombas, tanto la bomba de alta temperatura como la de baja. A continuación, se muestra el tanque de expansión:

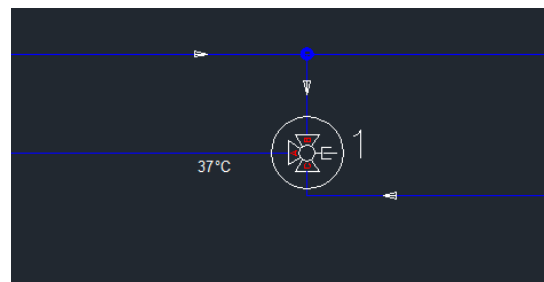


Tanque de expansión para el llenado del sistema cerrado de refrigeración por agua dulce

Para saber cuándo se debe bajar la temperatura de los circuitos, se han propuesto válvulas termostáticas, estas válvulas lo que hacen es permitir el paso del fluido, en este caso agua, cuando alcanzan una determinada temperatura. Por ejemplo, en este sistema, se tararían dichas válvulas a una temperatura de control (aproximadamente 37 °C), si el agua de refrigeración supera esta temperatura se pasa por la rejilla de enfriamiento o por el intercambiador para que pierda temperatura.

Se han dispuesto tres válvulas termostáticas para este fin, una de ellas en el sistema de baja temperatura y las otras dos en el de alta.

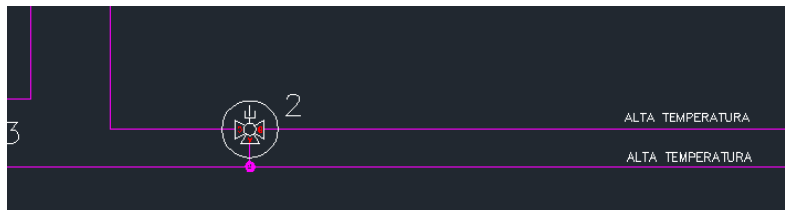
En cuanto a la válvula termostática del circuito de baja temperatura, lo que hace es regular la temperatura del sistema, con ella dicho sistema permite recircular hacia dentro del sistema de refrigeración del motor si la temperatura del agua es la adecuada o enfriarla en la rejilla de enfriamiento para alcanzar dicha temperatura de control:



Válvula termostática del circuito de baja temperatura

Sobre las válvulas de este tipo del circuito de alta temperatura su funcionamiento es el siguiente:

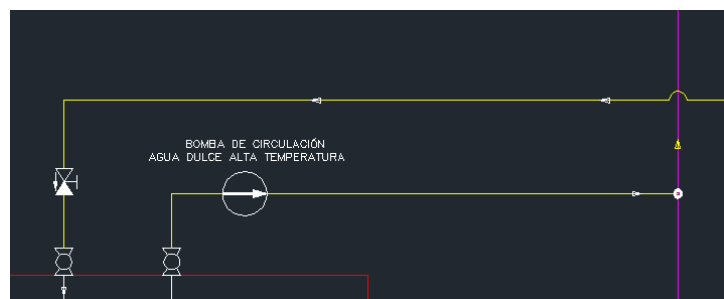
- Una de ellas lo que hace es regular la temperatura del sistema de refrigeración una vez enfriada en el intercambiador de calor de dicho sistema. Si la temperatura es la correcta, deja pasar el agua hacia dentro del motor, y si es más elevada de la necesaria la enfría en la rejilla de enfriamiento hasta alcanzar la Tª de control. Es la que se muestra a continuación:



Válvula termostática del circuito de alta temperatura (Nº 2)

- La otra válvula lo que hace es regular la T^a del sistema de refrigeración, si la temperatura del agua que sale del motor es la adecuada la vuelve a recircular hacia el interior del mismo, y, si es superior a la necesaria, la enfría en el intercambiador de calor hasta alcanzar dicha temperatura de control, óptima para la refrigeración.

Además de lo comentado, el circuito de alta temperatura consta con una bomba de circulación que permite quitarle temperatura al agua, pasándola por el intercambiador de calor. La bomba comentada es la siguiente:



Bomba de circulación del agua dulce de refrigeración del sistema cerrado de alta temperatura

Cabe recordar, que esta agua dulce de refrigeración es el agua técnica, usada para este fin. Las bombas internas de los circuitos de alta y baja temperatura no se dimensionarán ya que están dentro de los motores, accionadas por los mismos.

- **Dimensionamiento de la bomba de circulación del sistema de refrigeración de agua dulce de alta temperatura (1 bomba)**

Para el dimensionamiento de esta bomba de circulación se emplearán los datos suministrados en la especificación técnica de los motores:

High temperature cooling water system					
Pressure at engine, after pump, nom. (PT401)	kPa	350 + static	350 + static	350 + static	350 + static
Pressure at engine, after pump, max. (PT401)	kPa	500	500	500	500
Temperature before cylinders, approx. (TE401)	°C	81	81	81	81
HT-water out from the engine, nom (TE402)	°C	91	91	91	91
Capacity of engine driven pump, nom.	m³/h	35	35	35	35
Pressure drop over engine	kPa	210	210	210	210
Pressure drop in external system, max	kPa	60	60	60	60
Pressure from expansion tank	kPa	70...150	70...150	70...150	70...150
Water volume in engine	m³	0.3	0.3	0.3	0.3

Datos sobre el circuito de refrigeración de alta temperatura

De lo anterior obtenemos lo siguiente:

- Presión máxima = 500 KPa = 5 bar
- Caudal = 35 m³/ h
- Velocidad = 2,5 m/ s, valor estimado

Como ya se conoce el caudal de las bombas, se calculará el diámetro de la tubería y la potencia de las misma:

$$Q = S \times V; S = Q/ V = 35 \text{ (m}^3/\text{ h)} / 2,5 \text{ (m/ s)} = 3,89 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Conocido el valor del área de la tubería, determinamos el diámetro de la misma:

$$D = ((4 \times S) / \pi)^{0.5} = ((4 \times 3,89 \times 10^{-3}) / 3,14)^{0,5} \text{ m}$$

$$D = 0,071 \text{ m}$$

$$D = 71 \text{ mm}$$

Se escogerá una tubería de diámetro nominal de 80 mm.

Dicha bomba tendrá un caudal de 35 m³/ h, una presión de 5 bares, como se muestra en la especificación técnica de los motores y una potencia igual a la calculada a continuación:

$$P \text{ (kw)} = \frac{Q \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right) \times H \text{ (m.c.a)} \times \rho \left(\frac{\text{t}}{\text{m}^3}\right)}{367 \times \eta}$$

Donde:

- Q = 35 m³/ h
- H = 5 bares = 50,99 mca
- ρ = 1 t/ m³
- η = 65 %

Conocidos los datos anteriores, calculamos la potencia de la bomba:

$$\text{Potencia (Kw)} = 7,48 \text{ Kw}$$

Se instalará una bomba de tornillo de la misma capacidad. Las características principales de dichas bombas son las siguientes:

$$Q = 35 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$D = 80 \text{ mm}$$

$$P = 5 \text{ bares}$$

$$\text{Potencia (Kw)} = 7,48 \text{ Kw}$$

Hay que tener en cuenta que este sistema muestra la refrigeración de un grupo diésel – generador, como tenemos 4 grupos generadores instalados en el buque proyecto, tendremos 4 bombas de circulación de agua dulce de refrigeración del sistema de alta temperatura.

4.4 Servicio de aire de arranque

El sistema de aire de arranque es el encargado de suministrar el aire necesario a los motores principales para su arranque, se diseñará un sistema que genere aire a 30 bares, como se recomienda en la especificación técnica de los motores elegidos:

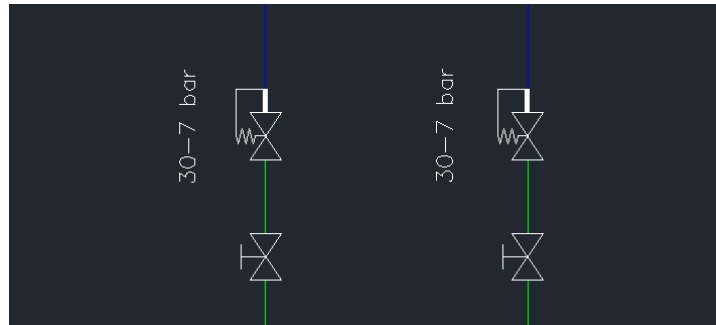
Wärtsilä 6L26		AE/DE IMO Tier 2	AE/DE IMO Tier 2	ME IMO Tier 2	ME IMO Tier 2
Cylinder output	kW/cyl	325	340	325	340
Engine speed	rpm	900	1000	900	1000
Starting air system (Note 6)					
Pressure, nom.	kPa	3000	3000	3000	3000
Pressure, max.	kPa	3300	3300	3300	3300
Low pressure limit in air vessels	kPa	1800	1800	1800	1800
Starting air consumption, start (successful)	Nm ³	1.4	1.4	1.4	1.4

Presión necesaria para el arranque de los motores principales

Como se indica arriba la presión necesaria es de 300 KPa = 300 bares. Se detallará, como se ha hecho con todos los servicios dimensionados, primero el funcionamiento del sistema y posteriormente el dimensionado de los equipos principales. Además de proporcionar aire a 30 bares, el sistema diseñado es capaz de convertir dicho aire en aire a 7 bares, utilizado como instrumentación.

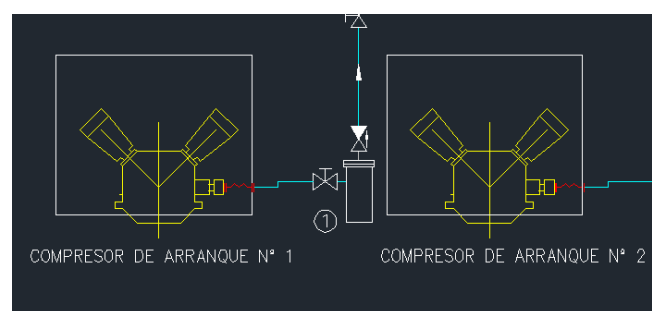
- Funcionamiento del sistema

El sistema de aire de arranque a 30 bares diseñado, tiene la función de proporcionar aire para el arranque de los motores principales. Además de aire a dicha presión, mediante unas válvulas reductoras se rebaja la presión hasta 7 bares para dar servicio a los diferentes elementos de los grupos diésel – generadores que lo necesiten, como pueden ser las válvulas neumáticas.

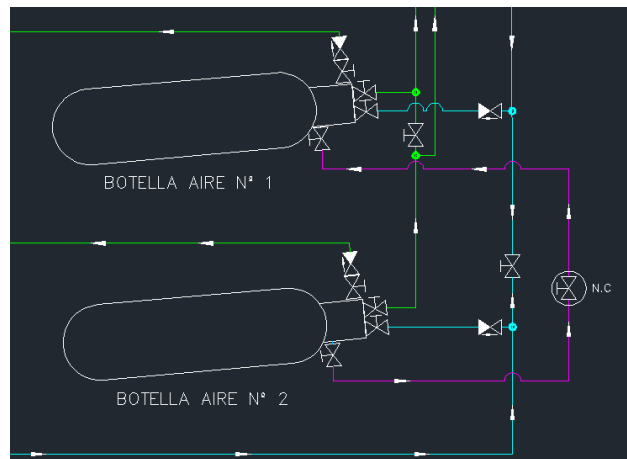


Válvulas reductoras de presión: de 30 a 7 bares

Dicho sistema está diseñado de forma redundante, es decir, cada uno de los dos compresores dimensionados pueden llenar ambas botellas de aire de arranque, estas botellas funcionan para tener un “stock de aire” que proporcionar inmediatamente y que no tengan que arrancar los compresores con cada demanda de aire. Se han diseñado las botellas de forma que se pueda pasar aire de una a otra. En condiciones normales de funcionamiento el aire no pasa de una botella a otra.



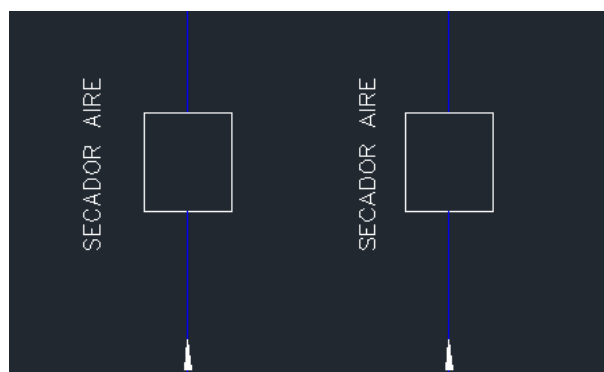
Compresores generadores del aire de arranque a 30 bar



Botellas de aire de arranque y tubería (color violeta) que permite el trasvase de aire de arranque de una botella a la otra abriendo la válvula que está normalmente cerrada. Estas válvulas de globo permiten una regulación lenta

En un funcionamiento normal, la botella Nº 1 da servicio a los diésel – generadores principales de estribor, mientras que la botella Nº 2 lo hace para los de babor. Si una de estas botellas falla se puede dar suministro a los 4 diésel – generadores con la otra botella (sistema redundante).

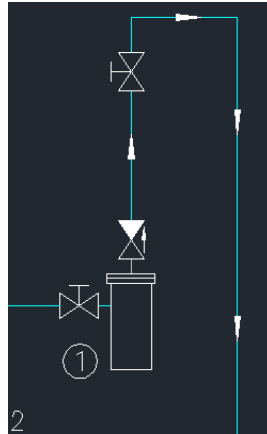
En cuanto a la línea de aire a 7 bares comentada al inicio, antes de llevarlo a los diferentes consumidores que lo necesiten, es necesario “secar” el aire para que no ocasione desperfectos, por ejemplo, puede corroer las válvulas neumáticas:



Secadores de aire de instrumentación a 7 bares

Una última consideración sobre los compresores es que no arrancan los dos a la vez, o arranca uno u el otro. Además, como se puede ver en la imagen que se mostrará a

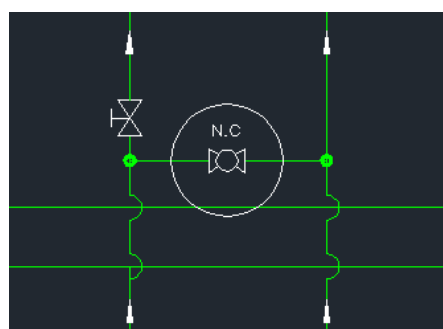
continuación, es necesario un filtro separador, ya que los compresores básicamente funcionan con un pistón lubricado en aceite y pueden surgir fugas ocasionales, que pueden perjudicar a los generadores. Debido a esto es necesario filtrar el aire de arranque antes de almacenarlo en las botellas. Los filtros dispondrán de un drenaje que irá al incinerador (ver sistema de achique y sentinas).



Filtro separador

Los generadores de puerto y emergencia no aparecen en dicho esquema ya que son generadores pequeños, poca potencia, por lo que no necesitan aire para el arranque, suelen arrancar mediante baterías.

Por último, comentar la utilidad de la válvula que se mostrará a continuación, la cual tiene el objetivo de actuar cuando hay una emergencia, por eso está cerrada normalmente. En caso de fallo de una de las dos líneas de aire de arranque, abrimos la válvula, asegurándonos no quedar sin servicio de aire de instrumentación a 7 bares:



Válvula de balón de emergencia

- **Dimensionamiento de las botellas de aire de arranque (30 bar)**

Para el dimensionamiento de estas botellas es necesario recurrir a lo establecido en el reglamento DNV, más concretamente en la Parte 4 Capítulo 5 Sección 6: Machinery piping systems. Establece una capacidad en cuanto al número de arrancadas de:

Table II Capacity for number of starts	
<i>Duty of engines</i>	<i>Number of starts</i>
Propulsion engines, reversible	12 starts
Propulsion engines, non-reversible	6 starts
Engines for driving electric generators and emergency generators, and engines for other purposes	3 starts each

Número de arrancadas exigidas

Para aquellos buques que lleven instalada propulsión diésel eléctrica, como es el caso del buque proyecto, es necesario considerar 3 arrancadas por cada motor. Como se han instalado 4 motores principales, el número de arrancadas a tener en cuenta para dimensionar las botellas es de 12.

Se instalarán dos botellas de aire, que deben ser llenadas en una hora.

Una vez sabemos lo comentado anteriormente, recurrimos a la especificación técnica de los motores instalados en el buque proyecto, que detalla lo siguiente:

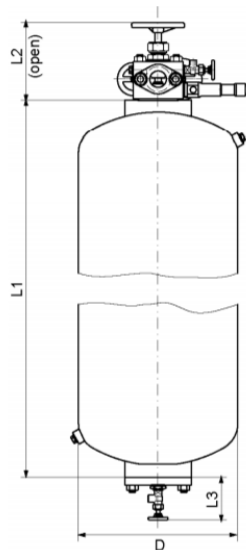
8.2.3 Starting air vessel (3T01)

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

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

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

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



Size [Litres]	Dimensions [mm]				Weight [kg]
	L1	L2 ¹⁾	L3 ¹⁾	D	
125	1807	243	110	324	170
180	1217	243	110	480	200
250	1767	243	110	480	274
500	3204	243	133	480	450
710	2740	255	133	650	625
1000	3560	255	133	650	810

¹⁾ Dimensions are approximate.

Consideraciones sobre las botellas de aire de arranque

El aire total de arranque requerido puede ser estimado a través de la siguiente fórmula, mostrada también en la especificación del motor:

$$VR = (PE \times VE \times n) / PR \max - PR \min$$

Donde:

- PE = presión normal barométrica = 0,1 MPa
- VE = aire consumido por arrancada (Nm³), para conocer este valor se recurre a la especificación del motor y se obtiene un valor de 1,4 Nm³.
- n = número de arrancadas de acuerdo con la sociedad de clasificación DNV, que establece como se ha visto al inicio de este apartado, un total de 12 arrancadas.
- PR max = máxima presión del aire de arranque = 3 MPa
- PR min = mínima presión del aire de arranque, para conocer este valor se recurre a la especificación del motor y se obtiene un valor de 1,8 MPa.

Conocidos todos los valores comentados, ya podemos conocer el volumen total de aire de arranque:

$$VR = (0,1 \times 1,4 \times 12) / (3 - 1,8)$$

$$VR = 1,4 \text{ m}^3 = 1400 \text{ l}$$

Según la tabla expuesta arriba, una vez conocido el valor del volumen total requerido de aire de arranque, se instalarán dos botellas de 710 litros, cumpliendo con los 1400 litros requeridos.

- Dimensionamiento de los compresores de aire de arranque

Cumpliendo con lo establecido por el reglamento DNV, se instalarán dos compresores capaces de llenar las dos botellas de aire de arranque de 710 litros cada una, en un tiempo como máximo de 1 hora.

$$\text{Volumen botella de aire de arranque} = 710 \text{ l} = 0,71 \text{ m}^3$$

Por lo tanto, conociendo el tiempo máximo de llenado de una botella de aire de arranque, ya podemos saber el caudal necesario que deberá suministrar el compresor para cumplir con lo especificado anteriormente:

$$\text{Caudal mínimo compresor} = 0,71 \text{ m}^3 / 1 \text{ h} = 0,71 \text{ m}^3 / \text{h}$$

Con este valor del caudal, elegiremos el modelo de los compresores a instalar en el buque proyecto, cumpliendo la entrega de dicho caudal a una presión de 30 bares:

Se ha optado por escoger dos compresores iguales de la serie ABC de compresores de alta presión para arranque de motores diésel. Dichos compresores pueden comprimir aire hasta 30 bar en dos etapas de compresión, pudiendo ser refrigerados por aire o por agua. A continuación, se muestran todos los modelos de la serie escogida:

SERIE ABC ALTA PRESIÓN

Modelo	Potencia motor		Presión max. bar	Volumen engendrado m ³ /hora FAD	Volumen efectivo m ³ /hora FAD	Velocidad rpm	Cilindros mm	Moto compresor			Cabezal		
	kW	CV						Peso neto kg	Peso bruto kg	Embalaje mm	Peso neto kg	Peso bruto kg	Embalaje mm
VA-2-E	1,47	2	30	8,1	6,4	500	80x50	135	165	900x490x500	39	52	550x430x460
VA-30-E	2,94	4	30	17,4	14	500	99x60	180	225	1.130x590x620	80	105	660x600x685
VA-70-E	4,04	5,5	30	31,8	23	500	137x60	275	325	1.300x670x750	168	213	800x700x750
VA-70-E	5,52	7,5	30	39,8	32	625							
VA-70-E	7,36	10	30	54	43	850							
VA-70-E	9,20	12,5	30	57,2	45	900							



▲ VA-70-A-EPC

Modelos de la serie ABC de compresores de alta presión para arranque de motores diésel

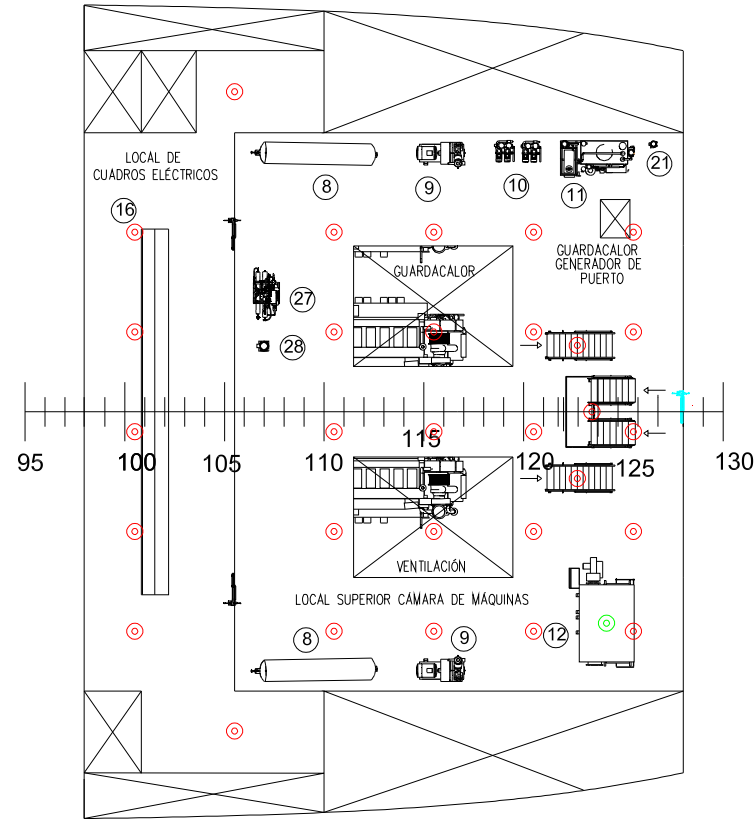
Entre todos los modelos de compresores de esta serie, el que se ha escogido es el **VA – 2 – E**, cumpliendo con los requerimientos comentados al inicio del apartado.

5. Disposición esquemática de la cámara de máquinas

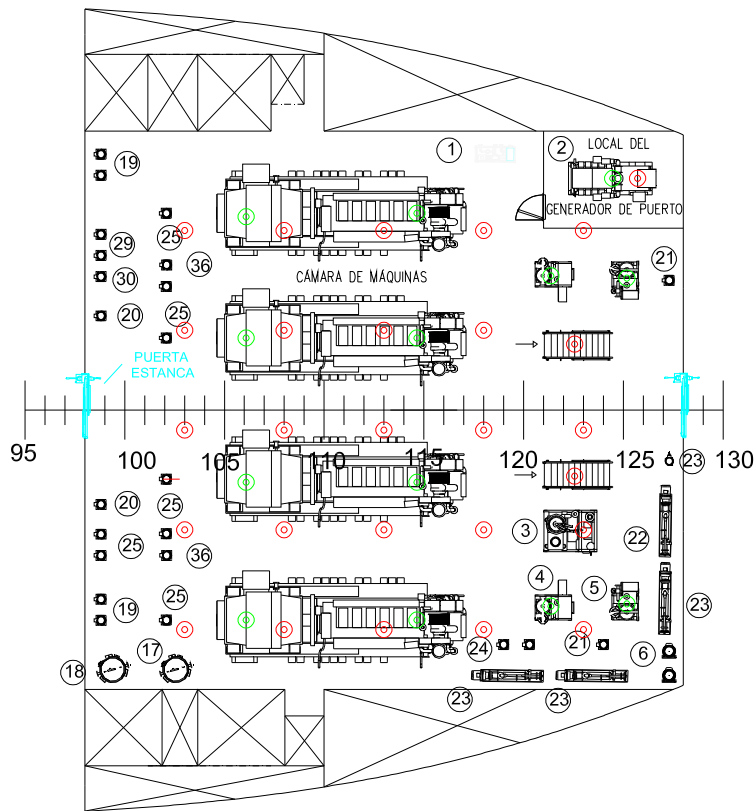
En el Anexo del presente cuaderno se introducirán los planos de la cámara de máquinas y el local situado justo encima, ya que hay diferentes componentes dimensionados en este cuaderno que se han situado en la cubierta de entrepuente y no en la cubierta del doble fondo, donde está la cámara de máquinas.

ANEXOS

ANEXO 1: Plano de cámara de máquinas



CUBIERTA DE ENTREPUENTE



CUBIERTA DEL DOBLE FONDO

- ① ESTACIÓN DE BOMBEO DE UREA
- ② GENERADOR DE PUERTO
- ③ SEPARADOR DE SENTINAS
- ④ SEPARADORA DE L.O
- ⑤ PURIFICADORA DE D.O
- ⑥ BOMBAS CONTRA INCENDIOS PRINCIPALES
- ⑦ BOMBA CONTRA INCENDIOS DE EMERGENCIA
- ⑧ BOTELLA AIRE DE ARRANQUE
- ⑨ COMPRESOR AIRE DE ARRANQUE
- ⑩ BOMBAS DE VACÍO AGUAS RESIDUALES
- ⑪ PLANTA DE TRATAMIENTO DE AGUAS RESIDUALES
- ⑫ CALDERA
- ⑬ WINCHE DE CARGA
- ⑭ WINCHE DE AMARRE
- ⑮ MAQUINILLA DE CARGA
- ⑯ REENVÍO
- ⑰ CUADRO PRINCIPAL (690 V)
- ⑱ TANQUE HIDRÓFORO AGUA SANITARIA
- ⑲ TANQUE HIDRÓFORO AGUA TÉCNICA
- ⑳ BOMBAS DE SUMINISTRO D.O GENERADORES
- ㉑ BOMBA DE TRASIEGO DE DIESEL OIL
- ㉒ BOMBA DE SUMINISTRO PURIFICADORA D.O
- ㉓ BOMBA DE DESCARGA DE AGUAS RESIDUALES
- ㉔ BOMBA SUMINISTRO SEPARADOR DE SENTINAS
- ㉕ BOMBA TRASIEGO DE LODOS
- ㉖ BOMBA DE SENTINAS
- ㉗ BOMBAS SUMINISTRO SEPARADORA L.O
- ㉘ BOMBAS DE TRASIEGO L.O
- ㉙ BOMBAS DE ENGRANAJES DE L.O STAND BY
- ㉚ COMPRESORES SISTEMA CARGA/ DESCARGA DE CEMENTO SECO
- ㉛ GENERADOR DE AGUA DULCE, ÓSMOSIS INVERSA
- ㉜ BOMBA DE ALIMENTACIÓN GENERADOR DE AGUA DULCE
- ㉝ BOMBAS DE AGUA SANITARIA
- ㉞ BOMBA DE ALIMENTACIÓN DE AGUA TÉCNICA
- ㉟ PLANTA DE TRATAMIENTO AGUA DE LASTRE
- ㊱ BOMBAS DE ALIMENTACIÓN PLANTA DE TRATAMIENTO AGUA DE LASTRE
- ㊲ BOMBAS FIFI
- ㊳ INCINERADOR
- ㊴ GENERADOR DE EMERGENCIA
- ㊵ BOMBA DE CIRCULACIÓN SIST. DE REFRIG. DE AGUA DULCE: SIST. ALTA Tª
- APLICACIÓN LOCAL SIST. FIJO CONTRA INCENDIOS
- APLICACIÓN TOTAL SIST. FIJO CONTRA INCENDIOS

PSV 8500 TPM

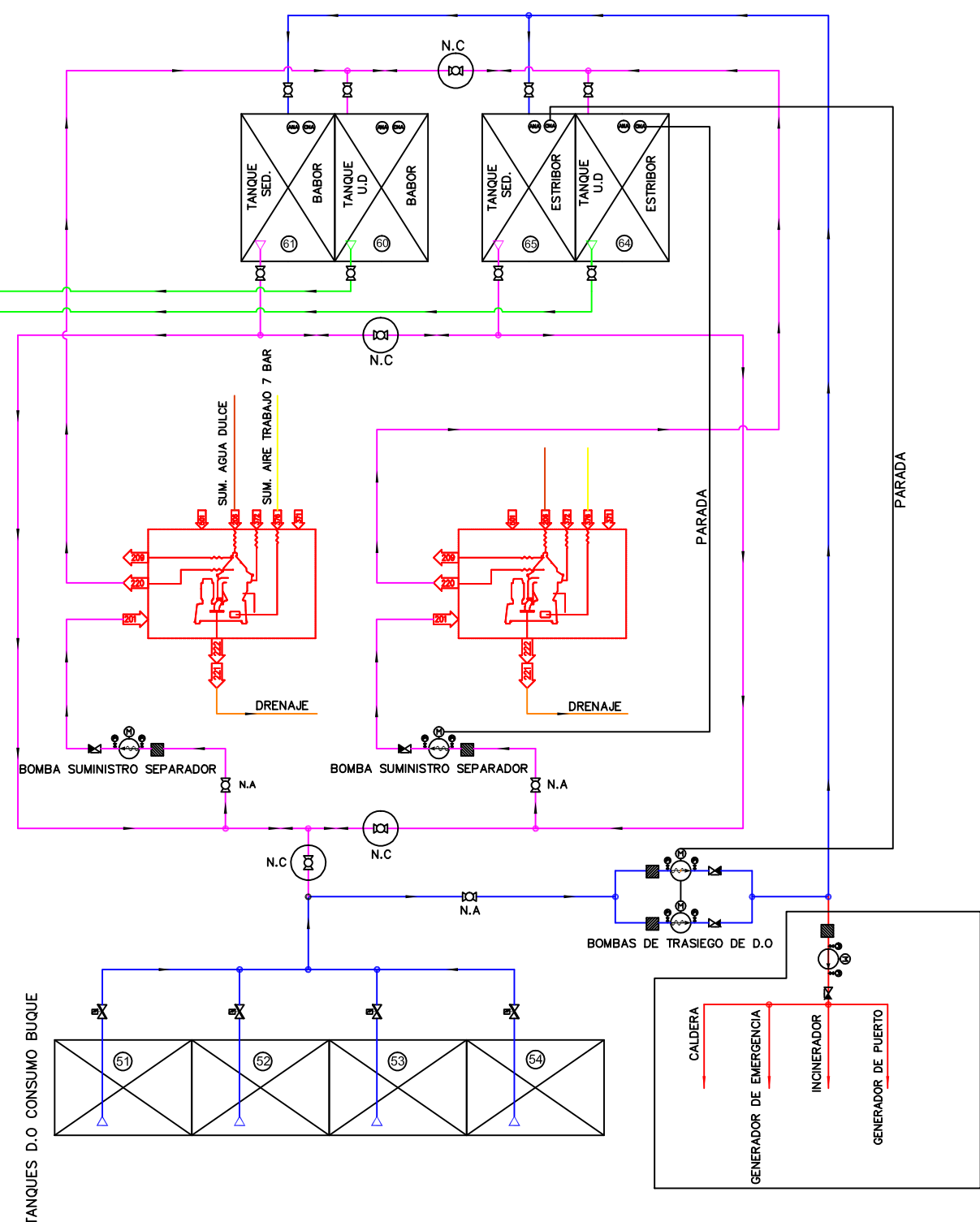
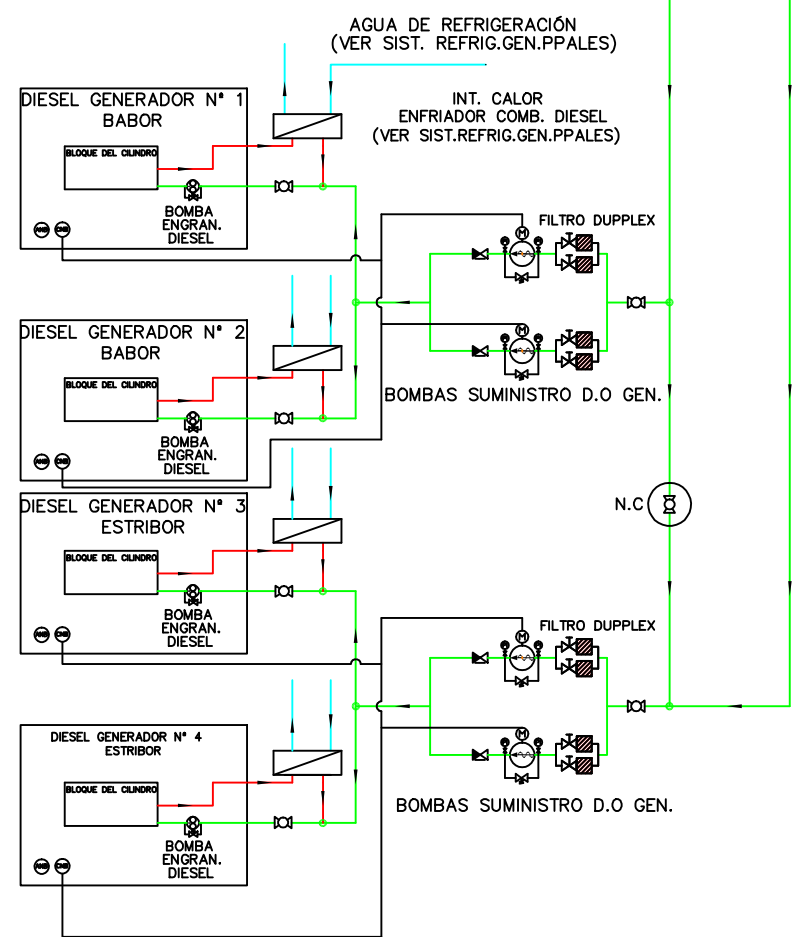
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE FERROL

ESCALA
1:200

DISPOSICIÓN DE CÁMARA DE MÁQUINAS





ANEXO 2: Esquemas de los servicios auxiliares de los grupos diésel – generadores principales

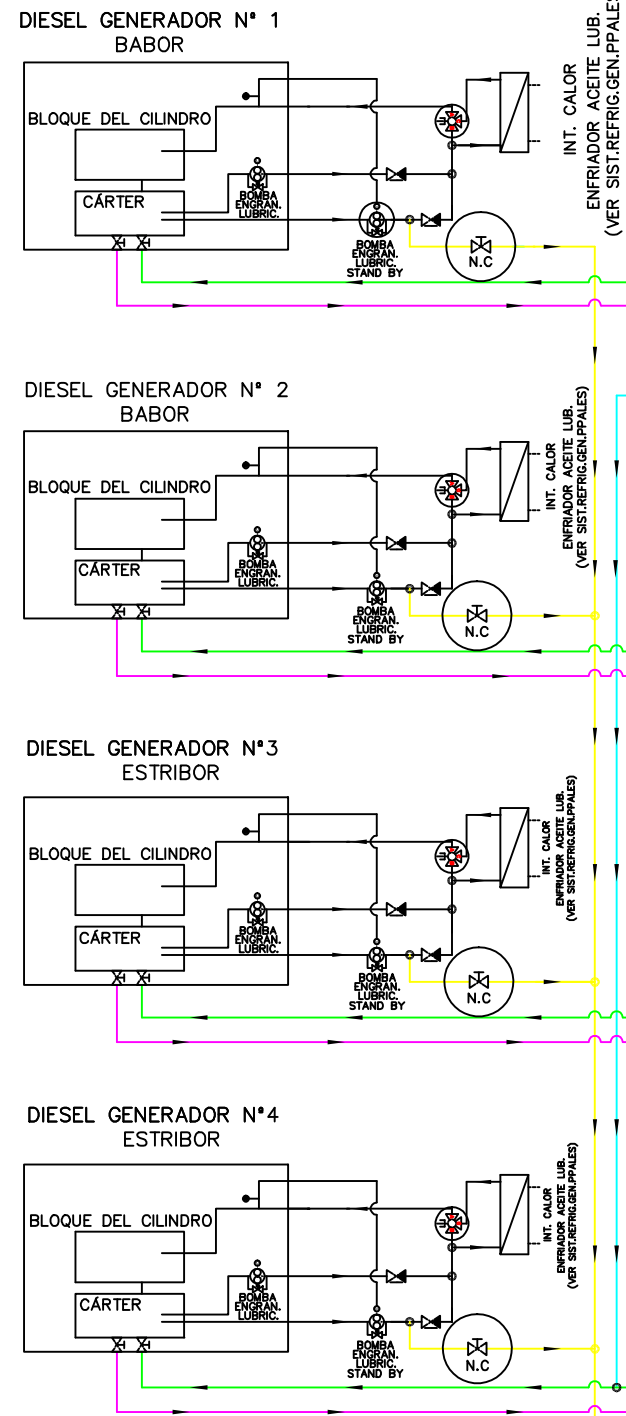
- TRASIEGO DE D.O
- SUMINISTRO D.O DIESEL – GENERADORES
- PURIFICACIÓN DE D.O
- RECOVER D.O SUMINISTRO DIESEL – GENERADORES
- AIRE DE TRABAJO A 7 BAR (VER SIST. AIRE DE TRABAJO)
- SUMINISTRO AGUA DE REFRIGERACIÓN
- SUMINISTRO AGUA DULCE
- DRENAJE
- OTROS CONSUMIDORES



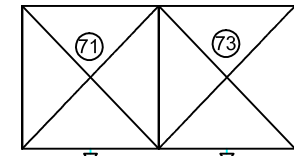
- VÁLVULA ANTIRETORNO
- VÁLVULA DE BALÓN
- SENSOR DE PRESIÓN
- VÁLVULA DE MARIPOSA
- BOCA DE SUCCIÓN
- INTERCAMBIADOR DE CALOR
- ALARMA NIVEL ALTO LLENADO DE TANQUE
- ALARMA NIVEL BAJO LLENADO DE TANQUE
- CONTROL NIVEL ALTO LLENADO DE TANQUE
- CONTROL NIVEL BAJO LLENADO DE TANQUE
- VÁLVULAS NORMALMENTE CERRADAS (OPERACIÓN NORMAL)

PSV 8500 TPM	
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE FERROL	
ESCALA -	ESQUEMA SIST. DE SUMINISTRO DE DIÉSEL OIL A LOS MOTORES PRINCIPALES






-  VÁLVULA TERMOSTÁTICA
-  VÁLVULA DE GLOBO
-  FILTRO
-  SENSOR DE PRESIÓN

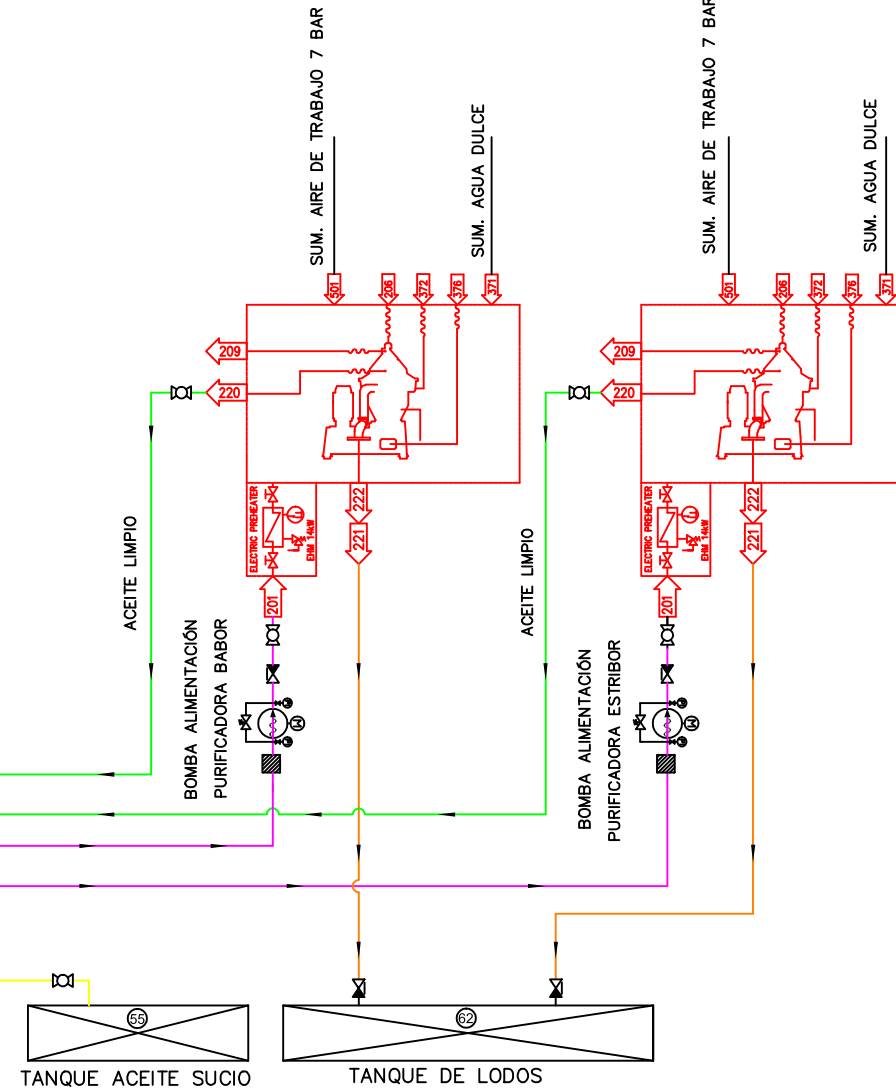
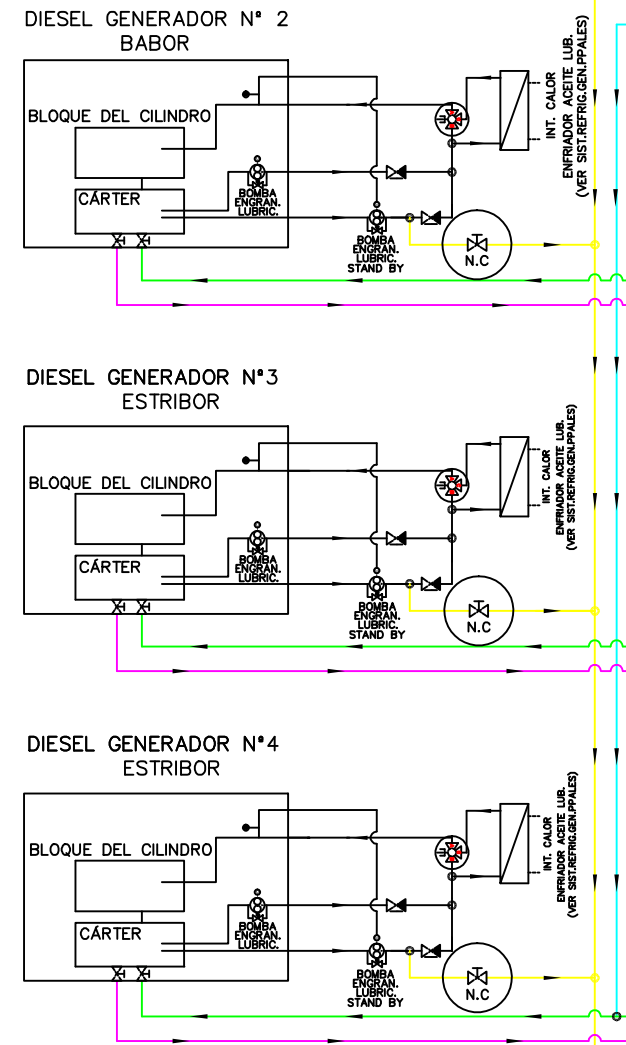






TANQUES ACEITE LUBRICANTE DIESEL - GENERADORES PRINCIPALES



BOMBA TRASIEGO ACEITE LUBRICANTE

-  DRENAJE
-  ACEITE SUCIO
-  ACEITE PURIFICADO (LIMPIO)
-  ACEITE SUMINISTRO PURIFICADORA ACEITE LUB.
-  SUMINISTRO ACEITE LUB. AL CIRCUITO CERRADO.



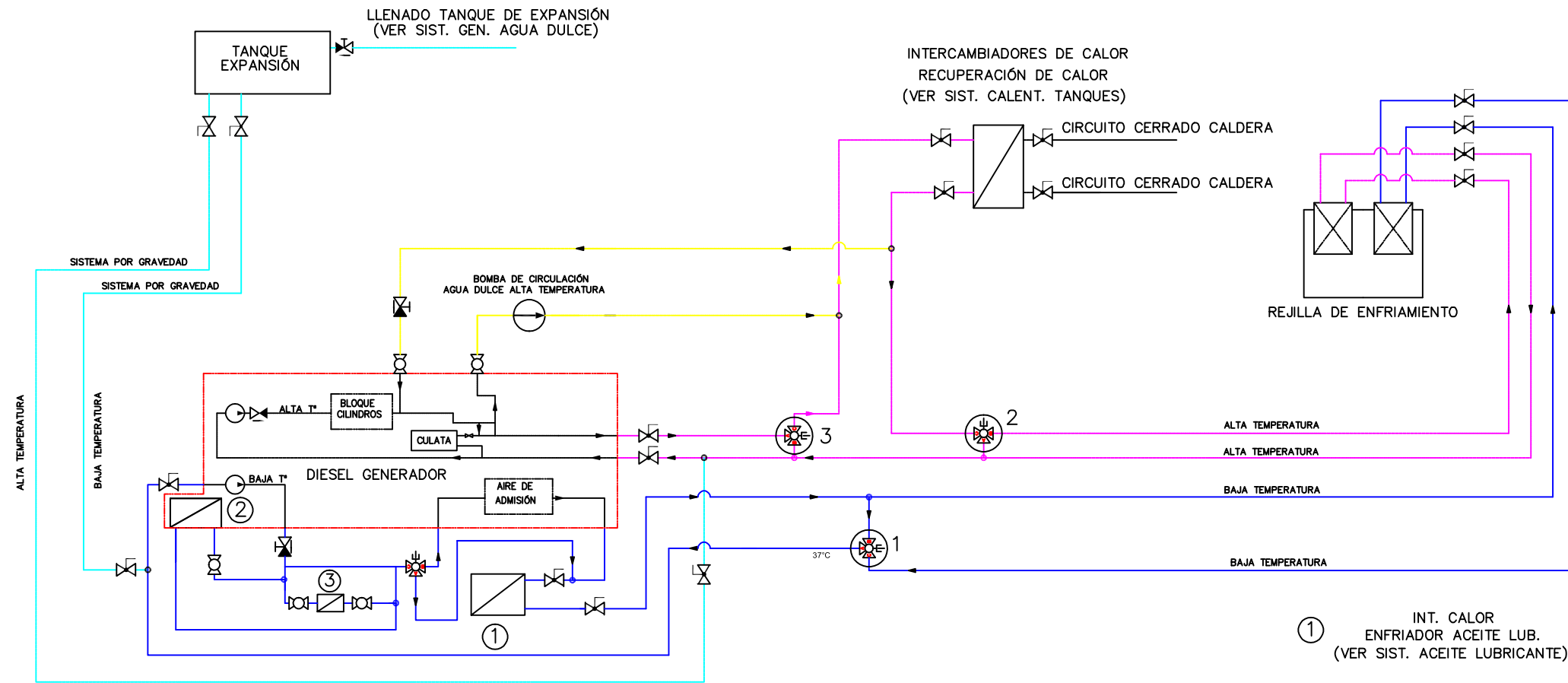
-  VÁLVULA TERMOSTÁTICA QUE REGULA LA TEMPERATURA DE ENTRADA DEL ACEITE LUBRICANTE EN EL CIRCUITO CERRADO.
-  VÁLVULA DE GLOBO NORMALMENTE CERRADA, SÓLO SE ABRE CUANDO SE QUIERE CAMBIAR EL ACEITE DEL CIRCUITO CERRADO.
-  VÁLVULA DE BALÓN NORMALMENTE CERRADA, SE ABRE EN CASO DE AVERÍA DE UNA DE LAS PURIFICADORAS. SE TRATA DE UN BYPASS QUE DA REDUNDANCIA AL SISTEMA.
-  VÁLVULA DE LUBRICACIÓN STAND BY, CADA DIESEL GENERADOR CUENTA CON UNA POR SI FALLA LA BOMBA INTERNA, TENDRÁ UNA CAPACIDAD IGUAL QUE LA INTERNA, SE DIMENSIONAN CON LOS DATOS DEL MOTOR. SE ACTIVAN POR EL CONTROL DE LA ALARMA EN CASO DE QUE FALLASE LA BOMBA INTERNA Y NO PUDIESE SUMINISTRAR L.O A LA PRESIÓN SUFICIENTE

PSV 8500 TPM

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE FERROL

ESCALA

ESQUEMA SIST. DE SUMINISTRO DE ACEITE DE LUBRICACIÓN A LOS MOTORES PRINCIPALES



- LLENADO AGUA DULCE SIST. CERRADO REFRIGERACIÓN CIRCUITO ALTA T°
- LLENADO AGUA DULCE SIST. CERRADO REFRIGERACIÓN CIRCUITO BAJA T°
- ENFRIAMIENTO AGUA DULCE CIRCUITO BAJA TEMPERATURA
- ENFRIAMIENTO AGUA DULCE CIRCUITO ALTA TEMPERATURA
- RECIRCULACIÓN AGUA DULCE CIRCUITO ALTA TEMPERATURA

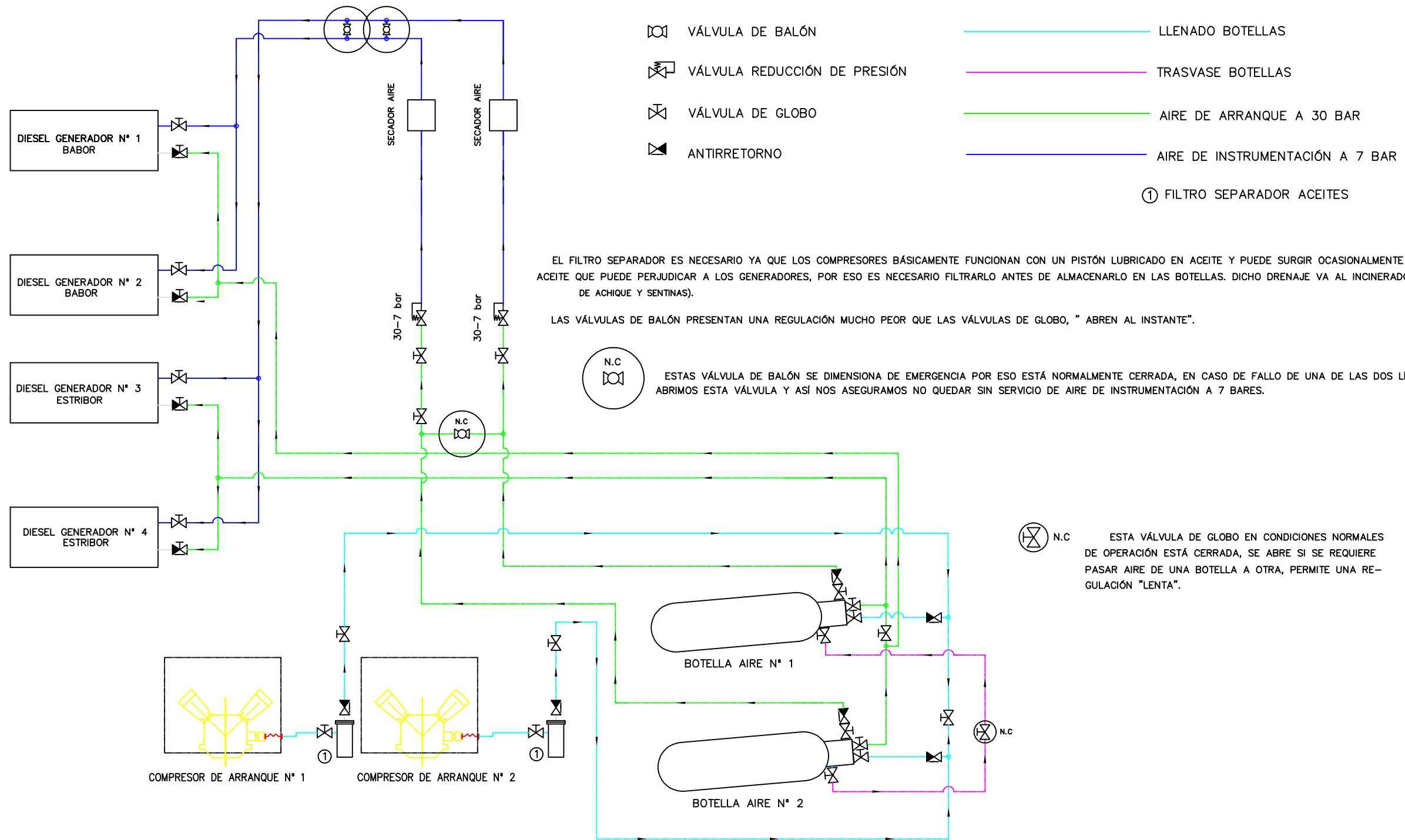
- ① INT. CALOR ENFRIADOR ACEITE LUB. (VER SIST. ACEITE LUBRICANTE)
- ② INT. CALOR DEL ALTERNADOR
- ③ INT. CALOR ENFRIADOR COM. DIESEL (VER SIST. SUMINISTRO D.O)

1 ESTA VÁLVULA TERMOSTÁTICA LO QUE HACE ES REGULAR LA TEMPERATURA DEL SISTEMA DE BAJA TEMPERATURA, CON ELLA EL SISTEMA PERMITE RECIRCULAR HACIA DENTRO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DEL MOTOR SI LA T° DEL AGUA ES LA ADECUADA O ENFRIARLA EN LA REJILLA DE ENFRIAMIENTO PARA ALCANZAR DICHA T° DE CONTROL.

2 ESTA VÁLVULA TERMOSTÁTICA LO QUE HACE ES REGULAR LA TEMPERATURA DEL SISTEMA DE ALTA T° DE REFRIGERACIÓN UNA VEZ ENFRIADA EN EL INT. CALOR N° 4. SI LA T° ES LA CORRECTA DEJA PASAR EL AGUA HACIA DENTRO DEL MOTOR Y SI ES MÁS ELEVADA DE LA NECESARIA LA ENFRÍA EN LA REJILLA DE ENFRIAMIENTO HASTA ALCANZAR DICHA T° DE CONTROL.

3 ESTA VÁLVULA TERMOSTÁTICA LO QUE HACE ES REGULAR LA TEMPERATURA DEL SISTEMA DE ALTA T° DE REFRIGERACIÓN, SI LA T° DEL AGUA QUE SALE DEL MOTOR ES LA ADECUADA LA VUELVA A RECIRCULAR HACIA EL INTERIOR Y SI ES SUPERIOR A LA NECESARIA LA ENFRÍA EN EL INT. CALOR N° 4 HASTA ALCANZAR DICHA T° DE CONTROL ÓPTIMA PARA LA REFRIGERACIÓN.

PSV 8500 TPM	
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE FERROL	
ESCALA -	ESQUEMA SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE LOS DIÉSEL GENERADORES PRINCIPALES



PSV 8500 TPM

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE FERROL

ESCALA
-

ESQUEMA SIST. AIRE DE ARRANQUE DE LOS
MOTORES PRINCIPALES

ANEXO 3: Especificación técnica de las separadoras de aceite de lubricación



Flex separation systems, P separators 626/636

Cleaning systems for lubricating and lighter fuel oils*



Flex system components for P separators 626/636.

* P separators 626/636 can also be used to clean heavier oils with well-defined densities.

S and P Flex separation systems

Alfa Laval's S and P Flex separation systems combine the high efficiency, low sludge output and low operating cost of Alfa Laval centrifugal separators with a flexible scope of supply. Extensive possibilities for the separation system layout and assembly make it possible to suit any engine room and any oil separation application.

In addition, S and P Flex separation systems feature the EPC 60 controller, which enables the intuitive navigation of menus, parameters and alarms. The EPC 60 controller also has a modular construction for easy I/O board addition and replacement.

The S and P Flex separation concept includes the complete S- and P separator range. These can be combined in mixed ship sets, even within a single customer-specified module.

Application P separators

P separators are based on purifier technology, which means that the oil/water interphase is manually adjusted by means of a gravity disc. Because the separators do not automatically adjust to varying oil density, they are most suitable for economical cleaning of the following:

- Lubricating oils
- Distillates
- Lighter diesel oils

If the oil is well defined and does not vary in density, P separators can also be manually adjusted to clean heavy fuel oils with densities up to 991 kg/m³ and viscosities up to 700 cSt/50°C.

P separators are designed for automatic operation at sea and in automated power stations ashore.

Scope of supply

The S and P Flex separation concept provides a wide range of alternatives for P separators. Depending on the need, a P separator can be supplied as a separator and ancillaries, as a customer-specified module, or as part of a comprehensive package including services and order-specific documentation. These P separators come equipped with energy-efficient IE3 motors.

Flex system

A P separator with ancillaries in the form of optimized block components provides full say over the use of space. This allows for local modularization or do-it-yourself assembly.

Flex modules

A compact P separator module can be built to a customer-specified configuration from a wide range of modular skids and machine blocks. Multi-modules are possible, as well as mixed modules including one or more S-separators and/or P separators for the simultaneous treatment of different types of mineral oils. All Flex modules are factory tested to ensure faster start-up and commissioning.

Features and benefits

- *Small footprint, high flexibility*
The small separator and the modular nature of the surrounding components allow easy installation and flexible positioning in the engine room.
- *No water tank*
No tank is needed to supply operating water, which further simplifies installation.
- *High separation efficiency*
An optimized design ensures the best possible separation efficiency from the bowl and disc stack.
- *CentriShoot*
The CentriShoot discharge system greatly reduces sludge volumes. Its fixed discharge slide flexes gently to expose the discharge ports, thereby eliminating metal-to-metal wear.
- *CentriLock*
The CentriLock bowl-locking system uses a lightweight, non-threaded snap ring. This prevents wear by allowing easy removal without a sledgehammer.
- *Long service intervals*
Wear-preventing features like CentriShoot and CentriLock reduce the consumption of spare parts and allow planned maintenance to be performed less often. This reduces operating costs.

Module examples



Single Flex module
with separator (excluding heater and pump)

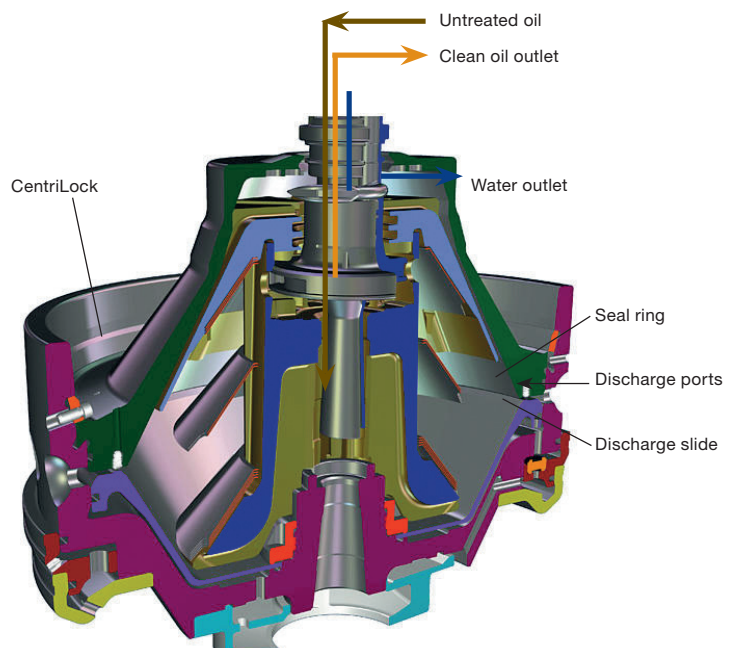


Single Flex module
with separator, heater and pump

Quadruple Flex module
with separators, heaters and pumps



- *Easy operation and service*
The PLC based EPC 60 controller is designed for “one-button” starts and stops, as well as intuitive menu navigation. Information about parameters and alarms can be easily accessed, which simplifies both operation and troubleshooting. The EPC 60 also has a modular construction that enables faster troubleshooting and I/O board replacement.
- *Remote control and monitoring*
Using Ethernet or Bus communication, Flex systems and modules based on P separators 626/636 can be operated and supervised remotely from the control room. A variety of alarm functions are available as standard, and extra I/O boards can be added to the EPC 60 controller in order to enhance its operating and monitoring capabilities.



Optional equipment

Flex separation systems based on P separators 626/636 can be complemented with the following equipment:

- Starter (included in module versions)
- HEATPAC heaters
- Space heating
- Additional thermometers
- Vibration sensor kit
- ALP feed pump
- Flow regulating system
- Sludge removal kit
- Sludge outlet butterfly valve kit
- Steam shut-off valve kit
- Air pressure reducer valve
- Pipe arrangement for multiple modules, including heater cross-connection
- Emergency safety shutdown
- Remote monitoring and control
- Separator lifting tool



ALP feed pump

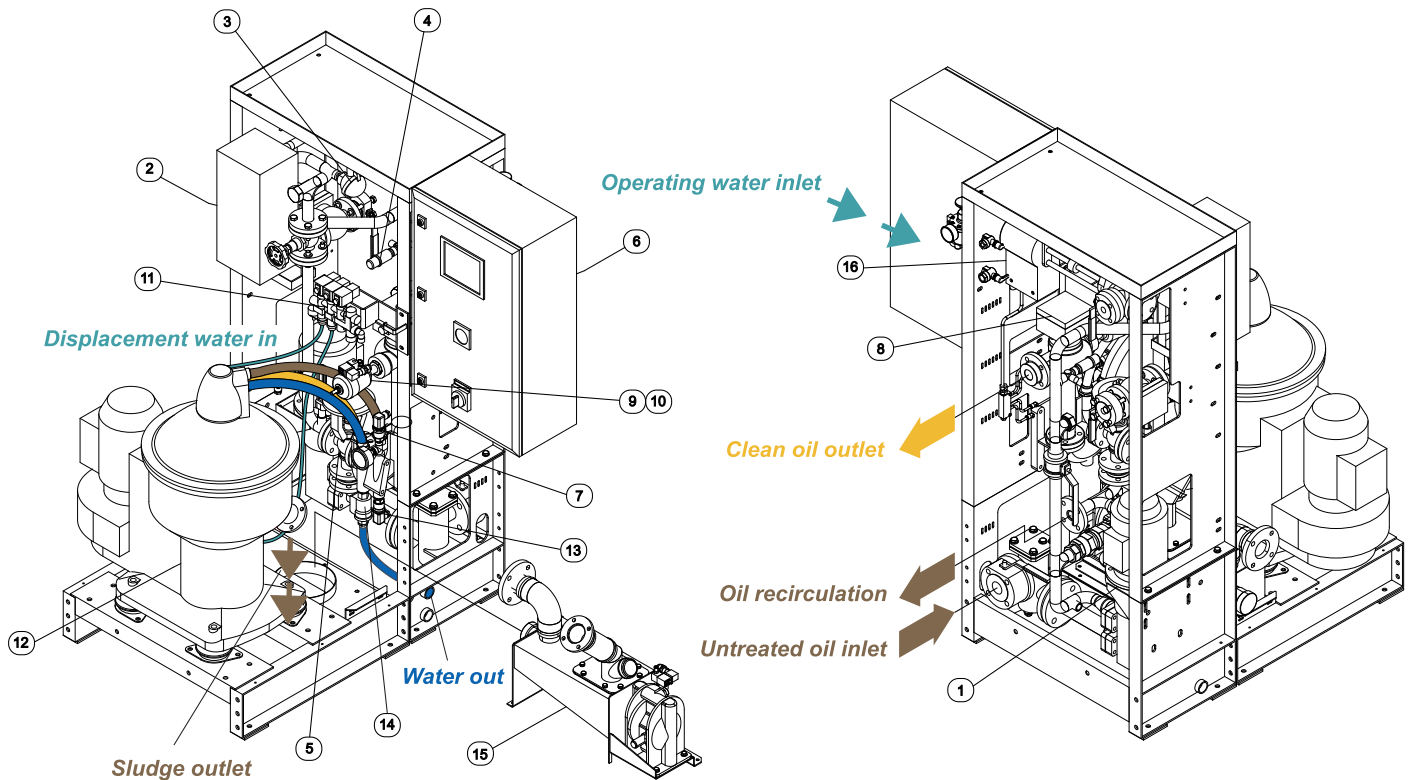


HEATPAC CBM heater



HEATPAC EHM heater

Schematic diagram



1 Feed pump

2 Heater

3 Temperature transmitter

4 Safety valve

5 Change-over valve

6 Process controller

7 Pressure transmitter – oil

8 Complete regulating valve

9 Regulating valve – oil

10 Pneumatic shut-off valve

11 Valve block water

12 Separator

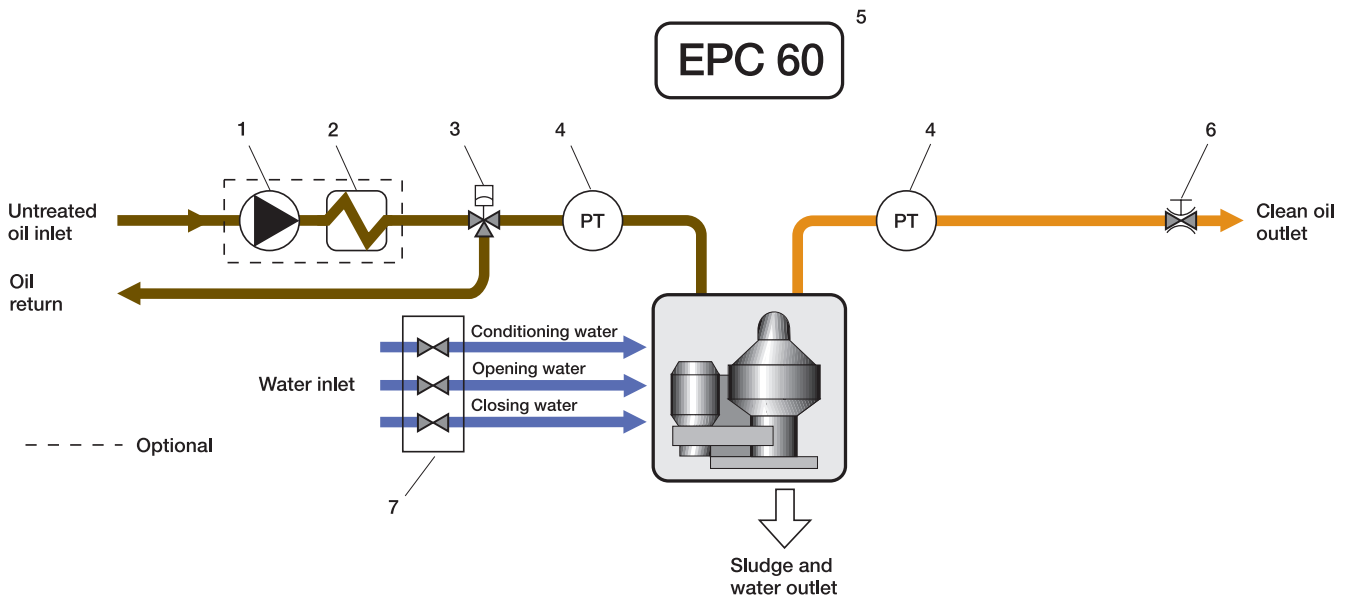
13 Pressure transmitter – water

14 Drain valve

15 Sludge removal kit

16 Regulating valve

System layout



1. Feed pump
2. Heater
3. Pneumatically controlled change-over valve
4. Pressure transmitter
5. Control unit
6. Regulating valve
7. Solenoid valve block, water

Operating principle

A Flex separation system based on a P separator 626/636 is operated automatically by the EPC 60 controller. Untreated oil, heated to the correct temperature, is fed continuously to the separator, which is driven by an electric motor via a friction clutch and belt.

The separator bowl is fixed at the top of a spindle, which is supported by bearings and special composite springs. This bowl can be arranged as a purifier or as a clarifier. Both configurations remove sludge, which accumulates at the bowl periphery and is intermittently discharged by the high-precision CentriShoot discharge system.

In a purifier configuration, both sludge and water are separated from the oil, which means that water is continuously discharged from the bowl. The EPC 60 controller automatically controls the admission of water for the water seal and the displacement of oil prior to sludge discharge, but a gravity disc is needed to establish the correct interphase position in the separator bowl, i.e. the boundary between the oil and the water seal. The size of the gravity disc must be matched to the oil's density, viscosity/temperature and feed rate to the separator.

In a clarifier configuration, a clarifier disc is fitted instead of a gravity disc. The water outlet is blocked, which means that the separator's water-handling capacity is limited and that water accumulates like sludge.

During normal operation, vital process parameters are monitored. These parameters, as well as alarms, are indicated by easy-to-understand text messages on the LCD display of the EPC 60 controller.

The EPC 60 controller provides many alarm functions, including alarms for low oil pressure, high sludge tank level (if the optional sludge removal kit is included) and power failure. Additional functions are available for a vibration alarm when the optional vibration sensor is fitted.

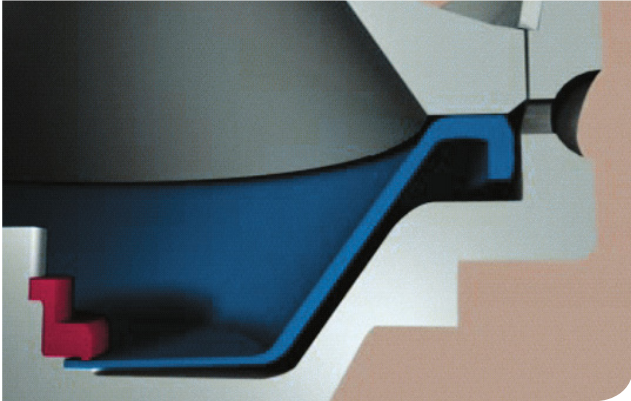
Low-wear mechanical platform

S separators 921–987 and P separators 626/636 are built on a low-wear mechanical platform that features CentriShoot and CentriLock. The CentriShoot discharge system, which greatly reduces sludge volumes, has a fixed discharge slide that flexes gently to expose the discharge ports, thereby eliminating metal-to-metal wear. The CentriLock bowl-locking system uses a lightweight, non-threaded snap ring that prevents wear by allowing easy removal without a sledgehammer.

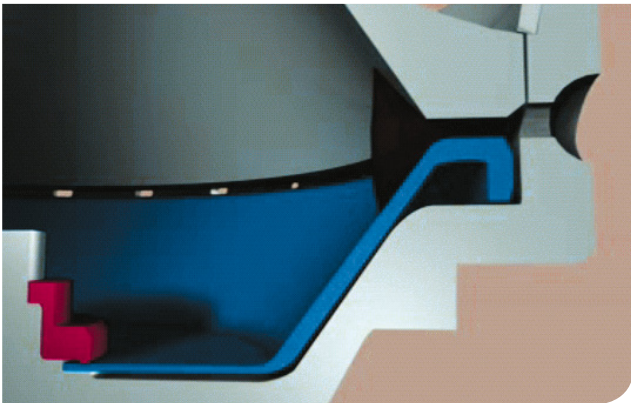


CentriShoot

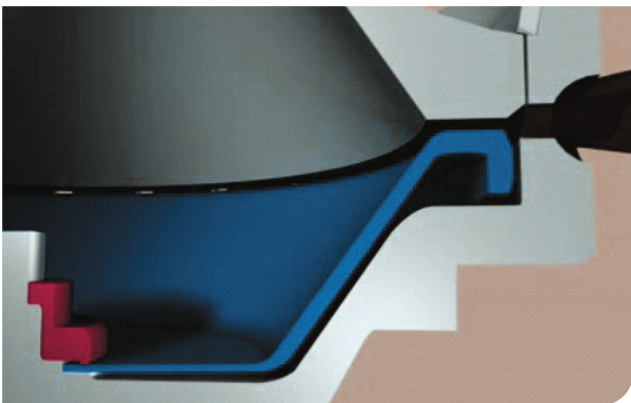
Instead of a sliding bowl bottom, the CentriShoot discharge system features a fixed discharge slide that flexes at its edge. This increases discharge accuracy and does away with metal-to-metal wear.



Step one:
The CentriShoot discharge slide is fixed at the centre. During separation, the slide covers the discharge ports.



Step two:
During sludge discharge, the edge of the slide flexes downward, exposing the discharge ports.



Step three:
After discharge, the slide moves gently back into position to close the ports. This is done hydraulically, without any springs.

CentriLock

Conventional lock rings are threaded and must be removed with a sledgehammer. Over time, the metal-to-metal wear between bowl and lock ring can lead to expensive bowl repair or replacement.



An Allen key is the only tool needed to work with CentriLock. No sledgehammer is necessary.



The CentriLock snap ring lifts out and snaps in easily – without any threads to wear.

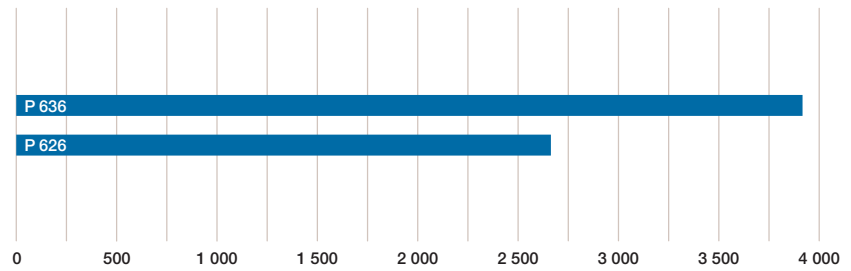
Instead of a conventional lock ring, the CentriLock bowl-locking system features a non-threaded snap ring. This lightweight ring snaps quickly into place and is easily removed with only an Allen key.

Operations

Preventive maintenance procedures are handled quickly and simply with the help of a compression tool. The snap ring of the patented CentriLock bowl-locking system is non-threaded and requires only an Allen key to remove.

- Maintenance intervals:
 - Inspection Service every 4 000 h or 6 months
 - Overhaul Service every 12 000 h or 18 months
- Service spares kits contain all necessary spare parts for each service and tips for maintenance in checkpoints:
 - Inspection Kit with O-rings and seals for separator bowl
 - Overhaul Kit with parts for drive system, belt, bearings and pads, also containing an Inspection Kit
 - Support Kit with strategic spares for operation and maintenance backup
- The System Manual includes detailed information in electronic or printed form:
 - Installation instructions
 - Operating instructions
 - Alarms and troubleshooting
 - Service and spare parts
- Commissioning and technical services are available from all Alfa Laval offices, including start-up assistance and advice on operation and maintenance.
- Training in all aspects of oil treatment, freshwater generation and heat transfer is available.
- All services can be incorporated into specially tailored Nonstop Performance packages. Details are available from local Alfa Laval offices.

Max. recommended capacity, l/h on lubricating oils for trunk piston engines



Technical data

Main supply voltage	3-phase, 220 V up to 690 V
Control voltage	1-phase, 100/110/115/230 V
Frequency	50 or 60 Hz
Control air	Min 5 bar, max 8 bar
Operating water pressure	Min 2 bar, max 8 bar

Flex system	Size (height x width x length)*	Net weight (kg)
P 626	895 x 750 x 1075	424
P 636	975 x 750 x 1195	496

* Dimensions and weights for Flex systems do not include control cabinet.

Flex module	Size (height x width x length)**	Net weight (kg)
P 626	1750 x 750 x 1075	540
P 636	1750 x 850 x 1195	638

** Dimensions and weights for Flex modules do not include pump and heater.



Conformity

The mark of conformity confirms that the equipment complies with European Economic Area (EEA) directives.

How to contact Alfa Laval

Up-to-date Alfa Laval contact details for all countries are always available on our website at www.alfalaval.com