

Universidad de **Cádiz**

Proyectos de fin de carrera de **Ingeniería Técnica Naval**

**DISEÑO DE LOS SISTEMAS AUXILIARES DE LA
PROPULSIÓN Y GENERACIÓN DE ENERGÍA
DE UN PETROLERO AFRAMAX
DE 100.000 TPM APROX.**

Juan de Dios APARICIO FLORIDO



Centro: **E. U. I. T. NAVAL**
Titulación: **I. T. NAVAL**
Fecha: **Marzo 2012**



AVISO IMPORTANTE:

El único responsable del contenido de este proyecto es el alumno que lo ha realizado.

La Universidad de Cádiz, La Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Naval, los Departamentos a los que pertenecen el profesor tutor y los miembros del Tribunal de Proyectos Fin de Carrera así como el mismo profesor tutor **NO SON RESPONSABLES DEL CONTENIDO DE ESTE PROYECTO.**

Los proyectos fin de carrera pueden contener errores detectados por el Tribunal de Proyectos Fin de Carrera y que estos no hayan sido implementados o corregidos en la versión aquí expuesta.

La calificación de los proyectos fin de carrera puede variar desde el aprobado (5) hasta la matrícula de honor (10), por lo que el tipo y número de errores que contienen puede ser muy diferentes de un proyecto a otro.

Este proyecto fin de carrera está redactado y elaborado con una finalidad académica y nunca se deberá hacer uso profesional del mismo, ya que puede contener errores que podrían poner en peligro vidas humanas.

Fdo. La Comisión de Proyectos de Fin de Carrera
Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Naval
Universidad de Cádiz



INDICE

1	INTRODUCCIÓN	1
2	FASES DEL PROYECTO DEL BUQUE	2
2.1	Estudios de viabilidad o diseño conceptual.....	2
2.2	Diseño preliminar o de oferta	2
2.3	Diseño de contrato	3
2.4	Diseño detallado y construcción del buque	3
2.5	Principios básicos	4
2.6	Características del buque	5
3	POTENCIA PROPULSORA	6
3.1	Introducción.....	6
3.2	Cálculo de la resistencia al avance y de la potencia efectiva	6
3.3	Potencia al freno. La hélice	15
3.3.1	Coeficientes propulsivos	16
3.3.2	Rendimiento del casco, η_H	19
3.3.3	Rendimiento de la hélice en aguas libres, η_O	19
3.3.4	Rendimiento rotativo relativo, η_R	21
3.3.5	Rendimiento de la hélice trabajando detrás del casco, η_B	21
3.3.6	Rendimiento propulsivo, η_D	21
3.3.7	Rendimiento de la línea de ejes, η_S	22
3.3.8	Rendimiento total, η_T	23
3.3.9	Selección del propulsor	23
3.3.10	Predicción de la potencia al freno y características del propulsor.....	26
3.4	Selección del motor Diesel para la propulsión	27
3.4.1	Introducción. Funciones de potencia y escalas logarítmicas	27
3.4.2	Puntos de funcionamiento de la hélice y del motor	29



3.4.2.1	Paralelogramo de diseño (Layout diagram)	29
3.4.2.2	Punto de diseño de la hélice (PD).....	31
3.4.2.3	Funcionamiento pesado (HR).....	31
3.4.2.4	Margen de mar.....	31
3.4.2.5	Funcionamiento ligero (LR)	32
3.4.2.6	Punto de servicio continuo de propulsión (SP)	33
3.4.2.7	Margen de motor	33
3.4.2.8	Punto de funcionamiento óptimo (O).....	35
3.4.3	Elección del motor principal.....	35
3.4.3.1	Diagramas de carga	37
4	SISTEMAS AUXILIARES DE LA PROPULSIÓN	42
4.1	Introducción.....	42
4.2	Sistema eléctrico	43
4.2.1	Alcance	43
4.2.2	Tipo de corriente eléctrica, tensiones y frecuencias	44
4.2.3	Balance eléctrico.....	44
4.2.3.1	Situaciones de operación del buque.....	45
4.2.3.2	Categorías de consumidores	46
4.2.3.3	Determinación del número y capacidad de los generadores.....	51
4.2.4	Selección del generador de emergencia.....	53
4.2.5	Resumen del régimen de utilización de los generadores	55
4.3	Sistema de combustible	56
4.3.1	Tipo de combustible	56
4.3.2	Objetivo del sistema de combustible	56
4.3.3	Dimensionamiento de los tanques de F.O.	58
4.3.3.1	Condiciones de operación.....	58



4.3.3.2	Tanque de servicio diario de F.O.	59
4.3.3.3	Tanque de sedimentación de F.O.	63
4.3.3.4	Tanque de Almacén de F.O.	64
4.3.3.5	Tanque colector de retornos o desaireación	65
4.3.3.6	Tanque de reboses de combustible	65
4.3.3.7	Tanque de lodos.....	65
4.3.4	Dimensionamiento de los tanques de D.O.....	66
4.3.4.1	Tanque de servicio diario de D.O.	67
4.3.4.2	Tanque de almacén de D.O.....	67
4.3.5	Dimensionamiento de bombas.....	67
4.3.5.1	Bombas de trasiego de F.O.....	67
4.3.5.2	Bombas de alimentación de la purificadora de F.O.....	68
4.3.5.3	Bombas de alimentación y circulación de combustible.....	69
4.3.5.4	Bomba del tanque de lodos.....	71
4.3.5.5	Bombas de trasiego de D.O.	72
4.3.6	Dimensionamiento de las purificadoras	72
4.3.7	Dimensionamiento de los calentadores	72
4.3.8	Dimensionamiento de las líneas de tuberías de FO	74
4.4	Sistema de lubricación	79
4.4.1	Sistema de lubricación del motor principal	79
4.4.1.1	Lubricación general o del cárter	80
4.4.1.2	Elementos del sistema de lubricación general	82
4.4.1.3	Lubricación de cilindros	87
4.4.1.4	Elementos del sistema de lubricación de cilindros	89
4.4.2	Sistema de lubricación de motores auxiliares.....	90
4.4.2.1	Elementos del sistema de lubricación externa de MM.AA.	91



4.4.3	Dimensionamiento de las líneas de tuberías de aceite lubricante	94
4.5	Sistema de refrigeración	97
4.5.1	Sistema de refrigeración centralizado.....	98
4.5.2	Elementos del circuito de baja temperatura.....	104
4.5.3	Elementos del circuito de alta temperatura.....	106
4.5.4	Elementos del circuito de agua salada.....	108
4.5.5	Dimensionamiento de las líneas de tuberías del sistema de refrigeración.....	110
4.6	Sistema de aire comprimido	115
4.6.1	Elementos del sistema de aire comprimido	116
4.6.2	Dimensionamiento de las líneas de tuberías del sistema de aire comprimido.....	119
4.7	Sistema de exhaustación.....	124
4.7.1	Turbo-soplante.....	125
4.7.2	Dimensionamiento de la tubería de exhaustación	126
4.7.3	Caldereta de gases de exhaustación.....	133
4.7.4	Silenciador.....	135
4.7.5	Equipo apaga chispas.....	136
4.7.6	Pérdidas de carga en el sistema de exhaustación.....	137
BIBLIOGRAFIA		141



1 INTRODUCCIÓN

El proceso de diseño de un buque puede dividirse en diferentes etapas, en función del grado de detalle, comenzando con la consideración de conceptos muy amplios y poco detallados, aumentándose cada vez más los detalles a medida que el proceso avanza en la búsqueda de definiciones más estrechas. En el *Capítulo 2* se describen cada una de las fases del proyecto de un buque.

En el presente proyecto se considera que el diseño se encuentra en una fase preliminar, en la que el Armador ya ha decidido cuales serán sus requerimientos definitivos para el buque, siendo este un punto de arranque, que sirva de base para un posterior proyecto detallado.

En la realización del proyecto se han tenido en cuenta los requisitos especificados por el Armador, así como los requisitos legales aplicables. Las características del buque impuestas por el Armador, sobre las que se base este proyecto, están enumeradas en el *Capítulo 2*.

En el *Capítulo 3* se presentan los cálculos relativos a la selección del propulsor principal. El proceso consiste en determinar la resistencia al avance del buque para obtener la potencia efectiva a la velocidad especificada por el Armador. Una vez conocida la potencia efectiva, se obtiene la potencia propulsora con la ayuda de coeficientes propulsivos, para finalmente seleccionar el propulsor.

Una vez seleccionado el propulsor, en el *Capítulo 4* se procede a dimensionar los equipos de cada uno de los sistemas auxiliares de la propulsión: el sistema eléctrico, combustible, lubricación, refrigeración, aire comprimido y exhaustación. En el diseño de estos sistemas, además de tener en cuenta los requerimientos del Armador y los establecidos por la Sociedad Clasificadora, se han seguido las recomendaciones proporcionadas por el fabricante del motor principal, facilitadas en su guía de proyecto.



2 FASES DEL PROYECTO DEL BUQUE

El proceso de diseño de un buque es cíclico e iterativo, es decir, está dividido en ciclos o fases del proyecto, en cada una de las cuales se sigue un proceso de prueba y error, en busca de definiciones más estrechas y más específicas aumentando cada vez más los detalles.

La descomposición del proyecto en ciclos no es única, sino que varía sensiblemente de unos países a otros, y difiere en buques de guerra y mercantes. En buques mercantes suelen distinguirse los siguientes ciclos o fases:

- *Estudios de viabilidad o diseño conceptual*
- *Diseño preliminar o de oferta*
- *Diseño de contrato*
- *Diseño detallado y construcción del buque*

2.1 Estudios de viabilidad o diseño conceptual

El objeto de esta fase es la determinación de la viabilidad del proyecto, partiendo de unos datos muy básicos (características del buque, peso muerto, capacidad de carga, velocidad, dimensiones principales, rutas de tráfico, tipo de planta propulsora, medios de carga, etc.) a partir de los cuales debe definirse una combinación de mayor rendimiento económico.

Como resultado del diseño conceptual que se haya desarrollado, se debería tener capacidad de generar determinada información, que sirva de base para la ejecución de la siguiente fase: el diseño preliminar. Junto con la documentación resultante, se adjunta un plano de disposición general que establece el compartimentado y da una idea general de los aspectos destacados del mismo: piques, situación de la cámara de máquinas, espacios para acomodación, etc.

2.2 Diseño preliminar o de oferta

Una vez finalizada la fase de diseño conceptual, y la Compañía Armadora ha decidido cuáles serán los requerimientos definitivos de su nuevo buque, da comienzo la



segunda fase del proyecto del buque o diseño preliminar. Aunque no se puede decir que una fase sea más importante que otra, sí se puede constatar que esta segunda fase es en la que se toman las decisiones más fundamentales y definitivas para el futuro buque.

El nivel de desarrollo que se debe alcanzar en esta fase de diseño preliminar debe permitir disponer de una documentación técnica preliminar (Especificación y plano de Disposición General), precio, condiciones de pago y plazo de entrega. En caso de que el Astillero haya construido un buque de similares características, lo suele ofertar como alternativa.

Deberá recoger puntualmente todos los requerimientos que el Armador haya incluido en su petición de oferta.

2.3 Diseño de contrato

Durante esta fase se validan los resultados del diseño preliminar y se elaboran los Planos de Contrato y las Especificaciones de Contrato, que son los documentos que proporcionan toda la información con el detalle requerido para permitir a los diferentes astilleros la realización de un presupuesto y, en su caso, el contrato de construcción del buque.

La documentación de contrato debe contener información detallada, clara y concisa, ya que va a ser la base que determine el coste de construcción del buque.

2.4 Diseño detallado y construcción del buque

En esta fase se realizan los planos de construcción y el resto de documentación que deberán ser aprobados por el Armador, así como la aprobación de la misma por parte de la Sociedad de Clasificación correspondiente (u otras entidades reguladoras).

Se elaboran planos detallados y otro tipo de documentos necesarios para apoyar el proceso constructivo, así como documentación y manuales para el uso y mantenimiento de equipos y sistemas. El objetivo es que toda esta documentación sirva de soporte técnico al contrato de construcción del buque.

Además, en esta fase se elabora toda la información necesaria para fabricar, montar y probar todos los elementos del buque.



2.5 Principios básicos

El buque actúa sobre muchos sistemas exteriores a él, como el medio en el que flota, el sistema de transporte al que pertenece, el negocio en el que se integra, etc. Y sobre todos ellos hay intereses múltiples afectados por la seguridad con que cumpla sus fines. De ahí que sean muchos los condicionantes que se le imponen y muy distintas las entidades interesadas en vigilarlo.

- El proyecto debe satisfacer todos los requisitos especificados por el armador.
- El buque debe cumplir todos los requerimientos legales aplicables, que incluyen convenios internacionales y legislación nacional que tratan del diseño, estructura, equipos, propulsión, habitabilidad,... Asimismo, se deben cumplir otros requisitos definidos por las costumbres de la mar, cuya inobservancia puede resultar negativa para el rendimiento de la tripulación.
- Se debe considerar prioritario que cada función se realice en el barco de la manera más eficiente posible. Para ello se elegirá una adecuada situación y espacio adecuado para todos los servicios, de manera que la maniobra sea segura y eficiente en todas las condiciones de navegación.
- Debe ser un objetivo prioritario la minimización del coste, tanto inicial como de funcionamiento.
- Se ha de considerar en todo momento el impacto de las decisiones técnicas en la actuación de la futura tripulación.
- No deben existir espacios inútiles. Además, todas las partes del buque deben ser accesibles para los trabajos de mantenimiento.
- La preocupación de la sociedad actual en los aspectos medioambientales, se está viendo cada vez más reflejada en la legislación actual. Además del cumplimiento de la legislación, se debe buscar la reducción del impacto ambiental, en la construcción y operación, así como las posibilidades de reciclaje al final de la vida útil.



2.6 Características del buque

Antes de abordar el siguiente capítulo y comenzar el estudio es conveniente exponer las características principales del buque, impuestas por el Armador, que servirán para desarrollar esta fase preliminar.

Tipo de Buque	<ul style="list-style-type: none">- Petrolero Aframax de doble casco.- Motor diesel lento.
Disposición general	<ul style="list-style-type: none">- Doble casco para la protección de toda el área de los tanques de carga.- 12 tanques de carga.- 2 tanques <i>slop</i> (decantación).- 4 tanques de lastre segregados.- Sala de bombas a popa de la zona de carga.- La cámara de máquinas y acomodación ubicada a popa.
Dimensiones Principales	<ul style="list-style-type: none">- Eslora total..... 243,00 m- Eslora entre perpendiculares..... 233,00 m- Manga de trazado..... 42,00 m- Puntal de trazado..... 21,60 m- Calado de diseño..... 14,70 m
Peso Muerto	<ul style="list-style-type: none">- Para el calado de diseño..... 105.000 Tm** Para densidad del agua de 1,025 t/m³
Capacidades	<ul style="list-style-type: none">- Tanques de carga (inc. slops)..... 125.000 m³- Tanques de lastre segregados..... 40.500 m³- Fuel oil pesado..... 5.000 m³- Diesel oil..... 175 m³- Agua dulce..... 500 m³- Aceite de lubricación..... 70 m³
Propulsión y velocidad	<ul style="list-style-type: none">- Motor diesel lento directamente acoplado a la línea de ejes.- Hélice de paso fijo.- Margen de mar..... 15%- Margen de motor..... 85%- Velocidad (al calado de diseño)..... 14 nudos
Clasificación	<ul style="list-style-type: none">- International Classification Society.- Casco y maquinaria de primeras marcas.

Tabla 1. Características principales del buque.

Fuente: Creación propia a partir de las especificaciones de proyecto.



3 POTENCIA PROPULSORA

3.1 Introducción

El problema fundamental de la propulsión es encontrar un empuje con el que se pueda vencer la resistencia al avance, R_T , que es la que el buque encuentra cuando se mueve a través del agua.

Una vez calculada la resistencia al avance, si se multiplica esta por la velocidad del buque se obtiene el valor de la potencia efectiva, P_E .

Conociendo la potencia efectiva se obtiene la potencia propulsora por medio de coeficientes propulsivos, que se definen más adelante.

Estos cálculos se realizan, básicamente, en aguas tranquilas, considerándose el estado del mar por medio de un incremento porcentual de las necesidades de potencia.

3.2 Cálculo de la resistencia al avance y de la potencia efectiva

El buque, como cualquier otro cuerpo total o parcialmente sumergido en un fluido en el que avanza a una cierta velocidad, encuentra una resistencia que es función de numerosas variables: la velocidad de avance, el desplazamiento, la forma del casco, la densidad y viscosidad del fluido, la calidad de la superficie del casco, etc. Esta resistencia es una fuerza que se opone al avance del buque, trabajando contra su propulsión, por tanto, el cálculo de esta resistencia juega un papel significativo en la selección de la hélice y del motor propulsor.

La resistencia total al avance, R_T , está compuesta por muchas fuentes de resistencia, que pueden agruparse en tres grupos:

- Resistencia Viscosa, R_V
- Resistencia Residual, R_R
- Resistencia del aire, R_A

Las resistencias viscosa y residual dependen de la parte del buque bajo la flotación, mientras que la resistencia del aire depende de cuanto del buque esté sobre la flotación.



Para la determinación de estas componentes, a lo largo de la historia se han desarrollado diferentes técnicas, cada una de las cuales fracciona la resistencia total en componentes, que se pueden calcular por separado. Generalmente los cálculos se realizan de manera adimensional, por lo que trataremos con coeficientes que se refieren a la resistencia. La aparición de estos coeficientes se debe a que la resolución del problema es demasiado complejo, desde el punto de vista teórico, como para ser traducido en fórmulas matemáticas sencillas.

Resistencia Viscosa, R_V

La resistencia viscosa, R_V , se puede descomponer a su vez en dos partidas: la *resistencia por fricción* y la *resistencia de presión por fricción*.

La primera de ellas se produce por la fricción directa entre el agua y el casco. Como es sabido, el agua no se desliza sobre el casco, sino que una delgada lámina de agua permanece pegada a la obra viva. Junto a esta lámina podemos imaginar otra que es arrastrada por la primera, pero que por efectos de la viscosidad del fluido no es solidaria a aquella, sino que avanza a una velocidad ligeramente menor. Así, a medida que nos alejamos del buque, nos encontramos con láminas de agua cada vez menos influidas por el avance del buque, hasta que a una cierta distancia del casco, el agua no es influida por el movimiento de la embarcación.

La resistencia por fricción es la componente más importante de la resistencia al avance para buques de baja velocidad, oscilando entre el 79-90% de la resistencia total. Para buques de alta velocidad, la resistencia por fricción también representa una parte considerable, aunque suele ser algo menor del 40%. Con el paso del tiempo, estos valores pueden llegar a ser mayores debido al incremento de la rugosidad de la superficie casco.

Existen fórmulas experimentales para el cálculo de la resistencia por fricción, R_F , obtenidas para placas planas y otros cuerpos geométricos simples, que pueden ser de utilidad.

Fuerza de referencia:
$$K = \frac{1}{2} \times \rho \times V^2 \times A_S$$

Resistencia por fricción:
$$R_F = C_F \times K$$



Donde C_F es el coeficiente adimensional de fricción, basado en muchas pruebas experimentales en canales de ensayo y con la ayuda de parámetros adimensionales del casco, y K la fuerza que la presión dinámica del agua ejerce con la velocidad V del buque en una superficie igual a la superficie mojada del buque A_S , basado en la ley de Bernoulli.

La resistencia de presión por fricción se debe a un desequilibrio en las fuerzas de presión sobre el casco que se produce por fenómenos viscosos. Un diseño adecuado de las líneas de agua del casco puede reducir apreciablemente esta componente de la resistencia.

Es evidente que dado que la resistencia viscosa actúa en la superficie del casco, la reducción de superficie mojada redundará en una disminución de esta componente de la resistencia.

Resistencia Residual, R_R

La resistencia residual comprende la energía por formación de olas y la resistencia de los apéndices.

Resistencia por formación de olas, R_W . - Es la segunda componente más importante de la resistencia al avance. El desplazamiento de la carena a través del agua, crea una perturbación de presiones a lo largo de toda la eslora del buque, con zonas de altas presiones en los extremos de proa y popa y de bajas presiones en la parte central del buque. Este campo de presiones que afecta al contorno del buque, origina sistemas de olas perfectamente definidas. De esta manera, podemos definir la resistencia por formación de olas como la energía disipada por el buque y que hay que suministrar continuamente al sistema de olas creado en la superficie del agua, siendo por tanto la energía gastada en acelerar las partículas de agua verticalmente contra la fuerza de la gravedad.

A bajas velocidades las olas generadas por el buque son de muy pequeña amplitud lo que implica que casi toda la resistencia es de carácter viscoso (resistencia por fricción). Al aumentar la velocidad el patrón de olas cambia, se altera la longitud de la onda y su altura, incrementando la resistencia residual. La resistencia por formación de



olas es, a bajas velocidades, proporcional al cuadrado de la velocidad, pero aumenta mucho más deprisa a altas velocidades.

Resistencia de los apéndices, R_{APP} .- Está relacionada con las pérdidas causadas por la separación del flujo que crean los apéndices (tales como timón, arbotantes, aletas estabilizadoras, quillas de balance, etc.), particularmente en el extremo de popa del buque.

La resistencia residual representa normalmente del 8 al 25% de la resistencia total para buques de baja velocidad, y hasta un 40-60% en buques rápidos. Al igual que la resistencia por fricción, existen fórmulas experimentales para el cálculo de la resistencia residual, R_R .

$$\text{Resistencia residual: } R_R = C_R \times K$$

Siendo C_R el coeficiente adimensional de resistencia residual específica.

Resistencia aérea, R_A

Toda superficie del buque que se encuentra sobre la flotación está expuesta a la resistencia del aire. En aguas tranquilas, esta resistencia es, en principio, proporcional al cuadrado de la velocidad del buque, y a la sección transversal del buque sobre la flotación.

La resistencia del aire es aproximadamente el 2% de la resistencia total al avance, con excepción de buques porta contenedores, que con viento de proa, la resistencia del aire puede ser hasta el 10% de la resistencia total.

El cálculo de la resistencia aérea puede, de igual forma que las anteriores, expresarse como $R_A = C_A \times K$, aunque también puede expresarse como el 90% de la presión dinámica del aire con una velocidad V , de forma que

$$K = 0,9 \times \frac{1}{2} \times \rho_{air} \times V^2 \times A_{air}$$

Donde, ρ_{air} es la densidad del aire, y A_{air} la sección transversal del buque sobre la flotación.



Resistencia total, R_T

La resistencia total del buque, también conocida como de remolque, R_T , es la suma de las resistencias de fricción, residual y del aire.

$$R_T = R_V + R_R + R_A$$

La potencia efectiva (de remolque) correspondiente, P_E , necesaria para mover el buque a través del agua, es decir para remolcar el buque a la velocidad V , será:

$$P_E = R_T \times V$$

La potencia entregada a la hélice, para mover el buque a la velocidad V es, sin embargo, algo mayor. Esto se debe, en particular, a las condiciones de flujo alrededor de la hélice y al rendimiento de la hélice en sí misma.

Determinación de la resistencia al avance en Canales de Experimentación

La resistencia al avance puede ser determinada mediante ensayos experimentales de canal. El ingeniero inglés William Froude, en la segunda mitad del siglo pasado, inició el estudio de la teoría de los modelos, echando así las bases de una nueva ciencia que ha progresado enormemente desde entonces y que constituye el medio universal de determinar la potencia del buque con exactitud.

La experimentación en hidrodinámica del buque consiste en construir un modelo de la carena y de su hélice a escala reducida, ponerlo a flote en una piscina (que por su forma especial se denomina usualmente “canal”) y hacer que se mueva, bien remolcado o bien autopulsado. Durante estas pruebas se toman una serie de mediciones de diversas magnitudes físicas (resistencia al avance, par y empuje de la hélice, revoluciones de la misma, velocidades, etc.) mediante equipos de medida de alta precisión. De esta forma puede conocerse, con elevada exactitud, el comportamiento hidrodinámico del modelo.

Hacer repetidas pruebas a diferentes velocidades es extremadamente caro, por lo que solo excepcionalmente se realizan estos ensayos de remolque en Canales de Experimentación durante el desarrollo del proyecto básico sino en etapas posteriores, utilizándose otros procedimientos para el cálculo de la resistencia al avance.



Únicamente se ensayan en etapas tan tempranas los buques prototipos de una serie o los buques muy complicados desde el punto de vista hidrodinámico.

Series sistemáticas de modelos

Como durante las etapas preliminares del proyecto es necesario estimar rápida y exactamente la potencia propulsiva, el ingeniero naval debe disponer de métodos que le permitan tal estimación sin recurrir en cada caso a la prueba del modelo particular, que como se ha dicho anteriormente, requiere cierto tiempo y gastos a fin de preparar el modelo y probarlo.

Cuando se han establecido valores aproximados para la carga útil, la velocidad sostenida en el mar y las principales dimensiones, se puede obtener una estimación razonable de la resistencia utilizando tablas y gráficos que traducen los resultados de pruebas de series de modelos variables en proporciones y a distintas velocidades, que cubren toda una gama de carenas. El proyectista se limita entonces a interpolar su carena entre dos parecidas de las tablas o gráficos y obtener de ellas los datos que le permitan calcular la potencia propulsiva. Hay varias de estas series, llamadas *series sistemáticas de modelos*, y constantemente se enriquecen las mismas con nuevas pruebas, que se realizan en las más importantes piletas del mundo. Hay dos series de ensayos sistemáticos principales: *Series Standard de Taylor* y *Series 60*.

Métodos estadísticos para la estimación de la resistencia al avance.

El método de Holtrop y Mennen

Aunque el sistema de las series estándar de datos para estimar la resistencia a la marcha es muy útil, implica una labor tediosa y un trabajo considerable, por lo que, si la precisión de la estimación es menos importante que la rapidez, se suelen utilizar métodos estadísticos. Estos métodos se basan en análisis de regresión sobre ensayos de modelos y mediciones de velocidad en barcos reales. La gran ventaja de estos métodos es su sencillez, pues permiten evaluar la resistencia al avance mediante la aplicación de unas fórmulas muy sencillas. Por este motivo, se utilizará en este proyecto uno de estos métodos para el cálculo de la resistencia al avance. Existen varios de estos métodos publicados, pero se utilizará el método de *Holtrop y Mennen* para el cálculo de la resistencia al avance, ya que puede considerarse hoy en día, como el más general de cuantos existen en la actualidad.



El estudio comenzado por J.Holtrop en 1974 tenía como objetivo desarrollar una descripción numérica de la resistencia al avance. En 1978 se unió al estudio G.G.J.Mennen, siendo ambos los que desarrollaron el modelo matemático utilizado en este proyecto para el cálculo de la resistencia al avance del buque.

Existen empresas y canales de experiencias que han implementado en programas informáticos el algoritmo de cálculo del método, facilitando la realización de los mismos, evitando así los posibles errores que se pueden producir al hacer los cálculos de forma manual. En el presente proyecto se ha utilizado el programa “MIOR1”, desarrollado por la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales.

Para el cálculo de la resistencia al avance, con la ayuda del programa “MIOR1”, se requiere una serie de datos de entrada referentes a la carena del buque, los cuales se enumeran en la *Tabla 2*.

Dato de entrada	Símbolo	Valor	Unidad
Eslora entre perpendiculares	Lpp	233,00	m
Eslora en la flotación	LwL	235,33	m
Manga de trazado	B	42,00	m
Volumen de desplazamiento	∇	114.976	m ³
Calado de diseño	T	14,70	m
Coefficiente de la Maestra	CM	0,99746	-
Posición longitudinal del Centro de Carena	LCB	3,5	%
Velocidad de diseño	V	14	Nudos
Factor de resistencia de apéndices	1+K ₂	1.5	-
Superficie mojada de apéndices	SAPP	215,83	m ²
Área mojada transversal espejo de Popa	A _{ESP}	9,3	m ²

*Tabla 2. Datos de entrada del programa MIOR1 para el cálculo de la potencia efectiva.
Fuente: Creación propia a partir de las especificaciones de proyecto.*



Una vez ejecutado el programa con los datos de entrada de la *Tabla 2*, obtenemos los valores de resistencia al avance y potencia efectiva para diferentes velocidades, en este caso se han seleccionado intervalos de $\frac{1}{2}$ nudo entre las velocidades de 8 a 16 nudos.

V	R _V	R _W	R _R	R _T	EHP
8	283,00	0,02	11,86	294,87	1.651
8,5	317,39	0,05	12,73	330,69	1.964
9	353,64	0,13	13,55	367,31	2.314
9,5	391,74	0,30	14,29	406,32	2.702
10	431,68	0,64	14,94	447,25	3.130
10,5	473,46	1,27	15,49	490,21	3.603
11	517,06	2,40	15,92	535,38	4.122
11,5	562,48	4,29	16,23	583,00	4.693
12	609,71	7,33	16,40	633,43	5.320
12,5	658,74	12,01	16,41	687,17	6.012
13	709,57	18,99	16,27	744,83	6.777
13,5	762,19	29,08	15,94	807,20	7.627
14	816,59	43,24	15,42	875,26	8.577
14,5	872,78	62,66	14,69	950,13	9.643
15	930,73	88,69	14,36	1.033,71	10.853
15,5	990,45	122,87	15,27	1.128,59	12.244
16	1.051,93	166,97	16,21	1.235,10	13.832

Tabla 3. Resistencias y Potencia efectiva. Datos de salida del programa MIOR1.

Fuente: Creación propia a partir de los datos del programa MIOR1.

Donde:

- V es la velocidad de diseño.
- R_V es la resistencia viscosa, en KN.
- R_W es la resistencia por formación de olas, en KN.
- R_R es la resistencia de los apéndices y de presión, en KN.
- R_T es la resistencia total al avance, en KN.
- EHP es la potencia efectiva o de remolque, en CV.

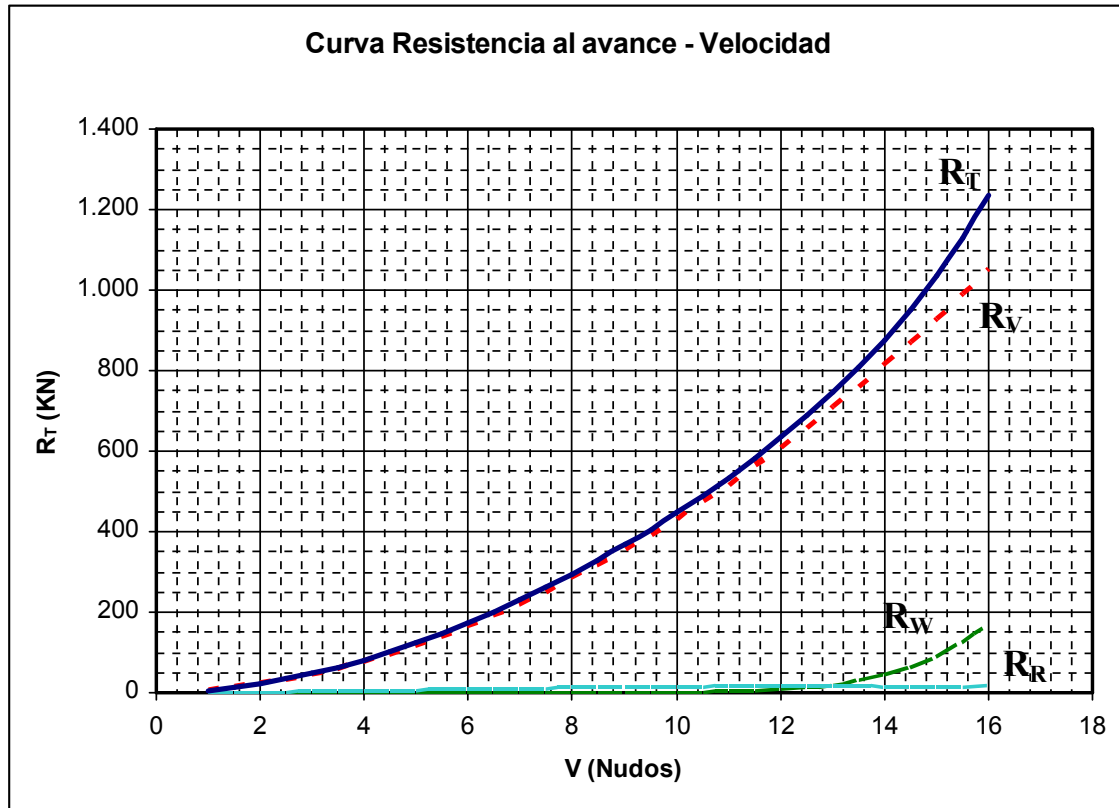


Figura 1. Curva Resistencia al avance – Velocidad.

Fuente: Creación propia a partir de los datos de salida del programa MIOR1.

En el gráfico de la *Figura 1* se ha representado la resistencia total al avance, y cada una de sus componentes, en función de la velocidad. Como se ha dicho anteriormente, se observa que la resistencia viscosa representa la mayor parte de la resistencia total. A la velocidad de diseño de este proyecto, 14 nudos, la resistencia viscosa supone el 95% de la resistencia al avance.

En general, todas las resistencias son proporcionales al cuadrado de la velocidad del buque, pero para altas velocidades la resistencia por formación de olas aumenta mucho más rápidamente. Se puede observar, en la *Figura 1*, que a partir de 14 nudos, la resistencia por formación de olas aumenta mucho más rápidamente.

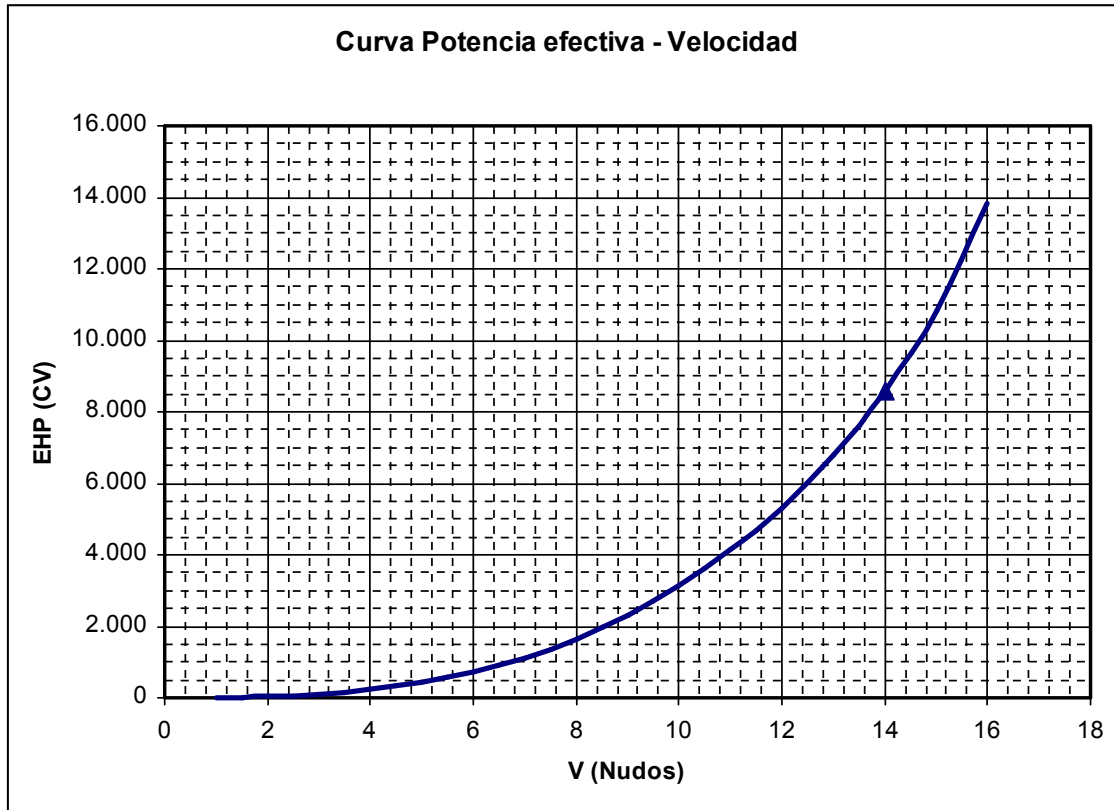


Figura 2. Curva Potencia efectiva – Velocidad.

Fuente: Creación propia a partir de los datos de salida del programa MIORI.

En el gráfico de la *Figura 2*, se muestra la potencia efectiva EHP necesaria para mover al buque a una determinada velocidad. El hecho observado en la *Figura 1*, en la que la resistencia por formación de olas aumenta mucho más rápidamente a partir de 14 nudos, también se aprecia en la curva potencia efectiva-velocidad. A partir de esta velocidad, un incremento adicional de la potencia de propulsión resulta un aumento menor de la velocidad del buque, por cuanto la potencia extra se convierte en energía de olas.

3.3 Potencia al freno. La hélice

La potencia efectiva, que se calcula como se ha dicho en los apartados anteriores, es función exclusivamente de la velocidad deseada y de la carena. Para obtener la potencia a instalar o potencia al freno, se ha de tener en cuenta la interacción entre la hélice y la carena. El paso de una potencia a otra se realiza por medio de los coeficientes o rendimientos, que se detallan a continuación.



3.3.1 Coeficientes propulsivos

Este apartado pretende simplemente definir los coeficientes que dependen de las condiciones de flujo alrededor de la hélice, y que van a utilizarse más adelante para el cálculo de rendimientos.

Coeficiente de fracción de estela, w .

El coeficiente de fracción de estela valora la influencia de la pérdida de velocidad del agua que recibe la hélice debido a la presencia del casco del buque por delante.

Si el agua de mar fuera un fluido perfecto con viscosidad cero, y si el casco del barco fuera perfectamente liso, no habría resistencia de fricción. El flujo de agua fluiría sin problemas en todo el casco. Sin embargo, el agua de mar es un verdadero fluido con viscosidad finita, y ningún casco es perfectamente liso. Esto se traduce en un casco "arrastrando" una capa de agua adyacente. Esta capa de agua alrededor del casco se conoce como campana de fricción o capa límite.

En esta campana de fricción la velocidad del agua en la superficie del casco es igual a la del buque, pero se reduce según se separa de ella. A cierta distancia del casco la velocidad del agua será cero.

El espesor de la campana de fricción aumenta con la distancia al extremo de proa del buque, siendo más ancha en el extremo de popa del casco, y este espesor es prácticamente proporcional a la eslora del buque. Esto significa que habrá una cierta *velocidad de estela* causada por la fricción a lo largo de los costados del buque. Todo ello implica que la hélice detrás del casco estará trabajando en un campo de estelas.

Por tanto, y principalmente debido a la estela causada por la fricción, el agua en la hélice tendrá una velocidad efectiva de estela V_w que tiene la misma dirección que la velocidad del buque V , ver *Figura 3*.



Velocities

- Ship's speed : V
- Arriving water velocity to propeller. : V_A
(Speed of advance of propeller)
- Effective wake velocity. : $V_W = V - V_A$
- Wake fraction coefficient. : $w = \frac{V - V_A}{V}$

Forces

- Towing resistance. : R_T
- Thrust force : T
- Thrust deduction fraction : $F = \frac{T - R_T}{T}$
- Thrust deduction coefficient : $t = \frac{T - R_T}{T}$

Power

- Effective (Towing) power. : $P_E = R_T \times V$
- Thrust power delivered by the propeller to water : $P_T = P_E / \eta_H$
- Power delivered to propeller. : $P_D = P_T / \eta_B$
- Brake power of main engine : $P_B = P_D / \eta_S$

Efficiencies

- Hull efficiency. : $\eta_H = \frac{1 - t}{1 - w}$
- Relative rotative efficiency : η_R
- Propeller efficiency - open water : η_0
- Propeller efficiency - behind hull : $\eta_B = \eta_0 \times \eta_R$
- Propulsive efficiency : $\eta_D = \eta_H \times \eta_B$
- Shaft efficiency : η_S
- Total efficiency. : η_T

$$\eta_T = \frac{P_E}{P_B} = \frac{P_E}{P_T} \times \frac{P_T}{P_D} \times \frac{P_D}{P_B} = \eta_H \times \eta_B \times \eta_S = \eta_H \times \eta_0 \times \eta_R \times \eta_S$$

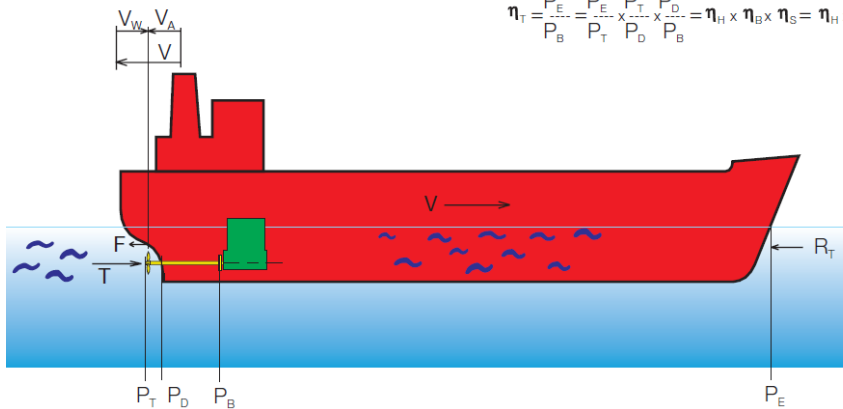


Figura 3. La propulsión de un buque.

Fuente: “Basic Principles of Ship Propulsion” - MAN Diesel & Turbo.

La velocidad efectiva de estela en la hélice es así igual a $V_W = V - V_A$, y se puede expresar de forma adimensional por medio del “coeficiente de fracción de estela”, w . El coeficiente de fracción de estela usado normalmente es el definido por Taylor como:

$$w = \frac{V_W}{V} = \frac{V - V_A}{V} \quad \text{y tendremos} \quad \frac{V_A}{V} = (1 - w)$$

Donde V_W es la velocidad efectiva de estela en la hélice, y V_A la velocidad de llegada del agua a la hélice (igual a la velocidad de avance de la hélice).

El coeficiente de fracción de estela depende en gran medida de las formas del casco, pero también de la situación y tamaño de la hélice, y tiene una gran influencia en el rendimiento de la hélice. A continuación se enumeran algunos de los factores que influyen en el coeficiente de fracción de estela.



- El coeficiente de fracción de estela aumenta cuando el casco se ensucia.
- La relación entre el diámetro de la hélice, d , y la eslora del buque en la flotación, L_{WL} . Cuanto mayor sea la relación, d/L_{WL} , más bajo será w .
- El valor del coeficiente de fracción de estela depende en gran medida de la forma del casco, pero también de la situación y tamaño de la hélice.
- Cuanto mayor sea el coeficiente de bloque, mayor es el coeficiente de fracción de estela.

Para buques con una hélice, como es el caso que nos ocupa, el coeficiente de fracción de estela estará normalmente entre 0,20 y 0,45, correspondiendo a una velocidad de flujo a la hélice, V_A , de 0,80 a 0,55 de la velocidad del buque, V .

Coefficiente de deducción de empuje, t .

Cuando un casco es remolcado, hay una zona de alta presión sobre la popa, que tiene un componente hacia adelante reduciendo la resistencia total al avance. Sin embargo, con un casco autopropulsado esta presión sobre la popa disminuye por la acción de la hélice, que acelera el flujo de agua a través de ella. Esta disminución de la presión sobre la popa, incrementa la resistencia total y, por tanto, el empuje necesario para propulsar el buque. Por consiguiente, hay un aumento de la resistencia debido a la presencia del propulsor.

Si R_T es la resistencia total al avance, y T el empuje, podemos escribir para la misma velocidad del buque:

$$R = (1 - t) T \quad \text{ó} \quad \frac{R_T}{T} = (1 - t)$$

Donde “ t ” se conoce como “*coeficiente de deducción de empuje*”.

El coeficiente de deducción de empuje se puede determinar usando modelos de cálculo establecidos en base a las investigaciones efectuadas en diferentes prototipos.



En general, el valor del coeficiente de deducción de empuje aumenta cuando lo hace el coeficiente de fracción de estela. La forma del casco puede tener una influencia significativa sobre este coeficiente.

El valor de este coeficiente para buques de una sola hélice está, normalmente, entre 0,12 y 0,30, aumentando este coeficiente en buques con un gran coeficiente de bloque.

3.3.2 Rendimiento del casco, η_H

El rendimiento del casco, η_H , nos da una idea de la influencia del casco en el flujo hacia la hélice, perturbando la entrada de agua al propulsor. Se define como la relación entre la potencia efectiva (de remolque), P_E , requerida por el casco y la potencia de empuje, P_T , que la hélice entrega al agua. Se verifica que es igual a:

$$\eta_H = \frac{P_E}{P_T} = \frac{R_T \times V}{T \times V_A} = \frac{\frac{R_T}{V}}{\frac{T}{V_A}} = \frac{1-t}{1-w}$$
$$\eta_H = \frac{1-t}{1-w}$$

Donde,

- V_A , es la velocidad de llegada del agua a la hélice (igual a la velocidad de avance de la hélice)
- w , es el coeficiente de fracción de estela
- t , el coeficiente de deducción de empuje

Para un buque de una sola hélice, el rendimiento del casco está, usualmente, en el rango de 1,1 a 1,4, siendo el valor mayor para buques con coeficiente de bloque altos.

3.3.3 Rendimiento de la hélice en aguas libres, η_O

El rendimiento de la hélice, η_O , se refiere al trabajo de la hélice en aguas abiertas, es decir, cuando trabaja en un campo de estela homogéneo, sin el casco del buque por delante.



Depende, especialmente, de la velocidad de avance, V_A , del empuje, T , del régimen de revoluciones, n , del diámetro, d , y además del diseño de la hélice (número de palas, la relación área/disco, y la relación paso/diámetro).

Puede variar entre, aprox. 0,35 y 0,75, correspondiendo el mayor valor a hélices con una velocidad de avance, V_A , alta.

La *Figura 4* muestra el rendimiento, η_0 , de la hélice en función de la velocidad de avance, V_A , dada ésta de forma adimensional como

$$J = \frac{V_A}{n \times d}$$

Donde J es el grado de avance de la hélice, V_A su velocidad de avance, n sus revoluciones por segundo, y d su diámetro.

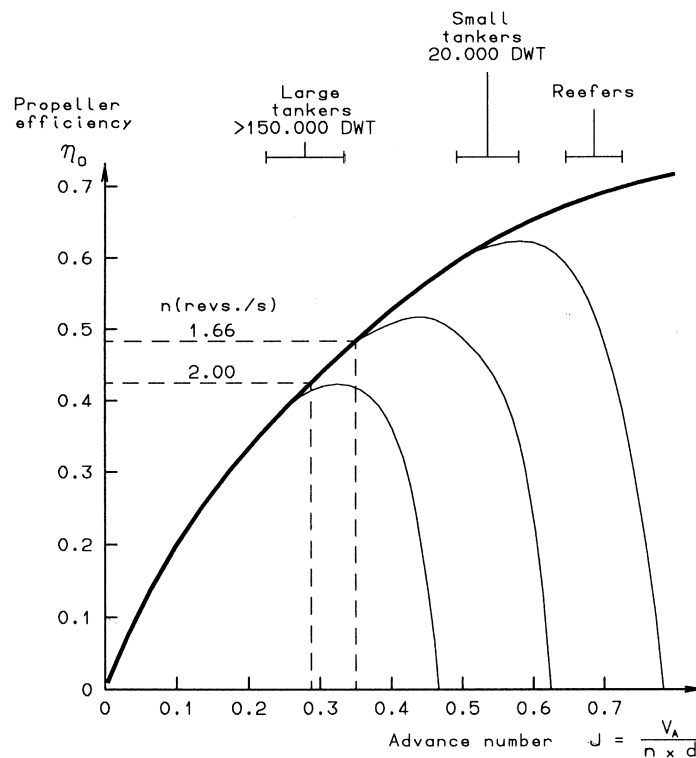


Figura 4. Rendimiento de la hélice en aguas libres en función del grado de avance.

Fuente: Apuntes de clase de la asignatura "Proyectos de propulsión y servicios".



Se puede determinar el rendimiento en aguas libres de una hélice determinada mediante el Ensayo del Propulsor Aislado en un canal de experiencias. Para ello se remolca la hélice a una gama de velocidades, montada en un eje acoplado a una barquilla. Por medio de un motor eléctrico se entrega un par a la hélice, que le harán girar a unas revoluciones y entregar un empuje. Estos tres parámetros son medidos para cada velocidad.

3.3.4 Rendimiento rotativo relativo, η_R

Este coeficiente valora la variación entre la potencia que absorbe la hélice por el hecho de estar colocada en el buque y la que absorbe en el ensayo de aguas libres, a las mismas revoluciones y ofreciendo un mismo empuje.

Esto es consecuencia de que el agua no fluye a ángulos rectos hacia el área del disco de la hélice, sino como una especie de flujo rotacional. Para buques de una sola hélice, la rotación del agua tiene un efecto beneficioso, estando el rendimiento rotativo relativo normalmente alrededor de 1,0 a 1,07. No ocurre así en buques de dos hélices y popa convencional, que es del orden de 0,98.

3.3.5 Rendimiento de la hélice trabajando detrás del casco, η_B

Es la relación entre la potencia de empuje, P_T , que la hélice entrega al agua, y la potencia que es entregada a la hélice, P_D .

$$\eta_B = \frac{P_T}{P_D} = \eta_O \times \eta_R$$

3.3.6 Rendimiento propulsivo, η_D

La potencia que es necesario entregar a la hélice para alcanzar la potencia efectiva (de remolque), P_E , es llamada potencia entregada, P_D , y la relación entre la potencia efectiva y la potencia entregada se conoce como rendimiento propulsivo, η_D .

$$\eta_D = \frac{P_E}{P_D}$$



Multiplicando ambos términos de esta relación por la potencia de empuje, P_T , podemos expresar el rendimiento propulsivo en función de otros rendimientos.

$$\eta_D = \frac{P_E}{P_D} = \frac{P_E \times P_T}{P_D \times P_T} = \frac{P_E}{P_T} \times \frac{P_T}{P_D} = \eta_H \times \eta_B = \eta_H \times \eta_O \times \eta_R$$

Como se puede ver, el rendimiento propulsivo, η_D , es igual al producto de:

- Rendimiento del casco (η_H), dependiente del coeficiente de fracción de estela, w , y del coeficiente de deducción de empuje, t , (aproximadamente entre 1,1 y 1,4).
- Rendimiento de la hélice en aguas libres (η_O), dependiente de la velocidad de avance, V_A , del empuje, T , del régimen de revoluciones, n , del diámetro, d , y además del diseño de la hélice (aproximadamente entre 0,35 y 0,75).
- Rendimiento rotativo relativo (η_R), dependiente del rendimiento de la hélice trabajando detrás del casco y del rendimiento de la hélice en aguas libres (aproximadamente entre 1,0 y 1,07).

Todo lo anterior nos puede hacer pensar que, dotando al buque de formas con un bajo coeficiente de fracción de estela, w , y por tanto un alto rendimiento del casco, η_H , también obtendremos un alto rendimiento propulsivo, η_D .

Sin embargo, el aumento del coeficiente de fracción de estela, w , reduce el rendimiento de la hélice en aguas libres, η_O , ya este rendimiento depende principalmente de la velocidad de avance, V_A , *Figura 4*, y esta a su vez disminuye según aumenta w . El rendimiento propulsivo, η_D , generalmente no mejorará con el aumento de w , obteniéndose con frecuencia el efecto contrario.

Generalmente el mejor rendimiento propulsivo se consigue cuando el propulsor trabaja en un campo de estela uniforme.

3.3.7 Rendimiento de la línea de ejes, η_S

La potencia al freno, P_B , entregada por el motor principal es transmitida a través de la línea de ejes a la brida de la hélice. Todos los consumidores en la línea de ejes



deben contabilizarse como pérdidas mecánicas. Las pérdidas principales pueden tener lugar en los cojinetes de los ejes, en la reductora, si se instala, y en cuantas bombas sean accionadas. En el caso de que se acoplen bombas a la línea de ejes, estas serán el origen de la mayor parte de las pérdidas.

El rendimiento de la línea de ejes, η_S , es igual a la relación entre la potencia entregada a la hélice, P_D , y la potencia al freno, P_B .

$$\eta_S = \frac{P_D}{P_B}$$

El rendimiento de la línea de ejes depende de la alineación y lubricación de los cojinetes de los ejes y de la reductora, y su valor está normalmente alrededor de 0,985, aunque puede variar entre 0,96 y 0,995.

3.3.8 Rendimiento total, η_T

El rendimiento total, η_T , es igual a la relación entre la potencia efectiva (de remolque), P_E , y la potencia al freno necesaria, P_B , entregada por el motor principal.

Este rendimiento nos da idea de la eficacia propulsiva del proyecto, y se compone de cuatro factores, el rendimiento del casco (η_H), el rendimiento de la hélice en aguas libres (η_O), el rendimiento rotativo relativo (η_R), y el rendimiento mecánico de la línea de ejes (η_S). Puede expresarse como:

$$\eta_T = \frac{P_E}{P_B} = \frac{P_E \times P_D}{P_D \times P_B} = \eta_D \times \eta_S = \eta_H \times \eta_O \times \eta_R \times \eta_S$$

3.3.9 Selección del propulsor

En la especificación del proyecto se indica que el buque debe estar propulsado por una hélice de paso fijo, la cual debe estar acoplada directamente al motor principal, esto significa que no hay reductores, y por tanto, el motor y la hélice giran a las mismas revoluciones.

El objetivo fundamental del proceso que se describe en este punto es la obtención de un propulsor óptimo, que necesite la menor potencia posible para dotar al buque de la



velocidad de servicio, 14 nudos, y que ha sido impuesta por la especificación del proyecto.

En el estudio de definición del propulsor han de tenerse en cuenta una serie de factores importantes que se describen a continuación.

Número de palas de la hélice

El número de palas es un factor importante que repercute en los fenómenos de cavitación, rendimiento y vibraciones en el eje y en el motor propulsor.

Las hélices se pueden fabricar de 2 a 6 palas. Para seleccionar el número de palas adecuado a este proyecto se ha de tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- A menor número de palas, mayor será el rendimiento de la hélice. Sin embargo, por razones de resistencia, las hélices que están sometidas a cargas elevadas no se pueden fabricar con 2 o 3 palas solamente.
- Las hélices de 2 palas se emplean solo en buques pequeños, empleándose 4, 5 o 6 palas en buques grandes.
- Los buques grandes suelen usar motores lentos de dos tiempos, que emplean hélices de 4 palas.
- Los buques con una necesidad grande de potencia y hélices muy cargadas, como los porta contenedores, pueden necesitar hélices de 5 a 6 palas.

Atendiendo a las consideraciones expuestas, se ha seleccionado una hélice de 4 palas.

Diámetro de la hélice, d

El objetivo que se persigue es ir a una solución de máximo diámetro posible, que es la que produce el máximo rendimiento propulsivo, η_D . Sin embargo, hay condiciones especiales a considerar. El tamaño de la hélice debe adaptarse al buque, por lo que este debe disponer de espacio suficiente para la hélice, incluyendo un huelgo suficiente entre la hélice y el casco.



Para petroleros, como es el caso de este proyecto, que navegan con frecuencia en condición de lastre, se requiere con frecuencia que la hélice esté completamente sumergida, estableciendo una cierta limitación al tamaño de la hélice.

Por razones de resistencia y de fabricación, el diámetro de la hélice no excede generalmente de 10,0 metros.

Coefficiente de área / disco, AE/AO

El coeficiente de área de disco define el área de la superficie desarrollada de la hélice en relación al área de su disco (círculo proyectado). Un factor de 0,55 se considera bastante bueno.

Este coeficiente en hélices tradicionales de 4 palas tiene poca trascendencia, por cuanto un valor alto solo lleva a una resistencia extra en la propia hélice y tiene poco efecto en el resultado final.

Relación paso/diámetro, p/d

La relación paso/diámetro, p/d , expresa la relación entre el paso de la hélice, p , y su diámetro, d . Para conseguir el mejor rendimiento propulsivo para un determinado diámetro de hélice, debe encontrarse una relación óptima paso/diámetro, que corresponderá a un régimen determinado de revoluciones por minuto. Si, por ejemplo, se desea un régimen menor de revoluciones, hay que aumentar la relación paso/diámetro y viceversa.

Para la selección de la hélice de palas fijas, en esta etapa del proyecto, se puede utilizar diagramas de series, que están basados en ensayos sistemáticos sobre modelos a escala, y cuyos datos pueden utilizarse con el objeto de seleccionar el diámetro de hélice máximo, que proporcione la inmersión adecuada al calado de operación, con amplios márgenes respecto al codaste y timón, y adaptado a la configuración de popa para minimizar las fuerzas de excitación. Las series más conocidas son las llamadas Series B o de Troost.



3.3.10 Predicción de la potencia al freno y características del propulsor

Para realizar una predicción de las características de la hélice a instalar, rendimientos y potencia al freno, utilizaremos el mismo programa (MIOR1) que nos sirvió para la predicción de la potencia de remolque. Para ello, es necesario introducir en el programa los datos de entrada indicados en la *Tabla 4*.

Dato de entrada	Valor	Unidad
Número de líneas de ejes	1	-
Velocidad de diseño	14	Nudos
Número de palas	4	-
Diámetro mínimo	8	m
Diámetro máximo	9	m
Nº revoluciones mínimo	75	rpm
Nº revoluciones máximo	85	rpm

Tabla 4. Datos de entrada del programa MIOR1 para el cálculo la potencia al freno.

Fuente: Creación propia a partir de los datos del programa MIOR1.

Al ejecutar el programa se obtienen los resultados mostrados en la *Tabla 5*:

#	d (m)	w	t	T (KN)	J	η_R	η_O	η_T	n (rpm)	BHP	AE/AO	p/d
1	9	0,3921	0,2027	1.097,7	0,3661	1,024	0,503	0,661	79,7	12.975	0,368	0,5065
2	9	0,3921	0,2027	1.097,7	0,3735	1,024	0,510	0,671	78,2	12.789	0,368	0,5211
3	9	0,3921	0,2027	1.097,7	0,3812	1,024	0,517	0,680	76,6	12.608	0,368	0,5373
4	9	0,3921	0,2027	1.097,7	0,3892	1,024	0,524	0,690	75,0	12.437	0,368	0,5543

Tabla 5. Potencia al freno. Datos de salida del programa MIOR1.

Fuente: Creación propia a partir de los datos del programa MIOR1.

En esta tabla se muestran los coeficientes y rendimientos anteriormente descritos, o en algunos casos, los datos necesarios para calcularlos, así como la potencia al freno.



Para la velocidad de servicio requerida, 14 nudos, el programa MIOR1 ha calculado 4 posibles soluciones con un diámetro de hélice máximo de 9 m, que es, a su vez, el que proporciona mayor rendimiento propulsivo y menor número de revoluciones por minuto. Entre estas cuatro posibilidades se elige la opción 4, de mayor rendimiento propulsivo, con una potencia al freno de 12.437 HP, y que corresponde a un régimen de 75 revoluciones por minuto. Las características del propulsor son las siguientes:

- Diámetro: 9 m
- Relación AE/AO: 0.368
- Relación p/d: 0.5543

Cabe recordar, que en esta etapa preliminar del proyecto, el tiempo disponible es pequeño, lo que obliga a realizar estimaciones. Afortunadamente, en la actualidad se disponen de programas informáticos, con los que se obtienen resultados bastante satisfactorios, y que ayudan a seleccionar el motor propulsor sin riesgo de que sea necesario, una vez obtenidos los resultados de los ensayos en canales de experimentación, cambiar el motor.

3.4 Selección del motor Diesel para la propulsión

El proceso de selección del motor se basa en la integración de diferentes factores, de forma que exista un compromiso entre los requisitos técnicos (comportamiento hidrodinámico, requerimientos del proyecto, la potencia prevista, las curvas características de los motores, aspectos de instalación, peso, etc.) y económicos (coste inicial, consumo relativo de combustible, costes de mantenimiento y repuestos, etc.).

Desde el punto de vista técnico, cualquier motor que cumpla con los requisitos será válido, siendo los aspectos económicos y las preferencias del constructor y/o armador las que determinen la decisión final.

3.4.1 Introducción. Funciones de potencia y escalas logarítmicas

Tanto las características de la hélice como las de la máquina que la mueve, están representadas por curvas en función de la potencia y las revoluciones por minuto.



Para el caso que nos ocupa, en el que se ha especificado como sistema propulsor el motor diesel, la potencia al freno efectiva, P_b , se puede expresar como una función de una constante por la presión media efectiva (mep), p_e , y la velocidad del motor (régimen de revoluciones), n , es decir:

$$P_b = C \times p_e \times n$$

Si además se considera la presión media efectiva como constante, la potencia es proporcional a la velocidad:

$$P_b = C_2 \times n \quad (\text{para mep constante})$$

La resistencia, R , a la propulsión es proporcional al cuadrado de la velocidad del buque, V :

$$R = C \times V^2, \text{ donde } C \text{ es constante}$$

La potencia necesaria para la propulsión, P , es así proporcional al cubo de la velocidad del buque, V .

$$P = R \times V \Rightarrow P = C \times V^3$$

Cuando el motor está acoplado a una hélice de paso fijo, la velocidad será proporcional al régimen de revoluciones, n , así que la potencia requerida, según la *ley de hélice* será:

$$P_b = C \times n^3 \quad (\text{Ley de hélice})$$

Por lo tanto, la potencia al freno, P_b , se puede expresar como una función exponencial de las revoluciones por minuto, n , elevada a la potencia i :

$$P_b = C \times n^i$$

Para simplificar el trazado de las líneas que representan la función anterior, se aplican logaritmos a su expresión, y su representación a escala logarítmica, ver *Figura 5*, serán líneas rectas de diferente pendiente,

$$\log(P_b) = i \times \log(n) + \log(C)$$

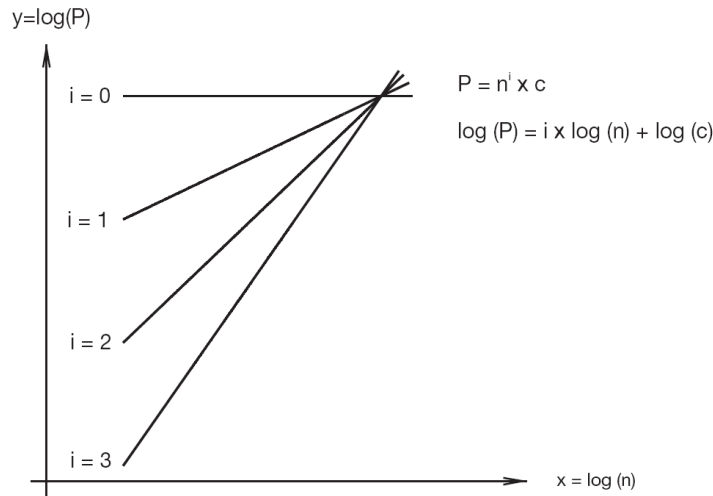


Figura 5. Curvas de potencia en escalas logarítmicas.

Fuente: “Máquinas para la propulsión de buques”. Enrique Casanova Rivas.

Resultando que las líneas correspondientes a la hélice serán rectas de pendiente 3, y las funciones para presión media efectiva, p_e , constante, serán rectas de pendiente unidad.

El uso de la escala logarítmica simplifica el trazado de los diagramas de carga y de las curvas de hélice, por lo que suele usarse para el estudio de los diagramas de carga y para el proceso de selección del motor más adecuado.

3.4.2 Puntos de funcionamiento de la hélice y del motor

3.4.2.1 Paralelogramo de diseño (Layout diagram)

Los puntos de funcionamiento de la hélice y del motor más significativos se determinan sobre el sistema de coordenadas (n, P_b) , en el que previamente se ha trazado el *paralelogramo de diseño* $L_1L_2L_3L_4$ (Figura 6). Estos puntos son los vértices que limitan la zona de selección de un motor determinado, dentro de cuya superficie existe completa libertad para seleccionar la combinación de la potencia y las rpm del motor que resulten óptimas.

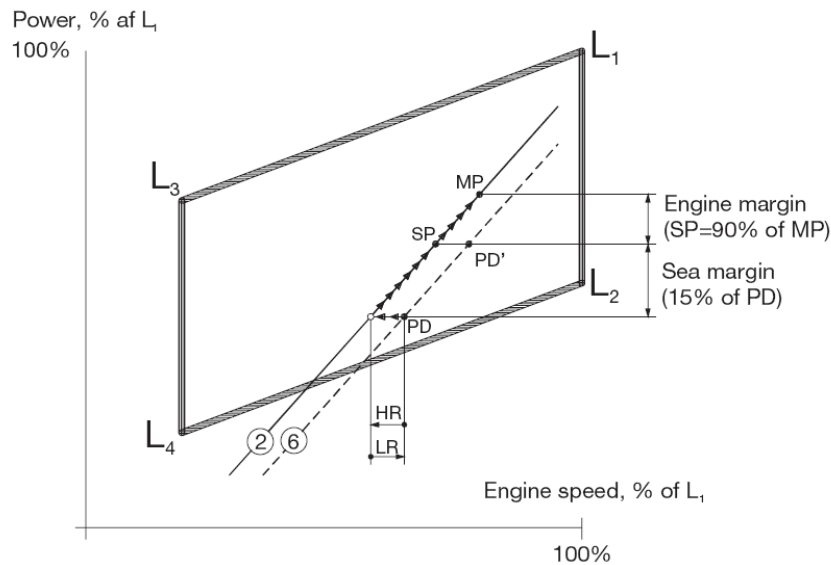
El paralelogramo de diseño está limitado:

- Por dos líneas de velocidad constante, la L_1L_2 (al 100% de las rpm nominales) y la L_3L_4 (al 85% de las rpm nominales).



- Por dos líneas de presión media efectiva (mep) constante, la L_1L_3 y la L_2L_4 , donde el punto L_1 corresponde con el régimen de potencia máxima continua del motor, y L_2 85% de la potencia especificada del motor.

La potencia máxima continua y las rpm nominales son las que normalmente aparecen en los catálogos editados por los fabricantes.



- ②: Curva de hélice pesada, casco sucio y mal tiempo
- ⑥: Curva de hélice ligera, casco limpio y buen tiempo
- MP : Punto potencia especificada MCR
- SP : Punto potencia de servicio
- PD : Punto de diseño de la hélice
- PD' : Punto alternativo de diseño de la hélice
- LR : Factor de ligereza
- HR : Funcionamiento pesado

Figura 6. Puntos de funcionamiento de la hélice y del motor.

Fuente: MAN Diesel and Turbo.



3.4.2.2 Punto de diseño de la hélice (PD)

Las estimaciones anteriores de potencia necesaria y velocidad de la hélice se han basado en cálculos teóricos, suponiendo unas condiciones óptimas de funcionamiento, es decir, con casco limpio (recién pintado) y mar en calma. La combinación de potencia al freno y velocidad calculadas se denomina “*Punto de Diseño de la hélice*” (PD) el cual está situado sobre la curva 6 de funcionamiento ligero de la hélice (*Figura 6*); dicha línea de comportamiento de la hélice con casco limpio y mar en calma, se puede también denominar como la del *buque en pruebas*. El punto de diseño calculado en este proyecto es:

- PD: 12.437 HP
- n: 75 rpm

3.4.2.3 Funcionamiento pesado (HR)

Después de un tiempo de navegación, tanto el casco del buque como su hélice tienen adheridos elementos extraños que incrementan la resistencia a la marcha del buque. Esto conlleva una reducción en la velocidad del buque, a menos que el motor entregue más potencia a la hélice, es decir, la hélice está más cargada convirtiéndose en más *pesada*.

Gráficamente, la curva de hélice pesada se mueve a la izquierda de la línea 6 (curva de hélice ligera), aproximándose a la línea 2.

3.4.2.4 Margen de mar

Si además de lo anterior, hay mala mar y viento de proa, la resistencia del buque aumentará mucho más y, en consecuencia, las revoluciones por minuto de la hélice y la velocidad del buque (denominada velocidad de servicio) disminuirán, lo que lleva a un funcionamiento aún más pesado.

La práctica habitual es añadir un margen extra, considerando como condiciones de proyecto de la hélice las de casco sucio y viento de proa o mar agitada, el llamado *margen de mar*, que tradicionalmente es un 15% de la potencia correspondiente al punto



de diseño de la hélice (*PD*). De esta forma, cuando el buque navegue con el casco limpio y la mar en calma, la hélice resultará *ligera*.

3.4.2.5 Funcionamiento ligero (LR)

Como se ha visto anteriormente, la curva 2 de hélice pesada puede usarse como base de diseño para la curva en servicio del motor, mientras que la curva 6, que representa a una hélice de “funcionamiento ligero” (*LR*), puede ser válida para condiciones de operación con buques nuevos.

La curva de hélice ligera se relaciona con la curva de hélice pesada mediante un factor de ligereza, f_{LR} , el cual, para una misma potencia en la hélice, se define como el porcentaje de incremento del régimen de revoluciones n , comparado con el régimen de revoluciones para funcionamiento pesado.

$$f_{LR} = \left(\frac{n_{ligera} - n_{pesada}}{n_{pesada}} \right) \times 100\%$$

El *factor de ligereza* suele estar entre el 2,5% y el 7%, siendo el 5% una buena práctica.

$$5 = \left(\frac{75 - n_{pesada}}{n_{pesada}} \right) \times 100\%$$

$$0,05 = \frac{75}{n_{pesada}} - 1$$

$$n_{pesada} = \frac{75}{1,05} = 71,43 \text{ rpm}$$

Al aplicar el factor de ligereza nos hemos movido a la curva 2 de hélice pesada, el siguiente paso es aplicar el margen de mar del 15%, y la ley de hélice para moveremos a lo largo de la curva 2 hasta alcanzar el punto de servicio continuo (*SP*).

- Margen de mar

$$P_{SP} = 1,15 \times P_D = 1,15 \times 12.437 = 14.303 \text{ BHP}$$



- Ley de hélice:

$$\left. \begin{array}{l} P_{SP} = C \times n_{SP}^3 \\ P_D = C \times n_{pesada}^3 \end{array} \right\} P_{SP} = P_D \left(\frac{n_{SP}}{n_{pesada}} \right)^3$$

$$1,15 \times P_D = P_D \left(\frac{n_{SP}}{71,43} \right)^3 \Rightarrow n_{SP}^3 = 1,15 \times 71,43^3$$

$$n_{SP} = 71,43 \times \sqrt[3]{1,15} = 74,84 \text{ rpm}$$

3.4.2.6 Punto de servicio continuo de propulsión (SP)

Como se puede observar, cuando en el diseño se incluye el funcionamiento de hélice pesada y el margen de mar, obtenemos una nueva combinación de potencia/velocidad que se llama “régimen de servicio continuo para la propulsión” (*SP*), para casco sucio y mal tiempo.

El punto de servicio continuo de propulsión (SP) de este proyecto es:

- $P_{SP} = 14.303 \text{ BHP}$
- $n_{SP} = 74,84 \text{ rpm}$

3.4.2.7 Margen de motor

Una vez obtenido el punto de servicio continuo de propulsión (*SP*) hay que decidir si se adquiere un motor cuya potencia máxima continua nominal sea igual a la potencia de servicio continuo, **SP**, o bien si se pretende que el motor funcione de forma continua a una potencia inferior. En este caso hay que aplicar el denominado *margen de motor* a la potencia de servicio continuo, y a esta potencia resultante se denominará *potencia máxima continua especificada (MP)*, y el punto correspondiente es el “MCR especificado para la propulsión”.



El margen de motor suele estar entre el 10% y el 15%. Según las especificaciones del Armador, el motor deberá funcionar en servicio continuo al 15% (margen de motor) de la potencia MP máxima continua especificada, por tanto, se tendrá:

- Margen de motor:

Ordenada de PS = 85% de la ordenada de PM

$$P_{SP} = 0,85 \times P_{MP} \Rightarrow P_{MP} = \frac{P_{SP}}{0,85} = \frac{14.303}{0,85} = 16.827 \text{ BHP}$$

- Ley de hélice:

$$\left. \begin{array}{l} P_{SP} = C \times n_{SP}^3 \\ \\ P_{MP} = C \times n_{MP}^3 \end{array} \right\} \frac{P_{SP}}{P_{MP}} = \left(\frac{n_{SP}}{n_{MP}} \right)^3$$

$$n_{MP}^3 = \frac{P_{MP}}{P_{SP}} n_{SP}^3$$

$$n_{MP} = \sqrt[3]{\frac{16.827}{14.303}} \times 74,84 = 79 \text{ rpm}$$

El punto especificado MCR del motor (M) de este proyecto es:

- $P_{MP} = 16.827 \text{ BHP}$
- $N_{MP} = 79 \text{ rpm}$

El punto especificado MCR del motor (M) es el régimen máximo requerido por el Astillero o Armador para operación continua del motor. El punto M es idéntico al punto MP , a menos que se instale un generador acoplado a la salida del motor propulsor (generador de cola), en cuyo caso habrá que tener en cuenta que habrá que incluir en el valor de M la potencia consumida por dicho generador.



3.4.2.8 Punto de funcionamiento óptimo (O)

Es el punto correspondiente a la potencia y rpm del motor a la cual han sido ajustadas la turbo-soplante, la regulación del motor y la relación de compresión.

Como más adelante se verá:

- El punto de optimización, **O**, se coloca sobre la línea 1 del diagrama de carga, y la potencia optimizada puede estar entre el 85% y el 100% del punto **M**.
- El punto de optimización debe estar dentro del paralelogramo de diseño.
- La potencia máxima continua especificada MCR, representada por el punto **M**, puede estar situada fuera del paralelogramo de diseño, pero solamente caer a la derecha de la línea **LIL2** y, por supuesto, solamente cuando el punto óptimo **O** permanezca situado dentro del paralelogramo de diseño.

3.4.3 Elección del motor principal

El primer paso para realizar la elección del motor a instalar en el buque de este proyecto, es una revisión exhaustiva de los catálogos de motores de los diferentes fabricantes del mercado. Para la selección se tendrán en cuenta parámetros como el tamaño, peso, potencia, rpm, tipo y economía de funcionamiento. Se tratará de que la potencia máxima continua y las revoluciones por minuto nominales, es decir las que constan en los catálogos, sean lo más próximas posible a las correspondientes al punto **MP** (*potencia máxima continua especificada*). Rara vez coincidirán, por lo que habrá que elegir motores de potencia y rpm mayores, siendo los requerimientos mínimos los siguientes:

- Motor Diesel lento de dos tiempos
- Potencia (punto MCR): 16.827 BHP (12.377 Kw)
- RPM (punto MCR): 79 rpm

Para este punto MCR, el mercado ofrece dos Firmas principales:

- MAN Diesel & Turbo
- Wärtsilä



El punto correspondiente a la potencia MCR requerida deberá caer dentro del área $L_1L_2L_3L_4$ del paralelogramo de diseño, o sobre sus límites, del motor seleccionado. Si esto no se logra habrá que seleccionar otro motor o cambiar las revoluciones por minuto de la hélice.

Después de revisar los catálogos de las Firmas anteriores, y teniendo en cuenta los parámetros mencionados anteriormente, se preseleccionan los siguientes motores:

- 6-S70MC6 (MAN Diesel & Turbo)
- RTA68T-B (Wärtsilä)

Las características de potencia y velocidad de estos motores se especifican a continuación:

MAN Diesel & Turbo 6-S70MC6 (6 cilindros)			
Punto del diagrama	Velocidad (rpm)	mep (bar)	Potencia (kW)
L1	91	18	16.860
L2	91	11,5	10.740
L3	68	18	12.600
L4	68	11,5	8.040

Tabla 6. Características de potencia y velocidad motor 6-S70MC6.

Fuente: Creación propia a partir de los datos del fabricante (MAN Diesel and Turbo).

WÄRTSILÄ SULZER RT-flex68 (5 cilindros)			
Punto del diagrama	Velocidad (rpm)	mep (bar)	Potencia (kW)
L1	95	20	15.650
L2	95	14	10.950
L3	76	20	12.500
L4	76	17,5	10.950

Tabla 7. Características de potencia y velocidad motor RT-flex68.

Fuente: Creación propia a partir de los datos del fabricante (Wärtsilä).



3.4.3.1 Diagramas de carga

Una vez preseleccionados los motores candidatos para ser instalados en el buque del presente proyecto, el siguiente paso es analizar el funcionamiento de cada uno de ellos sobre sus respectivos diagramas de carga, y elegir el motor que mejor cubra las zonas de operación continua y en sobrecarga respecto a la zona de trabajo preferente del motor.

El diagrama de carga define los límites de potencia y velocidad para operación continua y en sobrecarga de un determinado motor propulsor que tiene un punto de optimización *O* y un punto *M* de la potencia MCR especificada que cumplen con la especificación del buque.

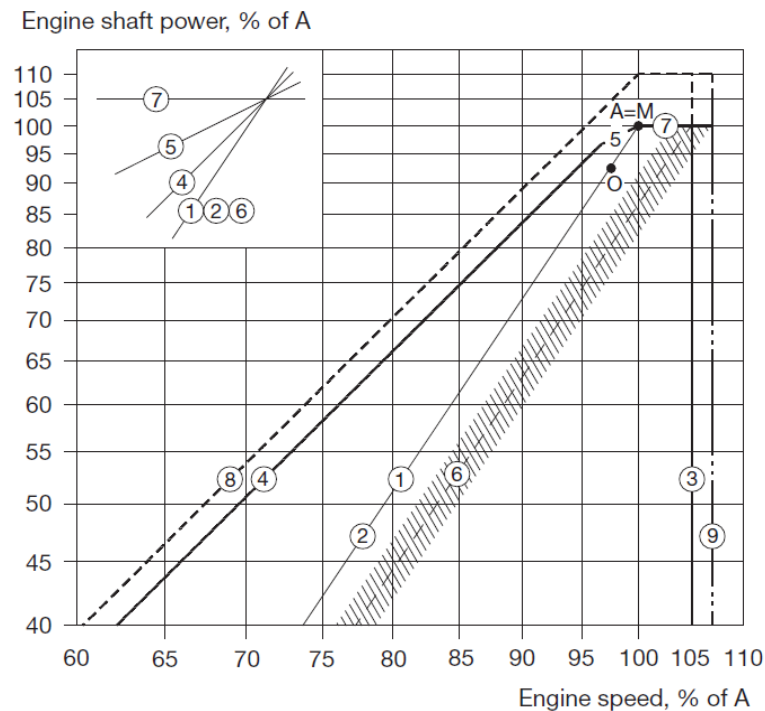


Figura 7. Diagrama de carga de un motor genérico.

Fuente: MAN Diesel and Turbo.

El diagrama de carga de la Figura 7 es para un motor genérico, presenta en abscisas la velocidad de giro del motor y en ordenadas la potencia al freno, ambas en tanto por ciento y en escalas logarítmicas. El punto *A* (100%, 100%) es el punto de referencia, el punto *M* es el especificado para la potencia máxima continua y el punto *O* el punto de optimización. Las líneas representadas son las siguientes:



- Línea 1: Línea del propulsor por el punto óptimo ($i=3$).
- Línea 2: Línea del propulsor casco sucio y mala mar ($i=3$).
- Línea 3: Línea de velocidad máxima aceptable para operación continua, 105% del punto *A*.
- Línea 4: Límite de máxima combinación par/velocidad ($i=2$). Representa el límite al cual existe un abundante suministro de aire para la combustión.
- Línea 5: Nivel máximo de presión media efectiva (*mep*) aceptable para operación continua ($i=1$).
- Línea 6: Línea del propulsor en la situación de pruebas ($i=3$).
- Línea 7: Límite de potencia para operación continua ($i=0$).
- Línea 8: Límite de operación en sobrecarga.
- Línea 9: La velocidad máxima, representada por la línea 3, se puede ampliar para pruebas de mar hasta el 107% del punto *A*.

De lo expuesto anteriormente, se concluye que el rango de servicio continuo está limitado por las líneas 4, 5, 7 y 3 del diagrama de carga.

El área entre las líneas 4, 5, 7 y 8 de la *Figura 7*, está disponible para funcionamiento en sobrecarga, solo durante periodos limitados (una de cada doce horas).

En situaciones en las que se requiera una combinación mayor de par/velocidad, por ejemplo en aguas poco profundas, mal tiempo y durante procesos de aceleración del buque, está disponible el área entre las líneas 4 y 1. No hay una limitación de tiempo estricto para operar en este tipo de situaciones no estacionarias.

Después de algún tiempo de navegación, tanto el casco del buque como su hélice estarán sucios, dando como resultado un funcionamiento más pesado de la hélice, es decir, la curva de la hélice se moverá hacia la izquierda de la línea 6, aproximándose a



la línea 2, por lo que será necesario que el motor proporcione una potencia extra a la hélice, con objeto de mantener la velocidad del buque

El incremento de la pesadez de la hélice detectado durante la navegación con mar en calma, indicará la necesidad de la limpieza de la carena.

Diagrama de carga del motor 6-S70MC6 (MAN Diesel & Turbo)

A continuación se describen los pasos a seguir para la construcción del diagrama de carga:

- 1) Dibujar el paralelogramo de diseño del motor seleccionado con los datos de la *Tabla 6*, proporcionados por el fabricante.
- 2) Marcar sobre el diagrama el punto de diseño, *PD*, y trazar una recta de pendiente $i=3$ (línea 6 de hélice) que pase por el punto *PD*.
- 3) Aplicar el Factor de ligereza (5%) para obtener el punto *PD'*, y trazar una recta de pendiente $i=3$ (línea 2 de hélice) que pase por el punto *PD'*.
- 4) El siguiente paso es aplicar el margen de mar (15%), y la ley de hélice para moveremos a lo largo de la curva 2 hasta alcanzar el punto de servicio continuo, *SP*.
- 5) Dibujar el punto especificado MCR del motor, *M*. Para ello, aplicamos el margen de motor requerido por el Armador (85%), y nuevamente la ley de hélice.
- 6) El punto de optimización, *O*, y su línea 1 será seleccionada sobre la línea 2. Por recomendaciones del fabricante, la potencia del punto *O* será el 90% de *M*.
- 7) Dibujamos la curva de potencia constante, línea 7. El punto *A* se encuentra en la intersección de las líneas 1 y 7. En este caso, el punto *A* es igual al punto *M*. Una vez comprobado que tanto el punto $A=M$ como el *O* están dentro del paralelogramo de diseño, podemos dibujar el diagrama de carga.

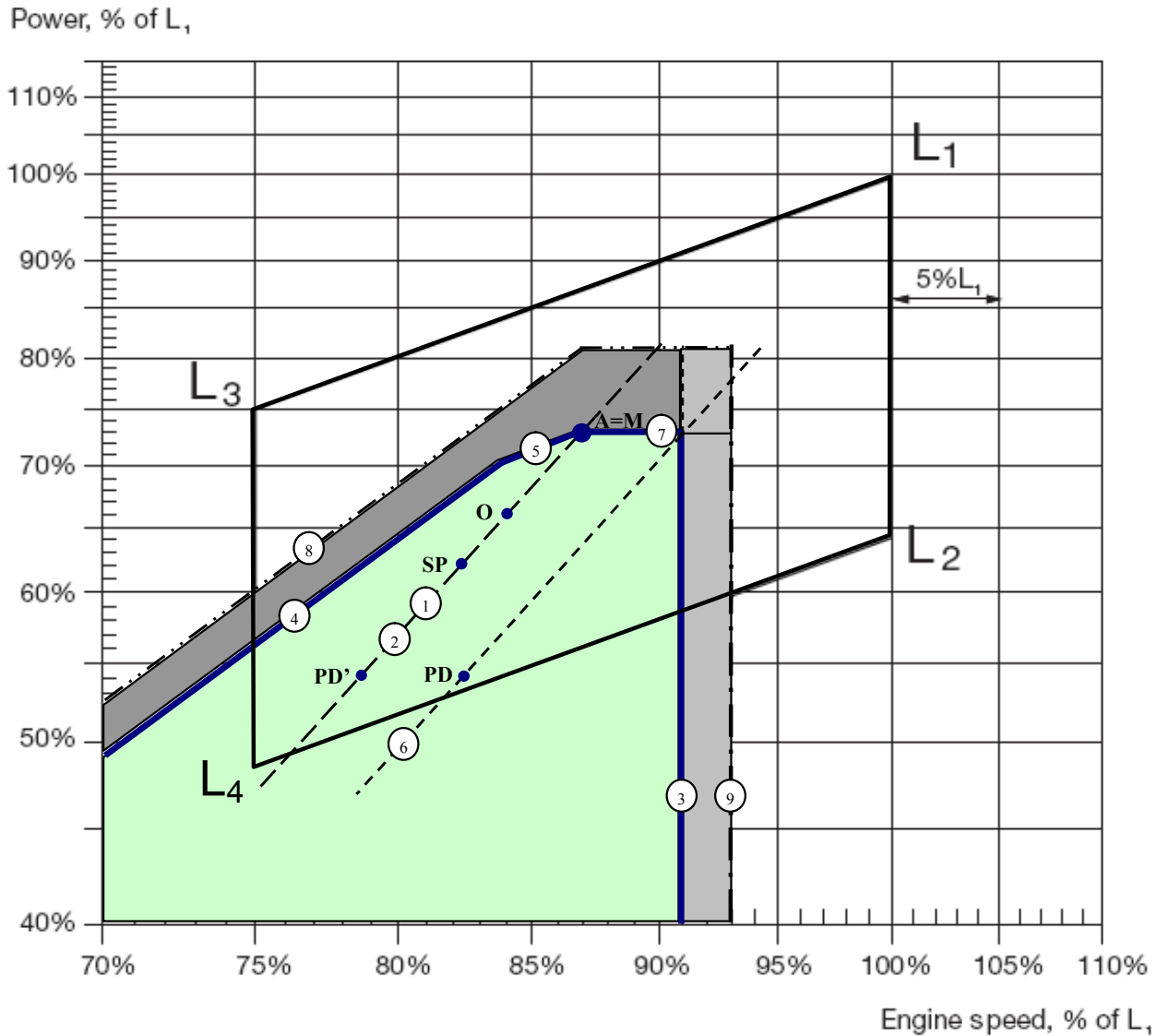


Figura 8. Diagrama de carga del motor 6-S70MC6.

Fuente: Creación propia.

Diagrama de carga del motor RT-flex68 (Wärtsilä Sulzer)

El proceso de creación del diagrama de carga para este motor, es el mismo que para el motor 6-S70MC6, por lo que solo se muestra el resultado final en la Figura 9.

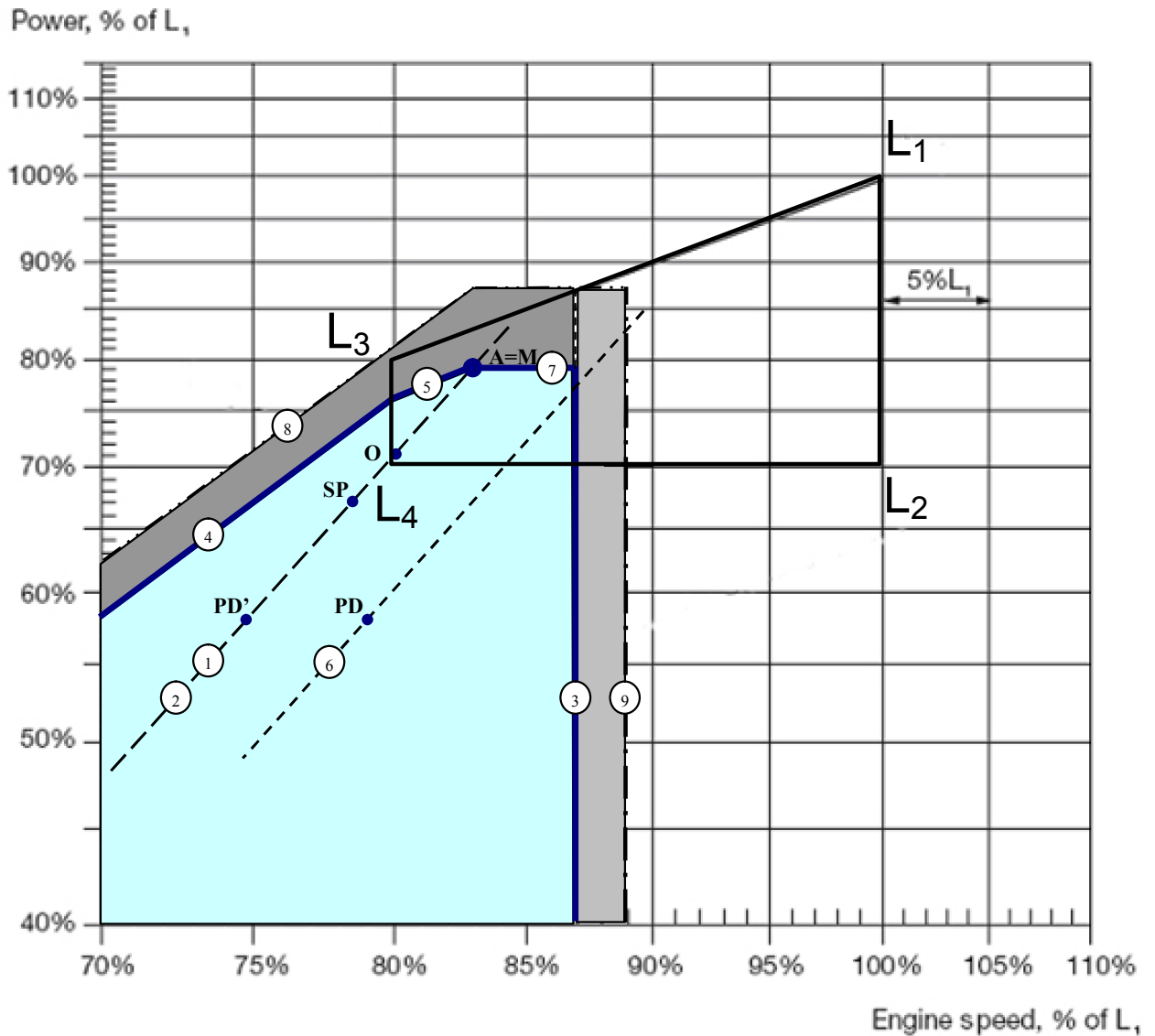


Figura 9. Diagrama de carga del motor RT-flex68.

Fuente: Creación propia.

En ambos diagramas de carga los puntos de la MCR especificada y el punto de optimización, *O*, se encuentran dentro del paralelogramo de diseño de cada motor, sin embargo, el MCR especificado está más cerca del punto *L1* en el diagrama de carga del motor 6-S70MC6. Además, este motor cubre mejor las zonas de funcionamiento normal y en sobrecarga respecto a la zona de trabajo preferente del motor.

Por tanto, se selecciona el motor de 6 cilindros 6-S70MC6 de MAN Diesel & Turbo, con una potencia propulsora máxima de 16.860 kW (22.922 BHP) a 91 rpm.



4 SISTEMAS AUXILIARES DE LA PROPULSIÓN

4.1 Introducción

Para dar servicio a la máquina principal, seleccionada para la propulsión del buque, se requiere un número considerable de maquinaria auxiliar. En este buque, en el que la maquinaria principal es un motor diesel, lo apropiado es que la maquinaria auxiliar sea accionada eléctricamente. En buques cuya maquinaria principal está accionada por vapor, lo normal es que también el vapor accione la maquinaria auxiliar. Sin embargo, algunos sistemas requieren vapor para calefacción, especialmente la carga, que requiere una temperatura adecuada que permita su correcto manejo.

Para diseñar cada uno de los sistemas auxiliares, se tendrán en cuenta los requerimientos del Armador, así como los establecidos por el constructor y la sociedad clasificadora del buque. Además, se seguirán las recomendaciones proporcionadas por el fabricante del motor principal, facilitadas en su guía de proyecto.

Los sistemas principales a diseñar son los siguientes:

- Sistema eléctrico
- Sistema de combustible
- Sistema de lubricación
- Sistema de refrigeración
- Sistema de aire
- Sistema de exhaustación



4.2 Sistema eléctrico

La misión del sistema eléctrico es generar y suministrar energía eléctrica a los diferentes consumidores del buque, como equipos auxiliares, maquinaria de cubierta, iluminación, ventilación y aire acondicionado, etc.

Para la generación de electricidad en buques, suelen usarse algunos de los siguientes equipos:

- Generador directamente acoplado al motor principal.
- Turbo generador accionado por los gases de exhaustación o por vapor.
- Conjunto de generadores auxiliares diesel.

En este proyecto, y por exigencias del armador, la energía eléctrica se obtendrá mediante un conjunto de generadores auxiliares diesel, transformando la energía química almacenada en el combustible en energía mecánica, y posteriormente, transformando la energía mecánica en energía eléctrica.

Este tipo de generadores, o grupos electrógenos, están constituidos básicamente por un motor diesel para el primer paso de transformación de la energía, y por un alternador para la transformación de la energía mecánica en eléctrica.

4.2.1 Alcance

En esta fase de proyecto preliminar, solo se considera la generación de energía eléctrica, determinándose la potencia y tipo de generadores de electricidad a instalar en el buque. Por consiguiente, queda fuera del ámbito del presente proyecto la red de distribución formada por cuadros, transformadores, conductores, etc.

El proceso a seguir es el siguiente:

1. Seleccionar el tipo de corriente eléctrica, tensiones y frecuencia a emplear.
2. Análisis de la demanda de energía eléctrica mediante un balance eléctrico.
3. Determinar el número y potencia de los grupos electrógenos que se necesitan instalar, en base a los resultados obtenidos en el balance eléctrico.



4.2.2 Tipo de corriente eléctrica, tensiones y frecuencias

El tipo de corriente a emplear es la habitual en buques, la corriente alterna. El motivo principal para elegir este tipo de corriente eléctrica frente a la corriente continua es el factor económico, ya que los elementos para la generación y distribución de la corriente alterna son de menor peso y empacho.

Otro motivo, no menos importante, es que el tipo de corriente generalmente disponible en los puertos de atraque es alterna, de esta manera, el buque podrá disponer de la corriente suministrada en cada puerto, cuyo precio es más económico que el coste de utilización de los propios generadores del buque.

En cuanto a la tensión y frecuencia de alimentación, la red trifásica de 440V/60Hz ó de 380V/50Hz son las dos opciones más comúnmente empleadas. Para este buque, las especificaciones del armador indican una red de fuerza trifásica de 440V/60Hz para equipos que demandan una potencia eléctrica elevada, como los equipos auxiliares de la propulsión.

Para la red de alumbrado, servicios de habilitación, y en general consumidores que demanden menor potencia, se requiere una red de 220V/60Hz. Como se dijo anteriormente, en esta fase del proyecto, no se diseñará esta red de distribución.

4.2.3 Balance eléctrico

Las necesidades de energía eléctrica son muy dependientes de cada situación de operación del buque, y por ello el dimensionamiento del sistema requiere la realización de un balance eléctrico, cuya misión es ayudar a definir la planta generadora de energía eléctrica del buque.

El balance eléctrico es un análisis de la demanda de energía eléctrica en las distintas situaciones de carga que pueden presentarse durante la explotación del buque. Así, el resultado final del balance eléctrico será la potencia demandada por el buque en las distintas situaciones de carga.

Hay diferentes métodos para realizar el balance eléctrico, todos ellos con el mismo propósito de determinar el número y potencia de los grupos generadores. Basado en la experiencia, cada ingeniero de diseño utiliza el que considera más adecuado.



Para este proyecto, se ha preferido usar el método presentado por D. Francisco Mazarro Alcalá, profesor de la asignatura de “*Proyectos de Propulsión y Servicios*” de la Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Naval.

Pasos a seguir para realizar el balance eléctrico:

- Se listan los diferentes consumidores eléctricos en una tabla, ver *Tabla 8*, indicando el número de unidades instaladas (columna “I”), el número de unidades necesarias para cubrir el servicio (columna “S”), y la potencia nominal para cada consumidor, en kW.
- Se definen las diferentes situaciones de operación del buque, entre las cuales hay diferencias significativas de consumo eléctrico (*Navegación Invierno, Navegación Verano, Maniobra, Puerto cargando y Puerto descargando*).
- Se establecen tres categorías (*Cont., Period. y Event.*), según el servicio que requiere cada consumidor en cada situación de carga, ya sea de forma continua, periódica o eventual, respectivamente.
- Finalmente, se calcula el número y capacidad de los generadores eléctricos, de manera que cumplan los requerimientos de las Sociedades de Clasificación y las consideraciones básicas de diseño.

4.2.3.1 Situaciones de operación del buque

Las situaciones de operación son específicas y particulares para cada tipo de buque, y deben ser definidas para cada caso. En este proyecto se van a estudiar las siguientes situaciones:

- *Navegación (Verano e Invierno)*. Es la energía eléctrica necesaria para atender a todos los consumidores que están en servicio durante las operaciones de navegación del buque en la mar.
- *Maniobra*. Es el consumo de energía correspondiente a los consumidores que operan en Navegación, aunque puede ser a un régimen diferente, más la de los consumidores que solo funcionan en las operaciones de entrada/salida de puerto.



- *Puerto (cargando o descargando)*. Se tiene en cuenta el consumo de los consumidores que funcionan normalmente en la condición de puerto más los necesarios para el manejo de la carga.

4.2.3.2 Categorías de consumidores

En cada una de las situaciones de operación, los consumidores pertenecerán a una determinada categoría, dependiendo de su régimen de funcionamiento en esa situación de operación, y de su funcionamiento simultáneo junto a otra unidad instalada.

- *Carga continua*. Se incluyen los consumidores cuyo servicio se requiere de forma continua y a pleno régimen.
 - El coeficiente de simultaneidad es 1.
- *Carga periódica*. Consumidores cuyo servicio es necesario de forma discontinua y simultánea con otros consumidores.
 - El coeficiente de simultaneidad es 0,5.
- *Carga eventual*. Son los consumidores cuyo servicio es necesario de forma discontinua y simultánea con otros consumidores durante períodos cortos de tiempo
 - El coeficiente de simultaneidad es 0,25.



DISEÑO DE LOS SISTEMAS AUXILIARES DE LA PROPULSIÓN Y GENERACIÓN DE ENERGÍA DE UN PETROLERO AFRAMAX DE 100.000 TPM APROX.

E.U. DE I.T. NAVAL		PETROLERO de 100.000 T.P.M.												PROYECTO FINAL DE CARRERA				
BUQUE:		BALANCE ELÉCTRICO												BALANCE ELÉCTRICO				
Consumidor	Datos consumidor		Navegación Invierno		Navegación Verano		Maniobra		Puerto cargando		Puerto descargando		Cont.	Event.	Period.	Event.	Period.	Event.
	I	S	Cont.	Period.	Cont.	Period.	Cont.	Period.	Cont.	Period.	Cont.	Period.						
Planta propulsora:																		
Soplante auxiliar	2	2	76,5															
Virador	1	1	4,5												4,5			4,5
Bomba ref. cilindros	2	1	19,0	19,0														
Bomba prec. Cilindros	2	1	2,2															
Bomba circ. A.S.	2	1	45,7	45,7														
Bomba circ. A.L.	2	1	76,7	76,7														
Bomba trasiego A.L.	2	1	4,9	4,9														
Bba.tras.Ac.cilindros	1	1	0,1	0,1														
Compresaire arranq.	2	2	38,0	38,0														38,0
TOTAL:			146,4	38,0	146,4	38,0	0,0	0,0	299,4	76,0	0,0	2,2	0,0	42,5	2,2	0,0	0,0	42,5
Caldera y gen. Elect.:																		
Calent.elect.cald.	1	1	11,8															
Eqprep.F.O.cald.	2	1	1,0															
Vent.quem.caldera	2	1	2,4															
Bomba alim.caldera	2	1	11,8	11,8														
Bomba circ.caldera	2	1	4,6	4,6														
Generador A.D.	1	1	2,0	2,0														
Bomba circ. aux.	1	1	22,5	22,5														
Bomba A.S. gen. A.D.	1	1	13,5	13,5														
Viscosímetro	1	1	0,5	0,5														
TOTAL:			43,1	11,8	43,1	11,8	0,0	0,0	99,4	15,2	0,0	34,3	15,7	0,0	34,3	15,7	0,0	0,0
Tras./Pur.FO/DO																		
Purificadora A.L.	2	1	13,7	13,7														
Purif.A.L. MAAA	1	1	3,0	3,0														
Bba.alimentación FO MP	2	1	1,0	1,0														
Bba.circulación FO MP	2	1	2,1	2,1														
Bba.trasiego FO	2	1	26,9	26,9														
Bba.trasiego DO	1	1	1,5	1,5														
Bba. Lodos	1	1	2,0	2,0														
Purificadora FO	2	1	14,1	14,1														
Bba.alim.purif.FO	2	1	1,0	1,0														
Módulo FO MAAA	1	1	8,0	8,0														
TOTAL:			42,9	0,0	42,9	0,0	30,4	28,9	42,9	0,0	30,4	38,8	1,0	30,4	38,8	1,0	0,0	30,4

Tabla 8. Balance eléctrico.

Fuente: Profesor de la asignatura "Proyectos de Propulsión y Servicios".



DISEÑO DE LOS SISTEMAS AUXILIARES DE LA PROPULSIÓN Y GENERACIÓN DE ENERGÍA DE UN PETROLERO AFRAMAX DE 100.000 TPM APROX.

E.U. DE I.T. NAVAL		PETROLERO de 100.000 T.P.M.												PROYECTO FINAL DE CARRERA					
		BUQUE:												BALANCE ELÉCTRICO					
Consumidor	I	S	kW	Navegación Invierno			Navegación Verano			Maniobra			Puerto cargando			Puerto descargando			
				Cont.	Period.	Event.	Cont.	Period.	Event.	Cont.	Period.	Event.	Cont.	Period.	Event.	Cont.	Period.	Event.	
Seguridad y man. Carga:																			
Grúa mangueras	2	1	23,4												23,4			23,4	
Grúa provisiones	1	1	4,9													4,9		4,9	
Unid.hidráulica escot.	2	1	8,0											8,0				8,0	
Id. Valv.cont.rem.	2	1	9,0			9,0												9,0	
Generador Gas Inerte	1	1	335,0												335,0			335,0	
Bba.CI emergencia	1	1	37,8			37,8										37,8		37,8	
Bba. Sentinas	2	1	92,7			92,7										92,7		92,7	
Separador Sentinas	1	1	1,0			1,0										1,0		1,0	
Bba. Lastre	2	2	258,0												258,0			258,0	
TOTAL:				0,0	0,0	140,5	0,0	0,0	140,5	0,0	8,0	140,5	0,0	8,0	40,4	43,7	593,0	40,4	43,7
Equipo aire acondicionado:																			
Vent.exh.esp.a.com.	9	5	1,0	5,0			5,0										5,0		5,0
Ventil.aire acond.	2	2	7,8	15,6			15,6										15,6		15,6
Compres.aire acond.	2	1	20,7				20,7												20,7
Un.a.a.C.Control	1	1	12,3			12,3											12,3		12,3
Vent.exh.tunel tub.	1	1	31,5			31,5											31,5		31,5
Bbas.A.S. A. Acond.	1	1	11,2				11,2										11,2		11,2
Vent.Cª Máquinas	4	4	19,0	76,0			76,0										38,0		38,0
Vent.Cª Purif.	1	1	6,0	6,0			6,0										6,0		6,0
Vent. pequeños	3	2	1,5			3,0													3,0
Vent. Local Servo	1	1	1,9	1,9			1,9										1,9		1,9
TOTAL:				104,5	3,0	49,8	148,7	3,0	31,5	148,7	3,0	31,5	148,7	3,0	23,7	31,5	90,0	23,7	31,5
Eq.elev. y manten.:																			
Compres. Aire Trab.	1	1	31,0			31,0													31,0
Torno	1	1	4,0			4,0											4,0		4,0
Taladro	1	1	1,0			1,0											1,0		1,0
Esmaltadora	1	1	1,0			1,0											1,0		1,0
Eq. Soldadura	1	1	18,0			18,0													
Puente grua Cª Máq.	1	1	3,6			3,6													3,6
Panel prueba elect.	1	1	3,0			3,0													3,0
TOTAL:				0,0	0,0	61,6	0,0	0,0	61,6	0,0	0,0	9,0	0,0	9,0	0,0	49,6	0,0	0,0	49,6

Tabla 8. Balance eléctrico (continuación).

Fuente: Profesor de la asignatura "Proyectos de Propulsión y Servicios".



DISEÑO DE LOS SISTEMAS AUXILIARES DE LA PROPULSIÓN Y GENERACIÓN DE ENERGÍA DE UN PETROLERO AFRAMAX DE 100.000 TPM APROX.

E.U. DE I.T. NAVAL																			
BUQUE: PETROLERO de 100.000 T.P.M.																			
Consumidor	Datos consumidor			Navegación Invierno			Navegación Verano			Maniobra			Puerto cargando			Puerto descargando			
	I	S	kW	Cont.	Period.	Event.	Cont.	Period.	Event.	Cont.	Period.	Event.	Cont.	Period.	Event.	Cont.	Period.	Event.	
Cocina y alojamiento:																			
Cocina y aloj.am.:	1	1	16,6		16,6			16,6			16,6			16,6			16,6		
Lavandería	4	4	5,0		20,0			20,0			20,0			20,0			20,0		20,0
Frigorífica	2	1	9,0		9,0			9,0			9,0			9,0			9,0		
Incinerador	1	1	4,5		4,5			4,5			4,5			4,5			4,5		
Bba.circ.frigoríf.	1	1	1,5	1,5			1,5					1,5			1,5			1,5	
Bba.A.D. sanitaria	2	1	9,0		9,0			9,0			9,0			9,0			9,0		9,0
Bba.circ.A.caliente	1	1	0,5	0,5			0,5				0,5			0,5			0,5		0,5
Calentador agua	1	1	11,0																11,0
Potabilizador	1	1	0,5		0,5			0,5			0,5			0,5			0,5		0,5
Planta trat.fecales	1	1	2,7	2,7			2,7				2,7			2,7			2,7		2,7
TOTAL:				4,7	37,1	22,5	4,7	46,1	13,5	4,7	46,1	9,0	4,7	26,1	29,0	4,7	37,1	29,0	29,0
Gobierno y maniobra:																			
Unidad hid.amarre	6	3	72,0										216,0				216,0		216,0
Bba.servomotor	2	1	31,5	31,5			31,5					63,0							
TOTAL:				31,5	0,0	0,0	31,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	279,0	0,0	0,0	0,0	216,0	0,0	216,0
Navegación y comunic.:																			
Estación radio	1	1	3,0		3,0			3,0				3,0					3,0		3,0
Radar	2	2	0,9	1,8			1,8					1,8							
Sist.con satélite	2	1	0,5	0,5			0,5					0,5					0,5		0,5
Sirena	1	1	6,5		6,5			6,5				6,5					6,5		6,5
TOTAL:				2,3	0,0	9,5	2,3	0,0	9,5	2,3	6,5	3,0	0,0	0,5	3,0	0,0	0,5	0,5	3,0
Consumidores 220 V:																			
Oficios	2	2	3,0		6,0			6,0				6,0					6,0		6,0
Calef. Generadores	3	3	0,3	3,0			3,0					3,0					3,0		3,0
Fuentes frías	3	3	0,9	0,9			0,9				0,9						0,9		0,9
Panel Sº esp.Máq.	1	1	4,0	4,0			4,0				4,0						4,0		4,0
Panel Sº esp.Puente	1	1	4,0	4,0			4,0				4,0						4,0		4,0
Calef. Mot.eléct.			6,0	6,0			6,0				6,0						6,0		6,0
Proyect.cubierta			18,0								18,0						18,0		18,0
Proyect. Señales	1	1	1,0								1,0						1,0		1,0
Alumbrado Cº Mº			27,0	27,0			27,0					27,0					27,0		27,0

Tabla 8. Balance eléctrico (continuación).

Fuente: Profesor de la asignatura "Proyectos de Propulsión y Servicios".



La potencia total necesaria para cada situación de operación, ver *Tabla 9*, se obtiene aplicando el coeficiente de simultaneidad para cada categoría de consumidores, de acuerdo con la siguiente fórmula.

$$P_T = \sum P_C + \sum P_P \times 0,5 + \sum P_E \times 0,25$$

donde,

P_T es la potencia total necesaria en cada situación de carga

P_C es la potencia de consumidores para carga continua

P_P es la potencia de consumidores para carga periódica

P_E es la potencia de consumidores para carga eventual

Situaciones de operación	kW por Categoría de consumidores			Total kW
	Continua	Periódica	Eventual	
Navegación Invierno	444,9	117,0	315,9	582,4
Navegación Verano	489,1	126,0	294,6	625,8
Maniobra	885,9	207,9	230,5	1.047,5
Puerto cargando	1.098,6	144,0	447,6	1.282,5
Puerto descargando	840,6	162,0	447,6	1.033,5

Tabla 9. Resumen del balance eléctrico.

Fuente: Basado en los apuntes de la asignatura “Proyectos de Propulsión y Servicios”.

4.2.3.3 Determinación del número y capacidad de los generadores

A partir de los datos de la *Tabla 9*, es necesario determinar la capacidad y el número de generadores que se necesitan instalar para satisfacer todas las situaciones de carga estudiadas anteriormente, cumpliendo con los requerimientos de las Sociedades de Clasificación, y las consideraciones básicas de diseño que se citan a continuación:

- Si se instala un único generador, en condiciones de carga mínima, su rendimiento será muy bajo.
- Si se instalan varios generadores diferentes para atender a las diferencias de consumo, el sistema tendrá gran flexibilidad y alto rendimiento, pero se incrementarán los costes de instalación y mantenimiento, y se necesitarán más respetos.



- Si se instalan varios generadores iguales, el número de respetos necesarios disminuirá, pero puede que el rendimiento del sistema sea menor en determinadas condiciones de carga.
- El sistema debe tener capacidad de responder a la caída de (al menos) un generador, por lo que debe haber un generador de respeto.
- Es conveniente prever un margen de seguridad para tener en cuenta el envejecimiento de los consumidores, que suelen incrementar su consumo eléctrico. Además, durante la vida útil del buque suele incrementarse el número de consumidores.
- La potencia total requerida no debe ser excesivamente superior a la potencia correspondiente a la situación de mayor demanda de energía eléctrica, para evitar un incremento innecesario de: consumo de combustible, coste de los equipos, peso y empacho.

En base a los resultados obtenidos, y tras analizar los equipos comerciales que existen en el mercado, la planta de generación de energía eléctrica estará compuesta por tres generadores de 760 kW cada uno.

En la selección de los generadores se han tenido en cuenta las consideraciones de diseño anteriormente mencionadas, y se establece que el porcentaje de carga para cada situación de operación no supere el 90%. En la *Tabla 10*, se muestran los generadores en servicio y “stand-by” para cada situación de operación.

Situaciones de operación	Total kW	Generadores			
		En servicio	Total kW	% carga	Stand by
Navegación Invierno	582,4	1	760	76,63%	2
Navegación Verano	625,8	1	760	82,34%	2
Maniobra	1.047,5	2	1.520	68,91%	1
Puerto cargando	1.282,5	2	1.520	84,37%	1
Puerto descargando	1.033,5	2	1.520	67,99%	1

Tabla 10. Número de generadores para cada situación de operación.

Fuente: Basado en los apuntes de la asignatura “Proyectos de Propulsión y Servicios”.

Se decide instalar tres generadores de la marca Wärtsilä, modelo 760W6L20, con las características principales que se muestran en la *Tabla 11*.



Características	Unidades	Valor
Potencia	kWe	760
Velocidad	rpm	900
Voltaje	V	450
Frecuencia	Hz	60
Intensidad de corriente	A	1.219
Factor de Potencia		0,8
Consumo de combustible (carga 100%)	g/kWh	193
Consumo de combustible (carga 85%)	g/kWh	195
Consumo de combustible (carga 75%)	g/kWh	197
Consumo de combustible (carga 50%)	g/kWh	206

Tabla 11. Características principales del generador Wärtsilä 760W6L20.

Fuente: Creación propia a partir de la guía de producto de Wärtsilä.

4.2.4 Selección del generador de emergencia

La falta total de energía suministrada por la planta eléctrica principal (black-out), supone una situación muy grave en la operación y seguridad del buque, por lo se debe disponer de un generador de emergencia para alimentar a los servicios mínimos que las Sociedades de Clasificación consideran que deben seguir funcionando en esta situación.

El generador de emergencia deberá poderse arrancar aún cuando el buque no se encuentre en condiciones de navegabilidad, y debe suministrar la energía necesaria para abastecer a los servicios esenciales y de emergencia.

Los servicios esenciales son aquellos servicios vitales para el mantenimiento de las condiciones de propulsión, maniobrabilidad, seguridad de pasajeros y tripulantes, y un mantenimiento mínimo de habitabilidad y conservación de la carga. En los servicios de emergencia se incluyen todos aquellos consumidores que deben funcionar en una situación de emergencia.

La selección del generador de emergencia se realizará con la ayuda de un balance eléctrico (ver *Tabla 12*) que incluye los consumidores correspondientes a los servicios mínimos exigidos por las Sociedades de Clasificación. El proceso de elaboración del balance eléctrico de emergencia es igual al realizado para los generadores principales, con la particularidad de que solo existe una situación de operación: la de emergencia.



E.U. DE I.T. NAVAL		PROYECTO FINAL DE CARRERA					
PETROLERO de 100.000 T.P.M.		BALANCE ELÉCTRICO GENERADOR DE EMERGENCIA					
Servicio	Consumidor	Datos consumidor			Continua	Periódica	Eventual
		I	S	kW			
Planta propulsora:	Compres.aire arranq.	2	2	38,0			38,0
Seguridad y mantenimiento de la carga:	Bba. CI emergencia	1	1	37,8			37,8
	Bba. Sentinas	2	1	92,7			92,7
	Separador Sentinas	1	1	0,1			0,1
	Bba. Lastre	2	1	258,0			258,0
Equipo aire acondicionado:	Vent.Cª Máquinas	4	4	19,0	19,0		
	Vent. Local Servo	1	1	1,9	1,9		
Gobierno y maniobra:	Bba.servomotor	2	1	31,5	31,5		
Navegación y comunicaciones:	Estación radio	1	1	3,0			3,0
	Sist.con satélite	2	1	0,5	0,5		
	Radar	2	2	0,9	0,9		
	Sirena	1	1	6,5			6,5
Consumidores 220 V:	Proyect. Señales	1	1	1,0		1,0	
	Proyect.cubierta			18,0		18,0	
	Alumbrado Cª Mª			27,0	27,0		
	Alumb. Emerg.Cª Mª			7,0	7,0		
	Alumbrado exterior			7,0	7,0		
	Alumb.ext.emerg.			1,0	1,0		
	Alumb.acomodación			30,0	30,0		
	Alumb. emerg.Acom.			8,0	8,0		
	Luces de naveg.			0,5		0,5	
	Vistaclara	2	2	0,5		1,0	
	Girosc. y Giropiloto	1	1	0,5	0,5		
	Ecosonda	1	1	0,4	0,4		
	Nav. Satélite	1	1	0,2	0,2		
	Radiotelef.VHF	2	1	0,1			0,1
	Sist. Comunicación	1	1	0,5			0,5
	Receptor Navtex	1	1	0,1	0,1		
	Panel Sº esp.Máq.	1	1	4,0			4,0
	Panel Sº esp.Puente	1	1	4,0			4,0
Consola Cª Mª	1	1	3,0	3,0			
Consola Puente	1	1	1,0	1,0			
TOTAL:					139,0	28,5	436,7

Tabla 12. Balance eléctrico para el generador de emergencia.

Fuente: Creación propia a partir del balance eléctrico de los generadores principales.

La potencia eléctrica demandada por los consumidores de la situación de emergencia es de 262,4 kW.

$$P_T = \sum P_C + \sum P_P \times 0,5 + \sum P_E \times 0,25 = 139,0 + 28,5 \times 0,5 + 436,7 \times 0,25 = 262,4kW$$



Teniendo en cuenta las consideraciones de diseño, y que el porcentaje de carga no debe superar el 90%, se selecciona un generador de la marca Volvo Penta, serie D12MG, modelo HCM434-F1, con una potencia de salida de 300kW. La carga de los consumidores en situación de emergencia es un 87% de la capacidad de este generador.

Las características principales de este generador están indicadas en la *Tabla 13*.

Características	Unidades	Valor
Potencia	kWe	300
Velocidad	rpm	1.800
Voltaje	V	440
Frecuencia	Hz	60
Consumo de combustible (carga 100%)	g/kWh	218
Consumo de combustible (carga 75%)	g/kWh	215
Consumo de combustible (carga 50%)	g/kWh	212

Tabla 13. Características principales del generador Volvo Penta serie D12 MG.

Fuente: Creación propia a partir de los datos técnicos del fabricante.

4.2.5 Resumen del régimen de utilización de los generadores

En la siguiente tabla se resume el régimen de utilización de los generadores principales y de emergencia para cada situación de carga.

Situaciones de operación	Total kW	Generadores					
		Fabricante	Modelo	En servicio	Total kW	% Carga	Stand by
Navegación Invierno	598,80	Wärtsilä	760W6L20	1	760	78,79%	2
Navegación Verano	642,18	Wärtsilä	760W6L20	1	760	84,50%	2
Maniobra	1.063,90	Wärtsilä	760W6L20	2	1.520	69,99%	1
Puerto cargando	1.281,78	Wärtsilä	760W6L20	2	1.520	84,33%	1
Puerto descargando	1.032,78	Wärtsilä	760W6L20	2	1.520	67,95%	1
Emergencia	262,43	Volvo Penta	HCM434-F1	1	300	87,48%	0

Tabla 14. Resumen del régimen de utilización de los generadores.

Fuente: Creación propia a partir de los datos calculados y del fabricante.



4.3 Sistema de combustible

Este sistema tiene la misión de suministrar combustible a los consumidores que lo necesiten para su funcionamiento, con unas características básicas de autonomía, limpieza, presión, temperatura y viscosidad adecuadas. Estos consumidores son:

- Motor Principal
- Motores auxiliares
- Calderas
- Grupo de emergencia
- Incinerador

Para el cálculo de la capacidad de almacenamiento no se tendrá en cuenta el generador de emergencia, ya que este solo entrará en funcionamiento en caso de falta de suministro por parte de los auxiliares. De igual forma, el funcionamiento del incinerador es esporádico y no se tendrá en cuenta para el cálculo de capacidad de almacenamiento.

4.3.1 Tipo de combustible

El buque llevará a bordo dos tipos de combustibles:

- Fuel pesado, HFO (Heavy Fuel Oil) de 700 cSt de viscosidad a 50°C, para dar servicio al motor principal, motores auxiliares y calderas.
- Diesel, MDO (Marine Diesel Oil), para arrancar el motor principal y los auxiliares. También se usa en casos de paradas, para limpiar el circuito y evitar que queden restos de HFO que pudieran obstruirlo.

4.3.2 Objetivo del sistema de combustible

Para que el combustible pesado pueda ser utilizado directamente por los consumidores requiere un proceso previo de calentamiento, sedimentación, purificación y separación. Por consiguiente, el objetivo principal del diseño es asegurar un servicio adecuado a los consumidores con el menor consumo energético posible.

El objetivo de este proyecto es calcular el volumen total de combustible necesario para el funcionamiento de los consumidores cumpliendo con la autonomía requerida, repartirlos entre los diferentes tanques que se detallan más adelante, y dimensionar los elementos principales del sistema de combustible que se muestra en la *Figura 10*.

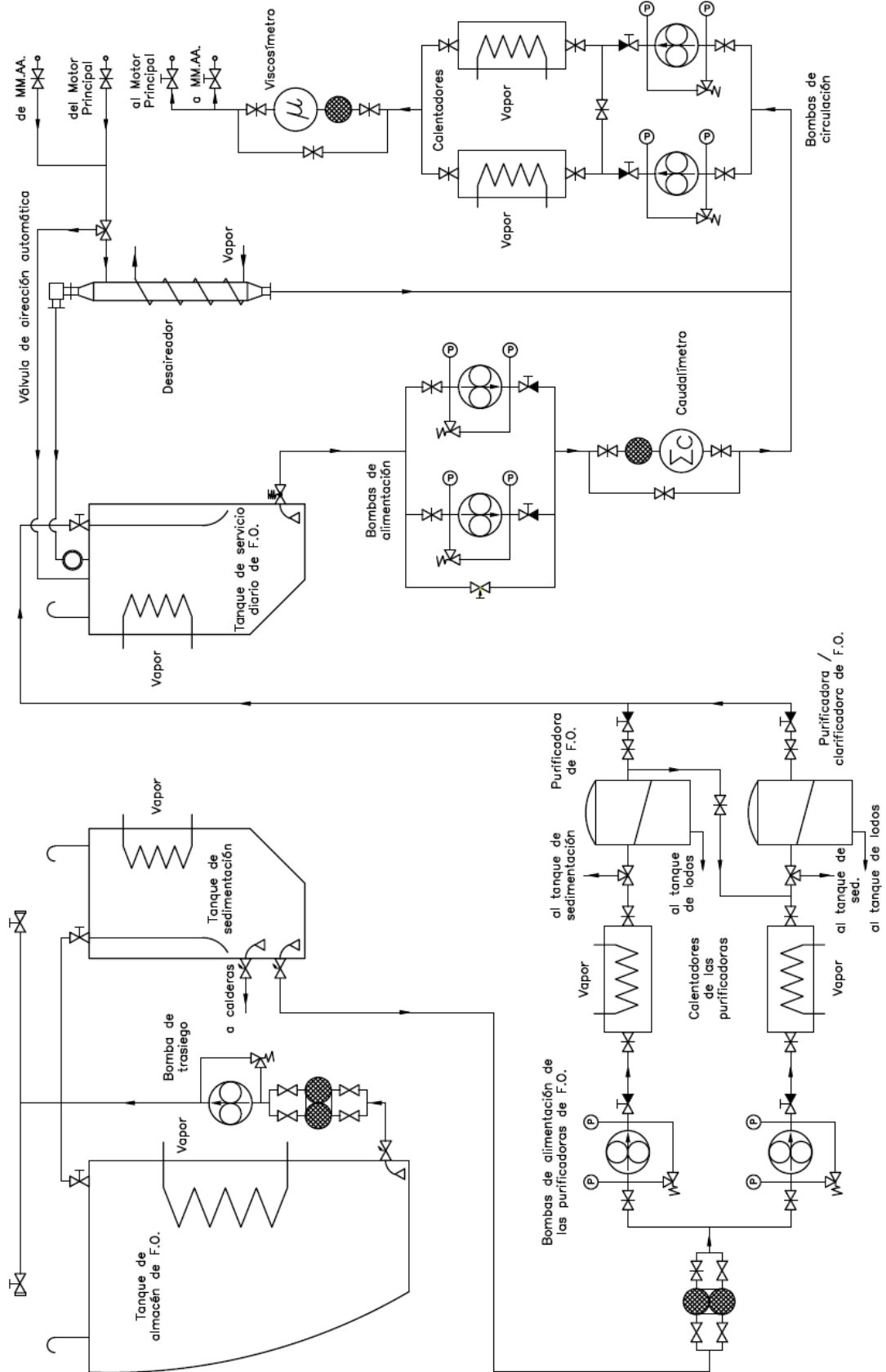


Figura 10. Esquema del sistema de combustible de F.O.

Fuente: Creación propia en Autocad a partir del esquema proporcionado por el tutor.



En el esquema del sistema de combustible de la *Figura 10*, se pueden diferenciar tres subsistemas:

- Llenado y trasiego: Debe tener la capacidad de recibir y almacenar el combustible a bordo, entregarlo al tanque de sedimentación, y realizar el trasiego entre los tanques de almacén. Además, debe ser capaz de descargar el combustible fuera del buque.
- Purificación: Tiene la misión de eliminar los sedimentos y el agua que contiene el combustible antes de entregarlo a los tanques de servicio diario.
- Alimentación: El combustible contenido en los tanques de servicio diario se entrega al motor principal y motores auxiliares en las condiciones requeridas para su consumo. A calderas se abastece desde el tanque de sedimentación de FO, mientras que al incinerador y generador de emergencia desde el tanque de servicio diario de DO.

4.3.3 Dimensionamiento de los tanques de F.O.

En el dimensionamiento de los tanques de combustible se tendrá en cuenta que la capacidad máxima de cada tanque no debe superior a 2.500 m^3 , cumpliendo así con el convenio MARPOL, en su Anexo I – “Reglas para prevenir la contaminación por hidrocarburos”, Capítulo III – “Prescripciones aplicables a los espacios de máquinas de todos los buques”, Regla 12 A – “Protección de tanques de combustible líquido”, aplicable a buques con una capacidad de combustible igual o superior a 600 m^3 .

4.3.3.1 Condiciones de operación

Para determinar la capacidad de los tanques de combustible se tendrán en cuenta los equipos que estarán funcionando en las distintas condiciones de operación del buque.

Navegación:

- Motor principal
- Motores auxiliares
- Las necesidades de vapor estarán cubiertas con la caldereta de gases de escape



Maniobra:

- Motor principal
- Motores auxiliares
- Caldera auxiliar

Puerto cargando/descargando:

- Motores auxiliares
- Caldera auxiliar

El buque está provisto de una caldereta de gases de escape con capacidad para atender el consumo de vapor en navegación. Para la operación del buque en puerto se instalará una caldera auxiliar con capacidad para generar 40.000 Kg/h de vapor. La caldera auxiliar no se tendrá en cuenta a la hora de calcular los consumos, pues solo funcionaría en puerto o en ocasiones limitadas y nunca en régimen de operación continuo.

4.3.3.2 Tanque de servicio diario de F.O.

De acuerdo a las especificaciones del Armador, se dispondrá de dos tanques de servicio diario, y se dimensionará la capacidad de combustible de cada uno de ellos para abastecer durante 24 horas al motor principal y motores auxiliares. Adicionalmente, se incrementará un 5% la capacidad de combustible para tener en cuenta las pérdidas por formación de lodos en el fondo del tanque, un 2% por el volumen perdido en refuerzos y serpentines en el interior del tanque, y un 2% para desaireación del combustible.

Para determinar el consumo específico de combustible (SFOC – *Specific Fuel Oil Consumption*) del motor principal, se usará el método gráfico para hélices de paso fijo, recomendado en la Guía de Proyecto del fabricante.

En la *Tabla 15* se muestra el consumo de combustible para el MCR nominal del motor (punto L1), sin embargo, el motor no funcionará en el buque proyecto en este punto del paralelogramo de diseño, y por tanto el consumo de combustible será diferente.



En el cálculo de capacidad de los tanques de combustible se debe usar el punto MCR especificado para cálculo del consumo específico, ya que no se ha acordado otra cosa con el Armador. Para temas de ajustes, como la turbo-soplante, si que habrá que considerar que el consumo será el correspondiente a cada situación, según indique el fabricante del motor.

MCR Nominal (Punto L1)		SFOC
kW	rpm	g/kW h
16.860	91	169

Tabla 15. Consumo de combustible en el MCR nominal del motor (punto L1).

Fuente: Creación propia a partir de los datos del fabricante.

El diagrama de la *Figura 11*, incluido en la guía de diseño del fabricante del motor, se utiliza para calcular la reducción de SFOC, en g/kWh, respecto del SFOC correspondiente al punto nominal L1.

Los pasos a seguir para calcular la reducción de SFOC mediante el método gráfico son:

- Entrar en el paralelogramo de diseño, dibujado en el diagrama SFOC de la *Figura 11*, con la potencia del punto *M*.
- Desde el punto *M*, trazar una línea a lo largo de las curvas de presión media efectiva constante (mep), es decir, paralela a la línea L1-L3, que cortará en un punto a cada curva de reducción de SFOC (100%, 80% y 50% respecto del punto de optimización).
- Para el presente proyecto, se obtendrá la reducción de SFOC para el 100% del punto MCR especificado, *M*. Para ello, se traza una paralela a las líneas de ordenadas desde el punto de corte de las curvas de mep y de reducción de SFOC.

Los datos necesarios para entrar en el gráfico de la *Figura 11* y calcular la reducción de SFOC se muestran en la *Tabla 16*.



Datos para el cálculo de reducción de SFOC	
Potencia punto MCR especificado (73% MCR nominal)	12.377 kW
Velocidad punto MCR especificado (87% MCR nominal)	79 rpm

Tabla 16. Datos para el cálculo de reducción de SFOC

Fuente: Creación propia.

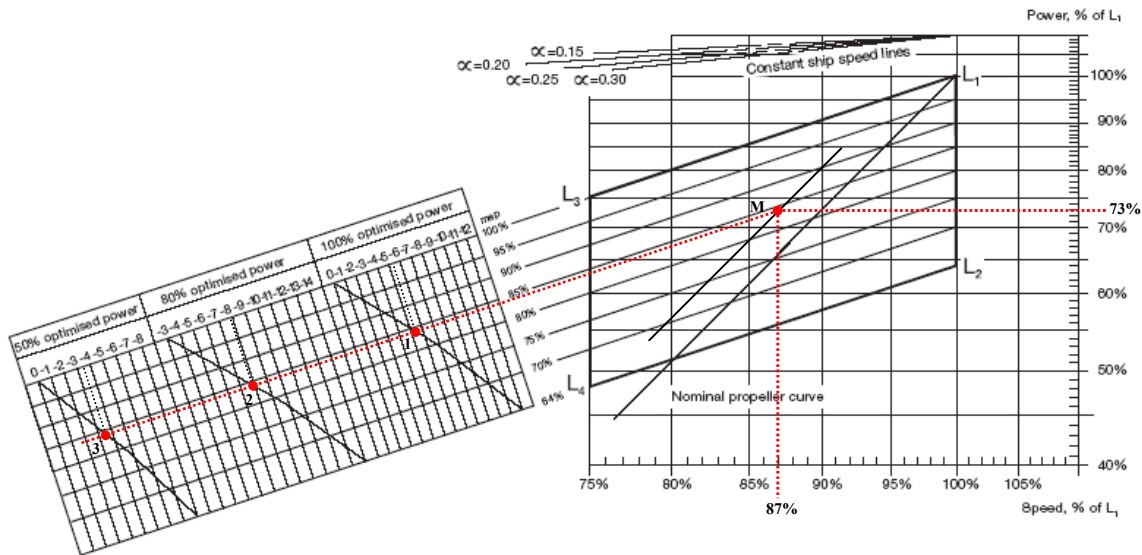


Figura 11. Diagrama SFOC para el motor 6-S70MC6 de MAN Diesel & Turbo.

Fuente: Creación propia a partir del diagrama del fabricante.

Las reducciones de SFOC, en g/kWh, calculadas mediante el diagrama de la Figura 11 se muestran en la Tabla 17.

Punto del diagrama	Potencia	Reducción SFOC g/kWh	SFOC g/kWh
1	100% M	-5,3	163,7
2	80% M	-7,9	161,1
3	50% M	-3,5	165,5

Tabla 17. Reducciones de SFOC.

Fuente: Creación propia.



El consumo específico para un régimen del motor del 100% del punto MCR especificado será de:

$$SFOC = 169g/kWh - 5,3g/kWh = 163,7g/kWh$$

A pesar de que el motor está diseñado para desarrollar la potencia especificada hasta condiciones ambientales tropicales, el consumo específico de combustible varía en función de las condiciones ambientales y del calor específico del combustible. El consumo específico calculado está basado en las siguientes condiciones ambientales establecidas en las normas ISO 3046:2002(E) e ISO 15550:2002(E).

- Presión aire ambiente..... 1.000 mbar
- Temperatura aire ambiente..... 25°C
- Temperatura del aire de refrigeración..... 25°C
- Calor específico mínimo del combustible.....~10.200 kcal/kg

Los datos de partida para calcular la capacidad del tanque de servicio diario se muestran en la *Tabla 18*.

Potencia MCR motor principal	12.377 kW
Consumo combustible motor principal	163,7 g/kWh
Potencia motores auxiliares	2 x 760 kW
Consumo combustible motores auxiliares	193 g/kWh
Autonomía	24 h
Densidad del Fuel Oil (ρ)	950 Kg/m ³

Tabla 18. Datos para el cálculo del volumen del tanque de servicio diario.

Fuente: Creación propia.



El volumen de los tanques de combustible es función del consumo específico del motor, de la potencia, y de la autonomía, respondiendo por tanto a la siguiente expresión.

$$V_{TSD} = \frac{\text{Consumo} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \right) \times \text{Potencia}_{MCR} (\text{kW})}{\rho_{\text{fuel}} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right)} \times \text{Autonomía} (\text{h})$$

Como se mencionó anteriormente, se aplicará un margen del 9%, que corresponde a la acumulación de lodos en el fondo de los tanques (5%) y al volumen perdido en elementos estructurales y desaireación (4%).

$$V_{TSD} = 1,09 \times \frac{0,1637 \frac{\text{Kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \times 12.377 \text{kW} + 2 \times \left(0,193 \frac{\text{Kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \times 760 \text{kW} \right)}{950 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} \times 24 \text{h} \approx 64 \text{m}^3$$

La capacidad total de los tanques de servicio diario será de 128 m³, dividido en dos tanques iguales de 64 m³ cada uno.

4.3.3.3 Tanque de sedimentación de F.O.

Según especificaciones del Armador, se dispondrá de dos tanques de sedimentación, cada uno de ellos con capacidad para abastecer al motor principal y motores auxiliares durante 24 horas a plena potencia. Al igual que en los tanques de servicio diario, se considerará un margen del 4% por el volumen perdido en elementos estructurales y desaireación, y un margen por formación de lodos en el fondo, que al ser mayor en este caso, se tomará del 10%.

$$V_{TS} = 1,14 \times \frac{0,1637 \frac{\text{Kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \times 12.377 \text{kW} + 2 \times \left(0,193 \frac{\text{Kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \times 760 \text{kW} \right)}{950 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} \times 24 \text{h} \approx 67 \text{m}^3$$

La capacidad total de los tanques de sedimentación será de 134 m³, dividido en dos tanques iguales de 67 m³ cada uno.



4.3.3.4 Tanque de Almacén de F.O.

La capacidad total de los tanques de almacén se calcula como la diferencia entre el volumen total de F.O. requerido menos el volumen de combustible almacenado en el tanque de sedimentación. El volumen total de F.O. requerido depende de la autonomía especificada por el Armador.

Según las especificaciones, la autonomía del buque debe ser de 35.000 millas, para una velocidad especificada de 14 nudos. Con estos datos, el número de horas de navegación será:

$$\frac{\text{Autonomía (millas)}}{\text{Velocidad (nudos)}} = \frac{35.000 \text{ millas}}{14 \text{ nudos}} = 2.500 \text{ horas}$$

El volumen total de Fuel Oil que se debe almacenar en el buque para cumplir con los requerimientos de autonomía es:

$$V_{TotalFO} = \frac{P_{MCR} (kW) \times Consumo \left(\frac{Kg}{kW \cdot h} \right) \times Autonomía (horas)}{\rho_{fuel} \left(\frac{Kg}{m^3} \right)}$$
$$V_{TotalFO} = \frac{12.377 kW \times 0,1637 \frac{Kg}{kW \cdot h} + 2 \times \left(760 kW \times 0,193 \frac{Kg}{kW \cdot h} \right)}{950 \frac{Kg}{m^3}} \times 2.500 h = 6.104 m^3$$

La capacidad total de los tanques de almacén se calcula como la diferencia entre el volumen total de F.O. menos el volumen de combustible almacenado en los tanques de sedimentación.

Al igual que en el tanque de sedimentación, se considerará un margen del 4% por el volumen perdido en elementos estructurales y desaireación, y un margen por formación de lodos en el fondo del 5%.

$$V_{TA} = 1,09 \times (V_{TotalFO} - V_{TS}) = 1,09 \times (6.104 m^3 - 134 m^3) = 6.508 m^3$$

Este volumen se repartirá entre cuatro tanques de almacén. La práctica habitual es instalar un número de tanques que sea múltiplo de dos, y distribuirlos a babor y estribor de forma simétrica respecto del plano de crujía.



4.3.3.5 Tanque colector de retornos o desaireación

La misión del colector de retornos es recibir el combustible sobrante de los inyectores del motor principal y motores auxiliares, además de controlar las gasificaciones del combustible y ventilarlas al tanque de servicio diario.

Este tanque debe tener una capacidad igual al consumo de combustible del motor principal durante 20 minutos de funcionamiento. Se considerará un margen del 4% por el volumen perdido en elementos estructurales y desaireación.

$$V_{TCR} = 1,04 \times \frac{\text{Consumo} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \right) \times \text{Potencia}_{MCR} (\text{kW})}{\rho_{\text{fuel}} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right)} \times \text{Autonomía} (\text{h})$$

$$V_{TCR} = 1,04 \times \frac{0,1637 \frac{\text{Kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \times 12.377 \text{kW} + 2 \times \left(0,193 \frac{\text{Kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \times 760 \text{kW} \right)}{950 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} \times \frac{1}{3} \text{h} \approx 0,85 \text{m}^3$$

4.3.3.6 Tanque de reboses de combustible

Este tanque recoge los derrames y reboses de los diferentes tanques y elementos del sistema de combustible pesado. Su capacidad se suele estimar como la cantidad de combustible necesario para abastecer al motor principal durante 5 horas.

$$V_{TReb} = 1,04 \times \frac{0,1637 \frac{\text{Kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \times 12.377 \text{kW}}{950 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} \times 5 \text{h} \approx 10 \text{m}^3$$

4.3.3.7 Tanque de lodos

Recibe los lodos que provienen de los tanques de servicio diario y sedimentación durante el proceso de vaciado de los mismos, así como los obtenidos durante el proceso de depuración del combustible.



La capacidad del tanque de lodos viene regulada por el convenio MARPOL, en el Anexo I “Reglas para la prevención de contaminación por hidrocarburos”, regla 17 “Tanques para residuos de hidrocarburos (fangos)”. La interpretación unificada de esta regla, sugiere que para buques construidos posteriormente al 31 de Diciembre de 1990, y que no lleven agua de lastre en los tanques de fuel oil, la capacidad mínima del tanque de lodos sea calculada conforme a la fórmula siguiente:

$$V_{TL} = k_1 \times C \times D \quad (m^3)$$

Donde:

- k_1 es un coeficiente igual a 0,015 por tratarse de un buque con un proceso de depuración de fuel oil pesado destinado a la máquina principal.
- C es el consumo diario de fuel oil, en m^3 .
- D es el periodo máximo, en días, de travesía entre puertos en que se puedan descargar los lodos a tierra. La interpretación unificada del convenio MARPOL recomienda tomar 30 días para casos como este, en el que no se dispone de datos precisos.

$$V_{TL} = 1,04 \times 0,015 \times \left(\frac{0,1637 \text{ Kg/kW} \cdot h \times 12.377 \text{ kW}}{950 \text{ Kg/m}^3} + 2 \times \frac{0,193 \text{ Kg/kW} \cdot h \times 760 \text{ kW}}{950 \text{ Kg/m}^3} \right) \times 24h \times 30d \approx 27m^3$$

4.3.4 Dimensionamiento de los tanques de D.O.

Se contará con dos tanques de almacén y un tanque de servicio diario. Al igual que en los tanques de F.O, se sobredimensionarán los tanques en un 4% para considerar la pérdida de capacidad por los refuerzos estructurales y desaireación.

De acuerdo con las especificaciones del Armador, el buque debe contar con una capacidad total de combustible diesel oil de $175 m^3$.



4.3.4.1 Tanque de servicio diario de D.O.

Este tanque se dimensionará con capacidad suficiente para abastecer al motor principal durante 10 horas. Para realizar los cálculos, se asumirá que la densidad del diesel oil es de 890 Kg/m^3 .

$$V_{TSD_{DO}} = 1,04 \times \frac{0,1637 \text{ Kg/kW} \cdot h \times 12.377 \text{ kW}}{890 \text{ Kg/m}^3} \times 10 \text{ h} \approx 24 \text{ m}^3$$

4.3.4.2 Tanque de almacén de D.O.

La capacidad del tanque de almacén se obtendrá restando la capacidad del tanque de servicio diario a la capacidad total de combustible diesel oil especificada por el Armador.

$$V_{TA_{DO}} = 1,04 \times (V_{T_{DO}} - V_{TSD_{DO}}) = 1,04 \times (175 \text{ m}^3 - 24 \text{ m}^3) = 157 \text{ m}^3$$

La capacidad total de los tanques de almacén será de 157 m^3 , dividido en dos tanques iguales.

4.3.5 Dimensionamiento de bombas

Todas las bombas del sistema de combustible serán de desplazamiento positivo, de accionamiento eléctrico, protegidas con filtros dobles de aspiración, válvulas de seguridad y línea de “by-pass”. Para su dimensionamiento, se supondrá que todas ellas tienen un rendimiento total de 0,6.

4.3.5.1 Bombas de trasiego de F.O.

Se instalarán dos bombas para trasegar el combustible de los tanques de almacén a los de sedimentación. El caudal de la bomba de trasiego depende del consumo de combustible y de la capacidad del tanque de sedimentación.

En cuanto al consumo, se debe garantizar un caudal igual a diez veces el consumo del motor principal. Por otra parte, cada una de las bombas debe tener la capacidad de llenar el tanque de sedimentación en 4 horas, para permitir la sedimentación antes de poner el tanque en servicio.



El caudal de las bombas de trasiego será el mayor de las siguientes dos opciones (deben ser capaces de llevar a cabo las dos actividades):

- Garantizar un caudal igual a diez veces el consumo del motor principal:

$$Q = 10 \times \frac{\text{Consumo} \times \text{Potencia}_{MCR}}{\rho_{\text{fuel}}} = 10 \times \frac{0,1637 \text{ Kg/kW} \cdot \text{h} \times 12.377 \text{ kW}}{950 \text{ Kg/m}^3} = 21 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Llenar el tanque de sedimentación en 4 horas:

$$Q = \frac{V_{TS} (\text{m}^3)}{t (\text{horas})} = \frac{67 \text{ m}^3}{4 \text{ h}} \approx 17 \text{ m}^3/\text{h}$$

El mayor caudal corresponde al primer caso, por lo que cada bomba de trasiego debe ser capaz de suministrar un caudal de 21 m³/h. Para calcular la potencia absorbida por cada bomba, tomaremos un salto de presión de 4 Kg/cm² (4 bar). Para obtener el resultado en kilovatios, usaremos la aproximación 1 kg·m/s = 10⁻² kW.

$$P = \frac{Q \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) \times \Delta p \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \right) \times 10^{-2} \frac{\text{kW}}{\text{kg} \cdot \text{m} / \text{s}}}{\eta}$$

$$P = \frac{\frac{21}{3.600} \text{ m}^3/\text{s} \times 4 \times 10^4 \text{ kg/m}^2 \times 10^{-2} \frac{\text{kW}}{\text{kg} \cdot \text{m} / \text{s}}}{0,6} \approx 4 \text{ kW}$$

4.3.5.2 Bombas de alimentación de la purificadora de F.O

Tiene la misión de trasegar el fuel oil desde el tanque de sedimentación al de servicio diario a través de las purificadoras. Se instalan por duplicado (en paralelo) y están colocadas en serie con la separadora. La autonomía del tanque de servicio diario es de 24 horas, por lo que la separadora debe ser capaz de realizar la separación en menor tiempo, en este caso la capacidad de separación de la depuradora es de 12 horas.

Por consiguiente, el caudal de cada bomba de alimentación de la purificadora es función del volumen de fuel oil que consumen el motor principal y los auxiliares para una autonomía de 24 horas, y del tiempo de separación.



$$Q = \frac{\sum \left[\text{Consumo} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \right) \times \text{Potencia} (\text{kW}) \right] \times \text{Autonomía} (\text{h})}{\rho_{\text{fuel}} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right) \times t_{\text{separación}} (\text{h})}$$

$$Q = \frac{0,1637 \frac{\text{Kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \times 12.377 \text{kW} + 2 \times \left(0,193 \frac{\text{Kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \times 760 \text{kW} \right) \times 24 \text{h}}{950 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 12 \text{h}} \approx 4,9 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

La potencia absorbida para cada una de estas bombas se calcula de igual forma que para las bombas de trasiego.

$$P = \frac{\frac{4,9}{3.600} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 4 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 10^{-2} \frac{\text{kW}}{\text{kg} \cdot \text{m} / \text{s}}}{0,6} = 0,91 \text{kW}$$

4.3.5.3 Bombas de alimentación y circulación de combustible

El circuito de alimentación de combustible a los motores diesel (motor principal y motores auxiliares) consta de dos etapas diferenciadas, separadas por el tanque o colector de desaireación (ver *Figura 12*):

- La etapa de baja presión, donde la bomba de alimentación aspira combustible del tanque de servicio diario y descarga al colector de desaireación. Para evitar la gasificación del combustible, el circuito de baja se mantiene a una presión de 4 bar. En el cálculo de potencia de la bomba de alimentación se tomará como salto de presión 5 bar, para tener en cuenta las pérdidas de carga.
- La etapa de alta presión, en la que la bomba de circulación o presurización aspira combustible del tanque de desaireación, y eleva el combustible a la presión de alimentación del colector de admisión del motor diesel correspondiente. La bomba de circulación debe entregar el combustible a una presión de 8 bar, que teniendo en cuenta las pérdidas de carga, equivale a una presión de aprox. 10 bar en la bomba de circulación. El salto de presión requerido es de 6 bar, ya que aspira del circuito de baja a 4 bar.

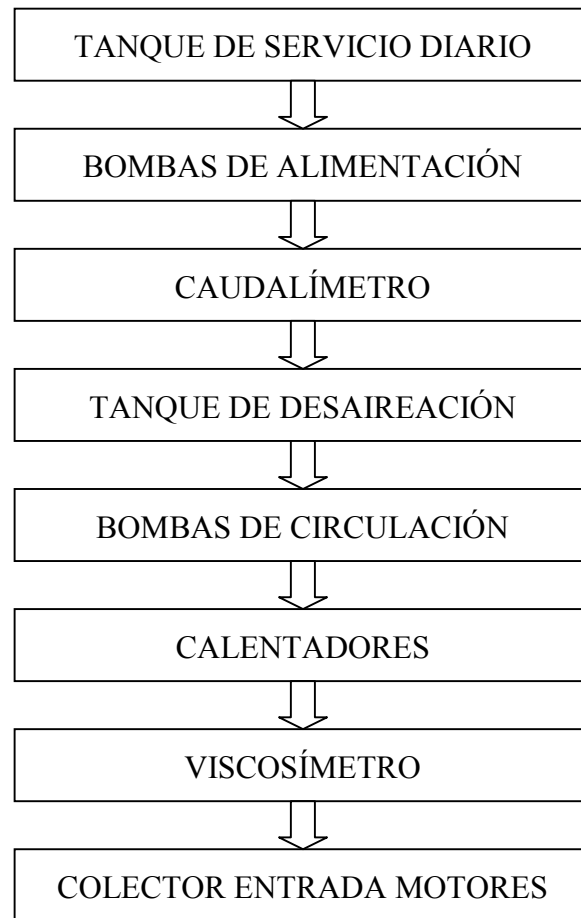


Figura 12. Diagrama de bloques del circuito de alimentación de combustible.

Fuente: Creación propia.

Bombas de alimentación

Se instalarán dos bombas de alimentación, conectadas en paralelo. El fabricante del motor principal recomienda un caudal de $4,2 \text{ m}^3/\text{h}$ para cada bomba de alimentación, y el fabricante de los motores auxiliares recomienda el doble del consumo de cada motor conectado:

$$Q = \frac{2 \times 2 \times \left(0,193 \frac{\text{Kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \times 760 \text{ kW} \right)}{950 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} \approx 0,7 \text{ m}^3/\text{h}$$



La potencia absorbida por cada bomba, para un caudal de 4,9 m³/h y un salto de presión de 5 bar, debe ser:

$$P = \frac{\frac{4,9}{3.600} \frac{m^3}{s} \times 5 \times 10^4 \frac{kg}{m^2} \times 10^{-2} \frac{kW}{kg \cdot m/s}}{0,6} \approx 1,2 kW$$

Bombas de circulación

De igual forma, se instalarán dos bombas de circulación conectadas en paralelo. El fabricante del motor principal recomienda en su guía de diseño un caudal de 7,7 m³/h para cada bomba. Para los motores auxiliares, el fabricante recomienda 5 veces el consumo de cada motor auxiliar conectado:

$$Q = \frac{5 \times 2 \times \left(0,193 \frac{Kg}{kW \cdot h} \times 760 kW \right)}{950 \frac{Kg}{m^3}} \approx 1,6 \frac{m^3}{h}$$

El motivo de que el caudal sea elevado es evitar pulsaciones y vibraciones en el colector de aspiración de las bombas de alta de los motores. La potencia absorbida por cada bomba, para un caudal de 9,3 m³/h y un salto de presión de 6 bar es:

$$P = \frac{\frac{9,3}{3.600} \frac{m^3}{s} \times 6 \times 10^4 \frac{kg}{m^2} \times 10^{-2} \frac{kW}{kg \cdot m/s}}{0,6} \approx 2,6 kW$$

4.3.5.4 Bomba del tanque de lodos

Tiene la misión de trasegar el contenido del tanque de lodos al incinerador o al exterior del buque. Esta bomba debe ser capaz de vaciar todo el contenido del tanque de lodos en 3 horas, con un salto de presión de 5 bar.

$$Q = \frac{V_{TL} (m^3)}{t (horas)} = \frac{27 m^3}{3 h} = 9 \frac{m^3}{h}$$

$$P = \frac{\frac{9}{3.600} \frac{m^3}{s} \times 5 \times 10^4 \frac{kg}{m^2} \times 10^{-2} \frac{kW}{kg \cdot m/s}}{0,6} = 2 kW$$



4.3.5.5 Bombas de trasiego de D.O.

Se instalarán dos bombas para el trasiego de diesel oil entre los tanques de almacén y de servicio diario. Cada bomba debe ser capaz de llenar el tanque de servicio diario de diesel oil en 3 horas, con un salto de presión de 4 bar.

$$Q = \frac{V_{TSD_{DO}} (m^3)}{t (horas)} = \frac{24 m^3}{3 h} = 8 m^3/h$$
$$P = \frac{\frac{8}{3.600} m^3/s \times 4 \times 10^4 kg/m^2 \times 10^{-2} \frac{kW}{kg \cdot m/s}}{0,6} \approx 1,5 kW$$

4.3.6 Dimensionamiento de las purificadoras

Se instalará un sistema formado por dos separadoras de combustible, autolimpiables, que aspiran del tanque de sedimentación y descargan en el tanque de servicio diario. Las separadoras están conectadas entre sí de forma que puedan trabajar en serie (una de ellas trabaja como purificadora eliminando lodos y agua, mientras que la otra trabaja como clarificadora eliminando partículas sólidas), o en paralelo (ambas como purificadoras).

La capacidad de las purificadoras, al igual que las bombas que las preceden, es función del volumen de fuel oil que consumen el motor principal y los auxiliares para una autonomía de 24 horas, y del tiempo de separación establecido en 12 horas.

$$Q = \frac{\sum \left[Consumo \left(\frac{Kg}{kW \cdot h} \right) \times Potencia (kW) \right] \times Autonomía (h)}{\rho_{fuel} \left(\frac{Kg}{m^3} \right) \times t_{separación} (h)}$$
$$Q = \frac{0,1637 \frac{Kg}{kW \cdot h} \times 12.377 kW + 2 \times \left(0,193 \frac{Kg}{kW \cdot h} \times 760 kW \right)}{950 \frac{Kg}{m^3} \times 12 h} \times 24 h \approx 4,9 m^3/h$$

4.3.7 Dimensionamiento de los calentadores

Los calentadores son necesarios tanto en el circuito de purificación como en el de alimentación. En ambos casos, los calentadores serán de tubos, de tipo flujo cruzado y paso múltiple. Las características de los calentadores están indicadas en la *Tabla 19*.



- Se instalará un calentador delante de cada purificadora para elevar la temperatura del combustible, proveniente del tanque de sedimentación a 60°C aprox., hasta los 98°C, con el objetivo de alcanzar la viscosidad adecuada para la purificación.
- En el sistema de alimentación se instalarán dos calentadores en paralelo, situados a continuación de cada bomba de circulación, para elevar la temperatura del combustible y adaptar su viscosidad al valor recomendado por el fabricante para la inyección, en este caso de 15 cSt. Un viscosímetro, situado a la descarga de los calentadores, mide la viscosidad del combustible y ajusta su valor mediante una válvula que regula la presión de vapor en la alimentación de estos calentadores.

Potencia calorífica de los calentadores de las purificadoras

El calor necesario para elevar la temperatura del combustible desde una temperatura inicial de 60°C, proveniente del tanque de sedimentación, hasta una temperatura aproximada de 98°C recomendada para la purificación, se calcula a través de la siguiente expresión:

$$Q = C \times \rho \times C_e \times (T_s - T_e)$$

donde,

Q = Calor necesario en Kcal/h

C = Caudal del combustible a calentar en m³/h

ρ = Peso específico del combustible = 950 Kg/m³

C_e = Calor específico del combustible = 0,5 Kcal/Kg°C

T_s – T_e = Diferencia de temperatura del combustible (T. salida – T. entrada) en °C.

$$Q = 4,9 \frac{m^3}{h} \times 950 \frac{Kg}{m^3} \times 0,5 \frac{Kcal}{Kg \cdot ^\circ C} \times (98 - 60)^\circ C = 88.445 \frac{Kcal}{h}$$

Potencia calorífica de los calentadores del sistema de alimentación

El método de cálculo es idéntico al anterior, aplicando el caudal de las bombas de circulación y las temperaturas indicadas en la *Tabla 19*.

$$Q = 9,3 \frac{m^3}{h} \times 950 \frac{Kg}{m^3} \times 0,5 \frac{Kcal}{Kg \cdot ^\circ C} \times (150 - 90)^\circ C = 265.050 \frac{Kcal}{h}$$



Característica	Unidades	Calentador de la purificadora	Calentador del sistema de alimentación
Temp. de entrada del combustible	°C	60	90
Temp. de salida del combustible	°C	98	150
Presión de trabajo	bar	4	10
Caudal de combustible	m ³ /h	4,9	9,3
Presión del vapor saturado	bar	7	7
Potencia calorífica	h/Kcal	88.445	265.050

Tabla 19. Características de los calentadores de combustible.

Fuente: Creación propia.

4.3.8 Dimensionamiento de las líneas de tuberías de FO

Se utilizarán tubos de acero sin soldadura, fabricados de acuerdo a la norma UNE-EN 10216-1 (equivalente DIN 1629/84, y norma dimensional DIN 2448), con calidad St 37.0.

Es necesario dimensionar las tuberías de acuerdo al caudal que circulará por ellas, una tubería de diámetro reducido provocará elevadas velocidades de circulación y como consecuencia pérdidas elevadas por fricción; una tubería de gran diámetro resultará costosa y difícil de instalar.

El objetivo es establecer el diámetro interno apropiado de cada tramo de tubería del sistema de combustible teniendo en cuenta el caudal que circula por el mismo. Para calcular el diámetro interno utilizaremos el gráfico de la *Figura 13*, extraído de la guía de diseño “*Velocidades máximas de fluidos en tuberías*” de Navantia. Este gráfico contiene 4 curvas, dos de velocidad (aspiración y descarga) y otras dos de caudal (aspiración y descarga).

Entramos en el gráfico con el valor del caudal, en m³/h, hasta cortar las curvas de “CAUDAL DESC.” y “CAUDAL ASP.”, para obtener en el eje de abscisas el diámetro interno para tuberías de descarga y aspiración respectivamente. Como ejemplo, la *Figura 13* incluye el cálculo del diámetro interno de las tuberías de aspiración (61 mm) y descarga (52 mm) de las bombas de alimentación de FO, para un caudal de 4,9 m³/h.



FUEL OIL

Aspiración - Suction: $v_{max} = 0,06048 \times d^{0,5}$; $v_{max} = 1,22 \text{ m/s} \Rightarrow d = 406 \text{ mm}$

Descarga - Discharge: $v_{max} = 0,09072 \times d^{0,5}$; $v_{max} = 1,83 \text{ m/s} \Rightarrow d = 406 \text{ mm}$

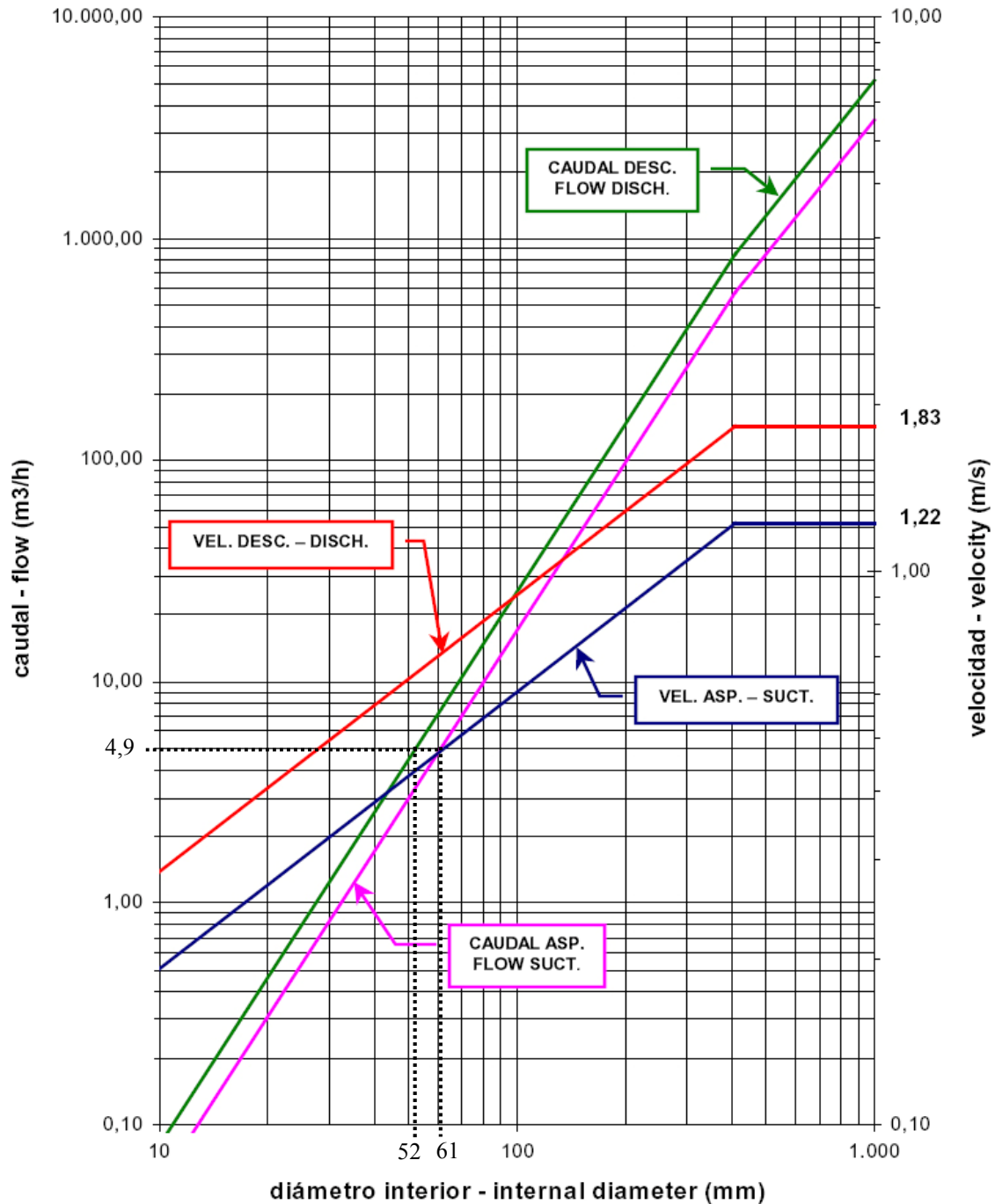


Figura 13. Gráfico para el cálculo del diámetro interno de las tuberías de Fuel Oil.

Fuente: Guía de diseño de Navantia "Velocidades máximas de fluidos en tuberías".



Una vez obtenido el diámetro interno, seleccionamos las dimensiones de cada tramo de tubería, según la norma DIN 2448 para tuberías de acero sin soldadura incluidas en la *Tabla 20*.

Diámetro Nominal (mm)	Diámetro Exterior (mm)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)	Serie
32	42,4	2,6	2,55	A
		3,6	3,44	B
		4,5	4,21	C
40	48,3	2,6	2,93	A
		3,6	3,97	B
		4,5	4,86	C
50	60,3	2,9	4,11	A
		4,5	6,19	B
		5,6	7,55	C
65	76,1	2,9	5,24	A
		4,5	7,95	B
		5,6	9,74	C
80	88,9	3,2	6,76	A
		5,0	10,30	B
		7,1	14,30	C
100	114,3	3,6	9,83	A
		4,5	12,20	B
		7,1	18,80	C
125	139,7	4,0	13,40	A
		5,6	18,50	B
		7,1	23,20	C
150	168,3	4,5	18,20	A
		5,6	22,50	B
		7,1	28,20	C
200	219,1	6,3	33,10	A
		7,1	37,10	B
		8,0	41,60	C
250	273	6,3	41,40	A
		7,1	46,60	B
		8,8	57,30	C
300	323,9	7,1	55,50	A
		8,8	68,40	B
		10,0	77,40	C
350	355,6	8,0	68,60	A
		8,8	75,30	B
		10,0	85,20	C
400	406,4	8,8	86,30	A
		11,0	107,00	B
		12,5	121,00	C

Tabla 20. Diámetros nominales para tuberías de acero sin soldadura DIN 2448.

Fuente: Creación propia a partir del estándar de Navantia DIN 2448.



Para seleccionar la tubería adecuada, hay que tener en cuenta que el diámetro interior normalizado es la diferencia entre el diámetro exterior y el doble del espesor.

El diámetro interior calculado no debe superar el diámetro interior normalizado, y de todas las tuberías que cumplan esta premisa, se seleccionará la tubería de menor diámetro interior normalizado. Para el sistema de combustible seleccionamos el espesor de la serie B.

Siguiendo con el ejemplo anterior, para $d_{asp} = 61 \text{ mm}$, probamos con una tubería DN65 de 76,1 mm de diámetro exterior y 4,5 mm de espesor:

$$d_{interior} = d_{exterior} - (2 \times espesor) = 76,1 - (2 \times 4,5) = 67,1 \text{ mm}$$

Cumple con la condición porque el diámetro interior nominal es superior al calculado. Ahora probaremos con una tubería DN50 para verificar si una tubería de menor diámetro puede ser seleccionada.

$$d_{interior} = 60,3 - (2 \times 4,5) = 51,3 \text{ mm}$$

La tubería DN50 no puede ser seleccionada porque el diámetro interior normalizado (51,3 mm) es menor que el diámetro interior calculado (61 mm). Por tanto, para este tramo de tubería, desde el tanque de servicio diario hasta la aspiración de las bombas de alimentación de FO, se selecciona una tubería con diámetro nominal DN65 de la serie B.

El cálculo del diámetro interno para el resto de tramos del sistema de FO (ver *Tabla 21*) se ha realizado mediante la fórmula incluida en la guía de diseño de Navantia “*Velocidades máximas de fluidos en tuberías*”, que relaciona velocidad (m/s) con diámetro (mm).

$$\text{Aspiración: } V_{\max} = 0,06048 \times d^{0,5}$$

$$\text{Descarga: } V_{\max} = 0,09072 \times d^{0,5}$$

Para obtener una fórmula que relacione el diámetro interno con el caudal, en lugar de la velocidad, nos apoyamos en la fórmula del caudal, $Q = v \times S$. Operamos para obtener el caudal en m^3/h :



$$Q = v \times S = v \left(\frac{m}{s} \right) \times \pi \times \frac{d^2 (mm^2)}{4} = v \left(\frac{m}{s} \right) \times 3600 \left(\frac{s}{h} \right) \times \pi \times \frac{d^2 (mm^2)}{4 \times 1000 \left(\frac{mm^2}{m^2} \right)}$$

Sustituyendo “v”, en la fórmula del caudal, por su valor en la ecuación anterior de v_{max} , y despejando “d”, obtenemos la fórmula que relaciona el diámetro interno de la tubería con el caudal de servicio que circula por la misma. Los resultados se muestran en la *Tabla 21*.

Tramo de tubería	Caudal m ³ /h	Diámetro Interior (mm)	Diámetro Nominal (mm)	Diámetro Exterior (mm)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)	Serie
Colector de llenado de combustible.	382	294,6	300	323,9	8,8	68,40	B
Ramales de llenado de cada tanque de almacén de FO	95	168,8	200	219,1	7,1	37,10	B
Aspiración de las bombas de trasiego, desde la salida del tanque de FO.	21	108,6	125	139,7	5,6	18,50	B
Descarga de la bomba de trasiego de FO, hasta los tanques de almacén y sedimentación.	21	92,3	100	114,3	4,5	12,20	B
Aspiración de las bombas de alimentación de purificadoras de FO, desde el tanque de sedimentación.	4,9	60,7	65	76,1	4,5	7,95	B
Descarga de las bombas de alimentación de purificadoras de FO, hasta tanque de servicio diario.	4,9	51,6	65	76,1	4,5	7,95	B
Aspiración de las bombas de alimentación de FO, desde la salida del tanque de servicio diario.	4,9	60,7	65	76,1	4,5	7,95	B
Descarga de las bombas de alimentación de FO hasta el desaireador.	4,9	51,6	65	76,1	4,5	7,95	B
Aspiración de las bombas de circulación de FO, desde el desaireador.	9,3	78,4	100	114,3	4,5	12,20	B
Aspiración de la bomba de inyección de FO del M.P., desde la descarga de las bombas de circulación.	9,3	78,4	100	114,3	4,5	12,20	B
Retorno de FO desde el M.P. hasta el desaireador.	9,3	66,6	80	88,9	5,0	10,30	B
Retorno de FO desde el M.P. hasta el tanque de servicio diario.	9,3	66,6	80	88,9	5,0	10,30	B

Tabla 21. Dimensiones de las tuberías de FO.

Fuente: Creación propia a partir de los datos calculados y estándar de Navantia.



4.4 Sistema de lubricación

Son varias las razones por las que el aceite lubricante es un elemento fundamental en la vida del motor:

- Disminuye el rozamiento entre los elementos en contacto con movimiento relativo entre ellos.
- Participa en el enfriamiento del motor.
- Disminuye el desgaste.
- Ayuda en el sellado de los cilindros.
- Mantiene limpio el motor, tanto de agentes externos como de residuos de la combustión.

En este proyecto, solo se van a tratar los sistemas de lubricación de los elementos más importantes de la cámara de máquinas, como son el motor principal y motores auxiliares.

4.4.1 Sistema de lubricación del motor principal

Man Diesel & Turbo construye el motor 6-S70MC6 con un sistema integrado de lubricación, el cual recibe el aceite lubricante de la línea de suministro, y lo distribuye para una lubricación general, que incluye principalmente:

- Cojinetes principales
- Cojinetes de biela
- Cruceta
- Eje de levas
- Actuadores de válvulas de exhaustación
- Turbo-soplante
- Refrigeración de pistones

Desde otra línea independiente se suministra aceite para la lubricación de los cilindros.



4.4.1.1 Lubricación general o del cárter

El motor seleccionado cuenta con una bomba de combustible que, mediante una válvula de retención tipo “paraguas”, elimina el riesgo de que el fuel oil penetre en el sistema de lubricación del eje de levas, por tanto, no es necesario un sistema separado para la lubricación del eje de levas. Este sistema permite que los costes de instalación, mantenimiento y espacio, sean más reducidos que en sistemas separados: los tanques, filtros, bombas y tuberías para el sistema de árbol de levas se eliminan.

En la *Figura 14* se representa el esquema del sistema externo al motor para la lubricación general del mismo. En el interior del motor, el aceite se acumula en el cárter, desde donde se drena al tanque de retornos por gravedad, situado en el doble fondo de la cámara de máquinas, debajo del motor, y protegido por un cofferdam. También en el doble fondo, se situará un tanque de aceite sucio para almacenar una posible carga contaminada.

Desde el tanque de retornos, también llamado de servicio, aspiran las bombas de circulación. Las bombas del sistema serán de husillos o de engranajes, y en cumplimiento con la sociedad de clasificación, se instalarán por duplicado, en paralelo, quedando una en stand-by como respeto.

El aceite debe estar limpio antes de ser introducido en el motor, y a la temperatura recomendada por el fabricante del mismo, fijada en 45°C. Para enfriar el aceite, se dispone de un sistema formado por un enfriador, al que descarga la bomba de circulación, y una válvula termostática. El objetivo de ésta válvula de tres vías es permitir el paso de mayor o menor flujo de aceite por el enfriador, mezclándolo con aceite no enfriado, y mantener así la temperatura a la entrada del motor en 45°C. Para eliminar las partículas que pueda contener el aceite, se dispondrá de un filtro lo más cerca posible del motor.

El aceite de lubricación puede estar expuesto a contaminaciones, siendo la contaminación por agua la más peligrosa. Por ello, se dispone del sistema de purificación mostrado en la *Figura 14*.

Para compensar el consumo de aceite se instalará un tanque de almacén que alimentará por gravedad al tanque de retorno. El tanque de almacén se comunica con el



exterior a través de dos tomas dispuestas en la cubierta principal, una en babor y otra en estribor. Las bombas de trasiego tienen la misión de trasegar el aceite entre los diferentes tanques y las tomas de cubierta, además de alimentar a las purificadoras.

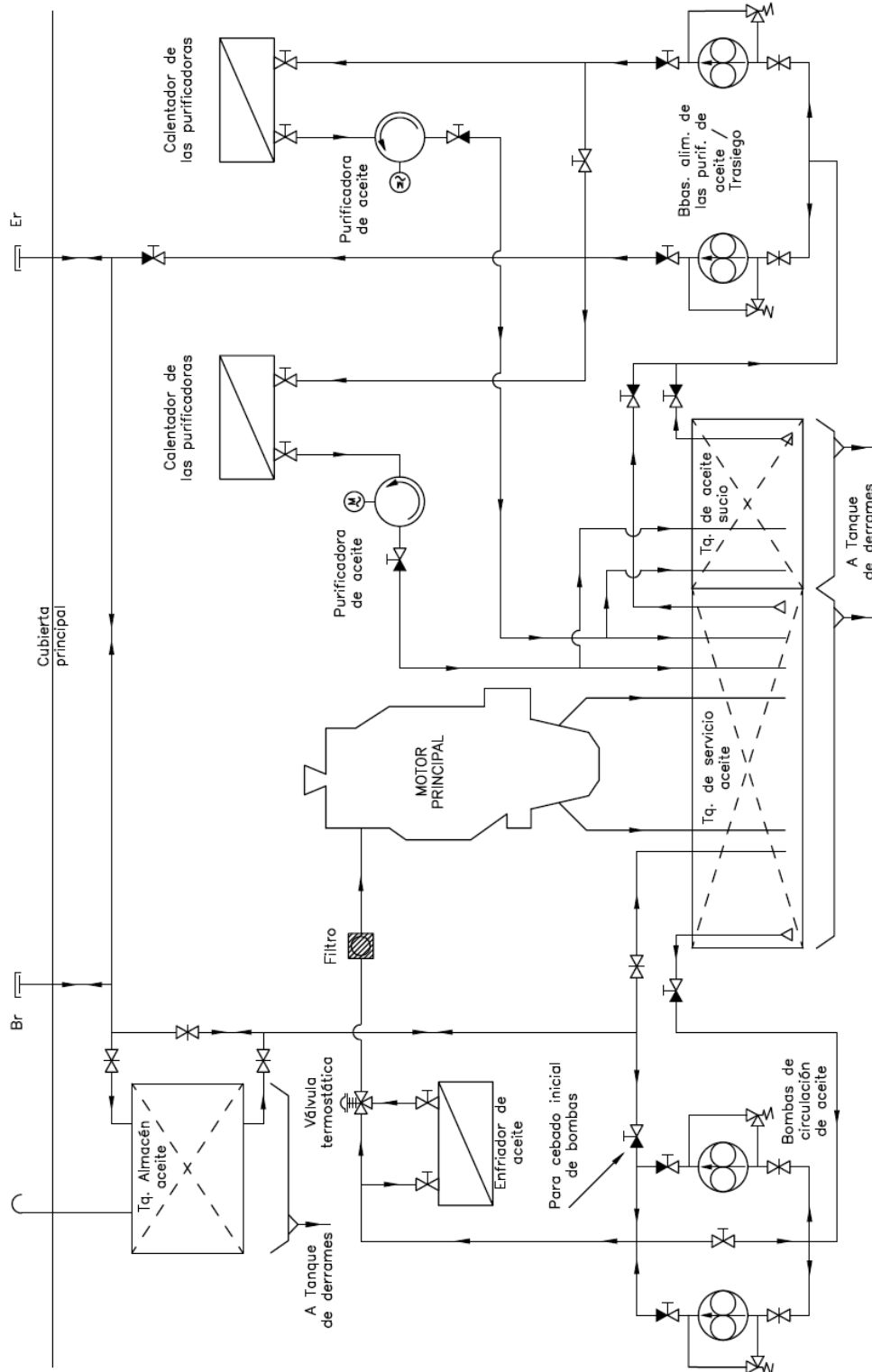


Figura 14. Esquema del sistema de lubricación general.

Fuente: Creación propia en Autocad a partir de la guía de proyecto.



4.4.1.2 Elementos del sistema de lubricación general

En el dimensionamiento de cada uno de los componentes principales del sistema de lubricación general se tendrán en cuenta las recomendaciones de la guía de proyecto del fabricante del motor principal.

- Aceite lubricante

El fabricante del motor principal recomienda un aceite para lubricación general y refrigeración con un grado de viscosidad SAE 30, con inhibidores de oxidación y herrumbre. Además, ha de tener propiedades adecuadas de dispersión y detergente. Su densidad se tomará igual a 920 Kg/m^3 .

- Tanque de retorno o de servicio

Se sitúa en el doble fondo de la cámara de máquinas, justo debajo del motor principal, protegido por un cofferdam para evitar contaminaciones. El volumen de aceite recomendado por el fabricante del motor es de 30 m^3 . El volumen de este tanque se incrementará en un 4% para considerar las pérdidas por los elementos estructurales del mismo. Teniendo en cuenta este margen, se instalará un tanque de retorno de 32 m^3 .

- Tanque de almacén

Está previsto con la misión de reponer el aceite consumido por el motor principal. Se le dotará con la misma capacidad que el tanque de retorno.

- Tanque de aceite sucio

Tiene la misión de almacenar una posible carga de aceite contaminado. Se dispondrá en el doble fondo de la cámara de máquinas. Tendrá la misma capacidad que el tanque de retorno, posibilitando así la capacidad de cambiar el aceite durante la navegación en caso de contaminación.

- Bombas de alimentación de purificadoras y de trasiego de aceite

Se requieren bombas de alimentación para suministrar aceite sucio a las purificadoras de aceite. Por otra parte, y solo en caso de necesidad, se requiere trasegar



el aceite entre tanques o descargarlo al exterior. El salto de presión requerido por estas bombas es de 2,5 bar.

- Para realizar la operación de trasiego, las bombas deben ser capaces de pasar el contenido completo de uno a otro tanque en una hora, por tanto, el caudal requerido para esta operación es de $30 \text{ m}^3/\text{h}$.
- Para la alimentación de aceite sucio a las purificadoras, las bombas deben proporcionar el caudal requerido para la purificación. El fabricante del motor principal recomienda en su guía de proyecto que la purificadora tenga una capacidad de 0,136 litros/kW·h, usando el MCR nominal.

$$Q = 0,136 \frac{\text{l}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \times 16.860 \text{kW} \approx 2.293 \frac{\text{l}}{\text{h}} \approx 2,3 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

El caudal requerido en la operación de trasiego es mucho mayor que en la de alimentación de aceite a las purificadoras. La operación de trasiego es eventual, sin embargo la purificación de aceite sucio es continua. Como no es conveniente que las bombas operen de forma continua muy por debajo de su capacidad nominal, se dispondrán dos bombas de alimentación de las purificadoras de $2,3 \text{ m}^3/\text{h}$ cada una, y una bomba de trasiego de $30 \text{ m}^3/\text{h}$. En caso de avería de la bomba de trasiego, se pueden preveer elementos de respeto y utilizar temporalmente una de las bombas de las purificadoras mientras se fija la avería.

A continuación se calcula la potencia absorbida por la bomba de trasiego, tomando un rendimiento total de 0,6.

$$P = \frac{\frac{30}{3.600} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 2,5 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \times 10^{-2} \frac{\text{kW}}{\text{kg} \cdot \text{m} / \text{s}}}{0,6} = 3,5 \text{kW}$$

La potencia absorbida por cada bomba de alimentación de las purificadoras será:

$$P = \frac{\frac{2,3}{3.600} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 2,5 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \times 10^{-2} \frac{\text{kW}}{\text{kg} \cdot \text{m} / \text{s}}}{0,6} \approx 0,3 \text{kW}$$



- Bombas de circulación de aceite

El fabricante del motor principal especifica en su guía de proyecto un caudal de 370 m³/h, el cual debe ser incrementado hasta en un 12% como tolerancia. Siguiendo esta recomendación, se establece el caudal de la bomba de circulación en 414 m³/h.

Asimismo, establece un salto de presión de 4,4 bar, que incluye una caída de presión de 1 bar en el enfriador y filtro. Así, la potencia absorbida por la bomba de circulación es:

$$P = \frac{\frac{414}{3.600} \frac{m^3}{s} \times 4,4 \times 10^4 \frac{kg}{m^2} \times 10^{-2} \frac{kW}{kg \cdot m/s}}{0,6} = 76,7 kW$$

- Enfriador de aceite

El enfriador de aceite lubricante debe ser del tipo carcasa y tubos, de materiales no féreos. El fabricante del motor principal recomienda para el enfriador las siguientes características:

- Se admite una pérdida de carga máxima de 0,5 bar.
- Caudal de aceite de 414 m³/h.
- La presión de trabajo del aceite debe ser de 4,4 bar.
- Calor a disipar 1.390 kW.

Nota sobre el calor a disipar por el enfriador

El calor a disipar por el enfriador, trabajando el motor en el punto MCR nominal, es de 1.390 kW, sin embargo, el motor trabajará en el buque proyecto a una potencia menor (MCR especificado) y, por tanto, el calor a disipar será menor.

Para el presente proyecto se ha diseñado el enfriador suponiendo que el motor principal funcionará en el MCR nominal, aunque este nunca lo hará en este punto. El motivo por el que se sobredimensiona el equipo es dar un margen que cubra el envejecimiento del mismo.



A continuación, y solo para información, se calculará el calor a disipar por este enfriador trabajando el motor principal en el punto MCR especificado. Para su cálculo, la guía de proyecto proporciona el siguiente diagrama (*Figura 15*).

MCR nominal, (L_1)	P_{L1} : 16.860 kW (100%) y 91 rpm (100%)
MCR especificado, (M)	P_M : 12.377 kW (73%) y 79 rpm (87%)

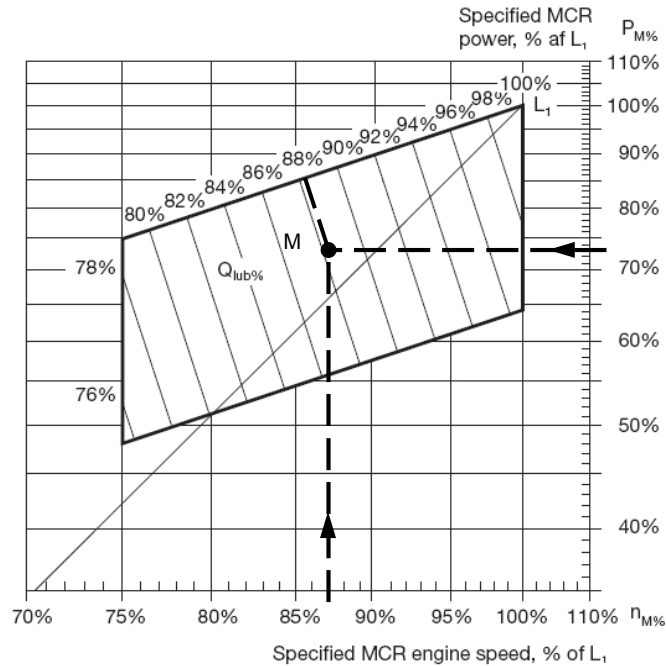


Figura 15. Disipación de calor en el punto MCR especificado.

Fuente: Creación propia a partir de la guía de proyecto.

El gráfico de la *Figura 15* indica que el calor a disipar por el enfriador de aceite, con el motor funcionando en el punto MCR especificado, es del 88,2% respecto del MCR nominal, y su valor es:

$$Q_{lub,M} = 1.390 \text{ kW} \times 0,882 = 1.226 \text{ kW}$$

- Válvula termostática para el control de la temperatura del aceite

El control de temperatura, antes de introducir el aceite lubricante en el motor, se realizará con una válvula termostática de tres vías, que controlará el flujo de aceite que debe pasar por el enfriador, con el objetivo de mantener la temperatura del aceite en el rango especificado por el fabricante del motor, entre 40 y 47°C.



- Filtro de aceite de lubricación

A medida que se usa el aceite del motor, este se contamina gradualmente con partículas de metal, carbón, etc. Si las piezas del motor que están en movimiento fueran lubricadas por dicho aceite sucio, se desgastarían rápidamente y como resultado el motor podría agarrotarse. Para evitar esto, se fija un filtro de aceite autolimpiable, justo a la entrada del motor, que retenga esas sustancias indeseables, cuyas características se muestran a continuación.

- Se admite una pérdida de carga máxima de 0,5 bar.
- Caudal de aceite de 414 m³/h.
- La presión de trabajo del aceite debe ser de 4,4 bar.
- Temperatura de trabajo de 45°C.
- Fineza de 50 micras.

- Purificadoras de aceite

Se instalarán dos purificadoras autolimpiables, de las cuales una se mantendrá de reserva. Es recomendable que se purifique totalmente el aceite del sistema de 2 a 2,5 veces al día.

El fabricante del motor principal recomienda en su guía de proyecto que la purificadora tenga una capacidad de 0,136 litros/kW·h, usando el MCR nominal. Esto se calculó anteriormente para las bombas de las purificadoras, resultando en 2,3 m³/h, lo que supone que el aceite se purifica totalmente 2,1 veces al día, que está dentro de lo recomendable.

- Calentadores de las purificadoras de aceite

Para un correcto proceso de purificación, el aceite lubricante debe tener una temperatura aproximada de 80°C, y alcanzar así la viscosidad adecuada para este proceso. Como el aceite se encuentra a una temperatura aproximada de 40°C cuando es succionado por las bombas de las purificadoras, el calentador debe incrementar la temperatura del aceite en 40 °C.



El calor necesario para elevar la temperatura del aceite lubricante en 40°C será:

$$Q = C \times \rho \times C_e \times (T_s - T_e)$$

donde,

Q = Calor necesario en Kcal/h

C = Caudal del aceite a calentar = 2,3 m³/h

ρ = Peso específico del aceite = 920 Kg/m³

C_e = Calor específico del aceite = 0,5 Kcal/Kg°C

T_s - T_e = Diferencia de temperatura del aceite (T. salida - T. entrada) en °C

$$Q = 2,3 \frac{m^3}{h} \times 920 \frac{Kg}{m^3} \times 0,5 \frac{Kcal}{Kg \cdot ^\circ C} \times (80 - 40)^\circ C = 42.320 \frac{Kcal}{h}$$

4.4.1.3 Lubricación de cilindros

En este sistema, el aceite se inyecta sobre la superficie de las camisas de los cilindros a través de unos orificios. El aceite llega hasta los orificios distribuidos sobre la superficie de los cilindros mediante un sistema electrónico de lubricación incorporado en el propio motor. Los objetivos de la lubricación de camisas son:

- Reducir la fricción y el desgaste entre los aros del pistón y la camisa.
- Colaborar en la estanqueidad aro/pistón/cilindro.
- Proteger a las camisas de la corrosión.

En el esquema de la *Figura 16* se representan los elementos principales del sistema externo de lubricación de cilindros. El aceite se almacena a bordo en el tanque de almacén de aceite de cilindros, y desde ahí se le hace pasar al tanque de servicio de aceite de cilindros a través de una bomba de trasiego.

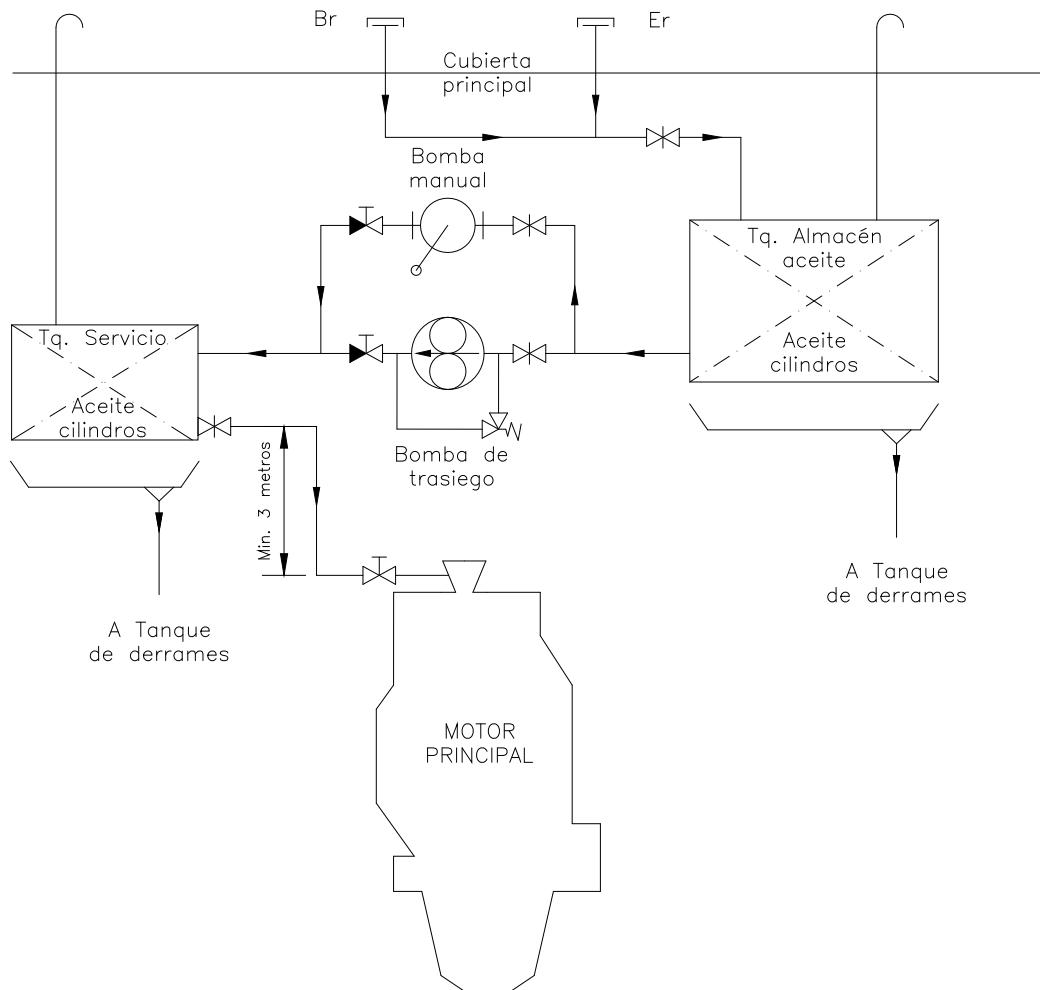


Figura 16. Esquema del sistema de lubricación de cilindros.

Fuente: Creación propia en Autocad a partir de la guía de proyecto.

El aceite fluye por gravedad hasta el motor desde el tanque de servicio, el cual se sitúa a un mínimo de 3 metros de altura sobre la brida de conexión del motor. Una vez que el aceite llega al motor, entra en el sistema interno de lubricación, que inyecta el aceite en los cilindros mediante bombas de inyección. Este sistema interno de lubricación incluye un filtro que eliminará las partículas no deseables que pueda contener.



4.4.1.4 Elementos del sistema de lubricación de cilindros

Al igual que en el sistema de lubricación general, se tendrán en cuenta las recomendaciones del fabricante del motor principal para el dimensionamiento de cada uno de los componentes principales del sistema de lubricación de cilindros.

- Aceite lubricante

El tipo de aceite recomendado por el fabricante del motor principal para la lubricación de cilindros ha de tener un grado de viscosidad SAE 50. Es un aceite de mejores características que el aceite usado para la lubricación general debido a los residuos de la combustión y a los componentes nocivos de los combustibles pesados. Para el cálculo del resto de elementos del sistema, su densidad se tomará igual a 940 Kg/m³.

En cuanto al índice de alcalinidad base, el fabricante recomienda un aceite con índice TBN 70, que puede ser usado con todo tipo de fuel oil. Aunque, en caso de usar un fuel oil con un contenido de azufre inferior al 1,5% durante más de 1 o 2 semanas, recomienda un aceite con índice TBN 40 o 50.

- Tanque de almacén de aceite de cilindros

La capacidad del tanque de almacén depende del consumo de aceite de cilindros del motor principal y de la autonomía del buque. Según la guía de proyecto del fabricante del motor, el consumo promedio de aceite es de 0,7 g/kW·h, y el Armador exige una autonomía del buque de 35.000 millas para una velocidad especificada de 14 nudos, lo que corresponde a 2.500 horas de navegación.

Con estos datos, y considerando un margen del 4% por las pérdidas debidas a los elementos estructurales del tanque, el volumen del mismo será:

$$V_{TAC} = 1,04 \times \frac{\text{Consumo} \left(\frac{\text{g}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \right) \times \text{Potencia}_{MCR} (\text{kW})}{\rho_{\text{fuel}} \left(\frac{\text{g}}{\text{m}^3} \right)} \times \text{Autonomía} (\text{h})$$



$$V_{TAC} = 1,04 \times \frac{0,7 \frac{g}{kW \cdot h} \times 12.377 kW}{940 \cdot 10^3 \frac{g}{m^3}} \times 2.500 h \approx 24 m^3$$

- Tanque de servicio de aceite de cilindros

Como el armador no especifica la capacidad del tanque de servicio de aceite de cilindros, la práctica habitual es dimensionar el tanque para almacenar el volumen equivalente a dos días de consumo de aceite. Aplicamos un margen del 4% por pérdidas debidas a elementos estructurales del tanque.

$$V_{TSC} = 1,04 \times \frac{0,7 \frac{g}{kW \cdot h} \times 12.377 kW}{940 \cdot 10^3 \frac{g}{m^3}} \times 48 h \approx 0,5 m^3$$

- Bombas de trasiego de aceite de cilindros

Se instalará una bomba de trasiego, de husillo o de engranajes, entre el tanque de almacén y el de servicio con la capacidad de llenar el tanque de servicio de aceite de cilindros en 30 minutos. Además, se dispondrá de una bomba de mano de respeto conectada al sistema con la misma capacidad que la anterior.

$$Q = \frac{V_{TSC} (m^3)}{Tiempo (h)} = \frac{0,44 m^3}{\frac{1}{2} h} = 0,88 m^3/h$$

La potencia de la bomba de husillo o engranajes, para un salto de presión de 3 bar, y un rendimiento total de 0,6 será:

$$P = \frac{\frac{0,88 m^3}{s} \times 3 \times 10^4 \frac{kg}{m^2} \times 10^{-2} \frac{kW}{kg \cdot m/s}}{0,6} = 0,12 kW$$

4.4.2 Sistema de lubricación de motores auxiliares

El sistema de lubricación de los motores auxiliares es análogo al del motor principal, con la salvedad de que el sistema de lubricación interna de los motores auxiliares seleccionados tiene incorporado en su sistema de lubricación interna los siguientes elementos:



- Bomba de circulación de aceite.
- Enfriador de aceite.
- Válvula termostática para el control de la temperatura.
- Filtro de aceite.

De forma que el sistema de lubricación externo solo requiere de un circuito externo, similar al circuito de purificación y trasiego de aceite incluido en el esquema de lubricación general que se muestra en la *Figura 14*.

4.4.2.1 Elementos del sistema de lubricación externa de MM.AA.

La guía de proyecto de Wärtsilä para los motores auxiliares contiene recomendaciones para el dimensionamiento de cada uno de los componentes principales del sistema de lubricación externo, que han sido seguidas en el presente proyecto.

- Aceite lubricante

El aceite lubricante ha de tener un grado de viscosidad SAE 40, tal y como recomienda el fabricante. Para el cálculo del resto de elementos del sistema, su densidad se tomará igual a 920 Kg/m^3 .

En cuanto al índice de alcalinidad base, el fabricante recomienda un aceite con índice TBN 50-55 para operar con fuel oil, o un índice TBN 40 en caso de usar un fuel oil con un bajo contenido en azufre.

- Tanque de almacén de aceite

La capacidad del tanque de almacén depende del consumo de aceite de los motores auxiliares y de la autonomía del buque. El consumo promedio de aceite indicado por el fabricante del motor es de $0,5 \text{ g/kW}\cdot\text{h}$. Según las especificaciones del Armador, la autonomía del buque es de 35.000 millas para una velocidad especificada de 14 nudos, lo que corresponde a 2.500 horas de navegación.

Con estos datos, y considerando un margen del 4% por las pérdidas debidas a los elementos estructurales del tanque, el volumen del mismo será:



$$V_{TA} = 1,04 \times \frac{\text{Consumo} \left(\frac{\text{g}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \right) \times \text{Potencia} (\text{kW})}{\rho_{\text{fuel}} \left(\frac{\text{g}}{\text{m}^3} \right)} \times \text{Autonomía} (\text{h})$$

$$V_{TA} = 1,04 \times \frac{0,5 \frac{\text{g}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \times 3 \times 760 \text{ kW}}{920 \cdot 10^3 \frac{\text{g}}{\text{m}^3}} \times 2.500 \text{ h} \approx 3,3 \text{ m}^3$$

- Tanque de retorno de aceite o de servicio

Como el armador no especifica la capacidad del tanque de servicio de aceite, se dimensionará de acuerdo a las recomendaciones del fabricante del motor, con capacidad para almacenar 0,76 m³.

- Purificadoras de aceite

Se instalarán dos purificadoras autolimpiables de igual capacidad, conectadas entre sí de forma que puedan trabajar en serie o en paralelo. El caudal de cada purificadora puede ser estimado mediante la fórmula recomendada por el fabricante:

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

donde:

Q = caudal (l/h)

P = potencia del motor (kW)

n = número de recirculaciones del tanque por día: 5 para HFO

t = tiempo de operación (h/día)

$$Q = \frac{1,35 \times (3 \times 760) \times 5}{24} = 641,3 \text{ l/h}$$

- Bomba de alimentación de las purificadoras y de trasiego de aceite

Se requieren bombas de alimentación para suministrar aceite sucio a las purificadoras de aceite. Por otra parte, y solo en caso de necesidad, se requiere trasegar



el aceite entre tanques o descargarlo al exterior. El salto de presión requerido por estas bombas es de 2,5 bar.

- Para realizar la operación de trasiego, las bombas deben ser capaces de pasar el contenido completo de uno a otro tanque en una hora, por tanto, el caudal requerido para esta operación es de 3,1 m³/h.
- Para la alimentación de aceite sucio a las purificadoras, el caudal requerido es el calculado anteriormente para las purificadoras según el método recomendado por el fabricante del motor, de valor 0,64 m³/h.

El caudal requerido en la operación de trasiego es mayor que en la de alimentación de aceite a las purificadoras. La operación de trasiego es eventual, sin embargo la purificación de aceite sucio es continua. Como no es conveniente que las bombas operen de forma continua muy por debajo de su capacidad nominal, se dispondrán dos bombas de alimentación de las purificadoras de 0,64 m³/h cada una, y una bomba de trasiego de 3,1 m³/h. En caso de avería de la bomba de trasiego, se pueden preveer elementos de respeto y utilizar temporalmente una de las bombas de las purificadoras mientras se fija la avería.

A continuación se calcula la potencia absorbida por la bomba de trasiego, tomando un rendimiento total de 0,6.

$$P = \frac{\frac{3,1}{3.600} \frac{m^3}{s} \times 2,5 \times 10^4 \frac{kg}{m^2} \times 10^{-2} \frac{kW}{kg \cdot m/s}}{0,6} = 0,36 kW$$

La potencia absorbida por cada bomba de alimentación de las purificadoras será:

$$P = \frac{\frac{0,64}{3.600} \frac{m^3}{s} \times 2,5 \times 10^4 \frac{kg}{m^2} \times 10^{-2} \frac{kW}{kg \cdot m/s}}{0,6} \approx 0,1 kW$$

- Calentadores de las purificadoras de aceite

La temperatura del aceite lubricante recomendada en la guía de proyecto de Wärtsilä, para un correcto proceso de purificación, es de 95°C. El aceite se encuentra a



una temperatura aproximada de 40°C cuando es succionado por las bombas de las purificadoras, por consiguiente, el calentador debe incrementar la temperatura del aceite en 55 °C. El calor necesario para elevar la temperatura del aceite lubricante en 55°C será:

$$Q = C \times \rho \times C_e \times (T_s - T_e)$$

donde,

Q = Calor necesario en Kcal/h

C = Caudal del aceite a calentar = 0,64 m³/h

ρ = Peso específico del aceite = 920 Kg/m³

C_e = Calor específico del aceite = 0,5 Kcal/Kg°C

T_s – T_e = Diferencia de temperatura del aceite (T. salida – T. entrada) en °C

$$Q = 0,64 \frac{m^3}{h} \times 920 \frac{Kg}{m^3} \times 0,5 \frac{Kcal}{Kg \cdot ^\circ C} \times (95 - 40)^\circ C = 16.192 \frac{Kcal}{h}$$

4.4.3 Dimensionamiento de las líneas de tuberías de aceite lubricante

Se utilizarán tubos de acero sin soldadura, fabricados de acuerdo a la norma UNE-EN 10216-1 (equivalente DIN 1629/84, y norma dimensional DIN 2448), con calidad St 37.0.

Las tuberías de aceite lubricante se dimensionarán en función del caudal que circula por ellas, siguiendo el mismo procedimiento que para el dimensionamiento de las tuberías de combustible. La diferencia con aquel es que se usará el gráfico y fórmulas de la *Figura 17* para la obtención del diámetro interno de cada tramo de tubería. Este gráfico contiene, como ejemplo, el cálculo del diámetro interno del tramo de tubería comprendido entre la descarga de las bombas de las purificadoras/trasiego hasta el tanque de retorno, pasando por el calentador y la purificadora. Para un caudal de 2,3 m³/h le corresponde un diámetro de 34mm.



ACEITE DE LUBRICACION - LUBE OIL

Aspiración - Suction: $v_{max} = 0,06048 \times d^{0,5}$; $v_{max} = 1,22 \text{ m/s} \Rightarrow d = 406 \text{ mm}$
Descarga - Discharge: $v_{max} = 0,12096 \times d^{0,5}$; $v_{max} = 1,83 \text{ m/s} \Rightarrow d = 229 \text{ mm}$

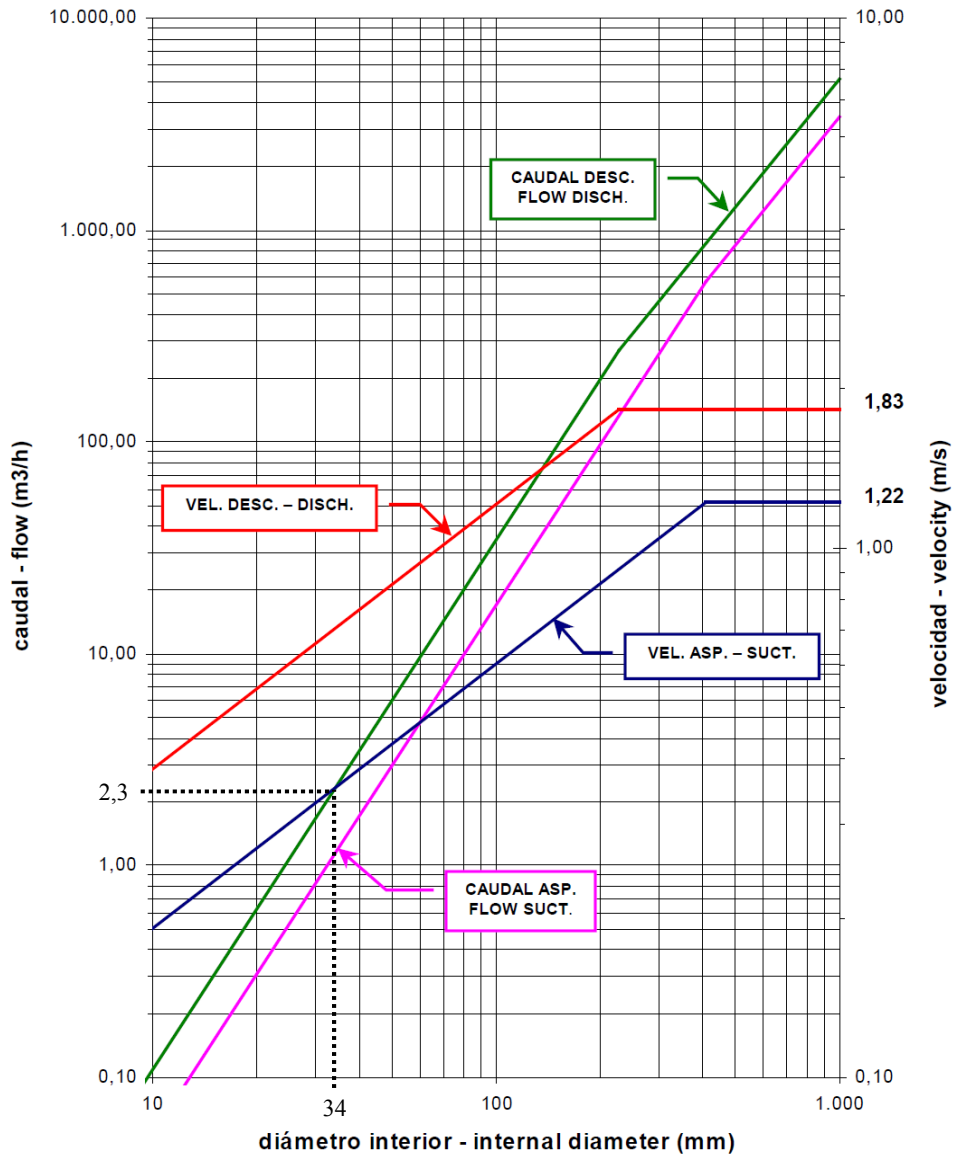


Figura 17. Gráfico para calcular el diámetro interno de tuberías de aceite lubricante.

Fuente: Guía de diseño de Navantia “Velocidades máximas de fluidos en tuberías”.

Una vez obtenido el diámetro interno, seleccionamos las dimensiones de cada tramo según la norma DIN 2448 para tuberías de acero sin soldadura, incluidas en la Tabla 20 (ver capítulo 4.3.8 “Dimensionamiento de las líneas de tuberías de FO”). El cálculo para el resto de tramos del sistema de lubricación (ver Tabla 22) se ha realizado mediante la fórmula incluida en la guía de diseño de Navantia “Velocidades máximas de fluidos en tuberías”, que relaciona velocidad (m/s) con diámetro (mm).



Para tuberías de aspiración: $V_{\max} = 0,06048 \times d^{0,5}$

Para tuberías de descarga: $V_{\max} = 0,12096 \times d^{0,5}$

Para obtener el diámetro interno de tubería en función del caudal de servicio que circula por la misma, se opera de igual forma que en el dimensionamiento de las líneas de tuberías de FO.

TRAMO DE TUBERÍA	Caudal m ³ /h	Diámetro Interior (mm)	Diámetro Nominal (mm)	Diámetro Exterior (mm)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)	Serie
Colector de llenado/trasiego de tanques del MP.	32	97,4	100	114,3	4,5	12,20	B
Línea de llenado/trasiego del tanque de almacén del MP.	30	94,9	100	114,3	4,5	12,20	B
Línea de llenado/trasiego del tanque de servicio de aceite del MP.	30	94,9	100	114,3	4,5	12,20	B
Aspiración de bombas de trasiego, desde los tanques de aceite del MP.	30	125,2	125	139,7	5,6	18,50	B
Descarga bomba de trasiego hasta el colector de llenado/trasiego MP.	30	94,9	100	114,3	4,5	12,20	B
Descarga bombas de purificadoras hasta el tanque de retorno del MP.	2,3	34,0	32	42,4	3,6	3,44	B
Aspiración bombas de circulación desde el tanque de servicio del MP.	414	357,8	400	406,4	11,0	107,00	B
Descarga bombas de circulación hasta el MP, pasando por enfriador.	414	271,1	300	323,9	8,8	68,40	B
Línea de llenado del tanque de almacén de aceite de cilindros MP.	24	86,8	100	114,3	4,5	12,20	B
Aspiración de las bombas de trasiego de aceite de cilindros MP.	1	32,1	32	42,4	3,6	3,44	B
Descarga bomba de trasiego aceite de cilindros hasta el tq.servicio MP.	1	24,3	25	33,7	3,2	2,41	B
Línea de alimentación de aceite de cilindros desde tq. servicio a MP.	1	32,1	32	42,4	3,6	3,44	B
Colector de llenado/trasiego de tanques de los MM.AA.	4,1	42,8	50	60,3	4,5	6,19	B
Línea de llenado/trasiego del tanque almacén de aceite MM.AA.	3,3	39,2	40	48,3	3,6	3,97	B
Línea de llenado/trasiego del tanque servicio de aceite MM.AA.	1	24,3	25	33,7	3,2	2,41	B
Aspiración bombas de trasiego, desde el tanque de retorno MM.AA.	3,1	50,5	50	60,3	4,5	6,19	B
Descarga bomba de trasiego hasta colector llenado/trasiego MM.AA.	3,1	38,3	40	48,3	3,6	3,97	B
Descarga bombas de purificadoras hasta el tanque de retorno MM.AA.	0,64	20,4	20	26,9	3,2	1,87	B
Aspiración de las bombas de circulación de MM.AA.	32	128,5	125	139,7	5,6	18,50	B

Tabla 22. Dimensiones de las tuberías del sistema de lubricación.

Fuente: Creación propia a partir de los datos calculados y estándar de Navantia.



4.5 Sistema de refrigeración

Existen diferentes equipos y elementos a bordo que requieren para su correcto funcionamiento de un servicio de refrigeración, como son los cilindros del motor principal, turbo-soplante, aceite lubricante, etc.

La correcta refrigeración de todos ellos es imprescindible por varias razones:

- La resistencia de los materiales disminuye a elevadas temperaturas.
- La viscosidad de los aceites lubricantes es sensible a la temperatura, y pueden perder sus propiedades de lubricación si esta temperatura es muy elevada.
- Temperaturas excesivamente bajas causan un aumento excesivo de la viscosidad de los aceites lubricantes y de los combustibles pesados, facilitando la formación de ácido sulfúrico en los gases de la combustión, altamente corrosivo.

El agua de mar es el único líquido refrigerante que puede ser utilizado a bordo con disponibilidad inmediata, ilimitada y gratuita, por lo que es evidente su utilización en el sistema de refrigeración. Sin embargo, el agua de mar es muy corrosiva, por lo que normalmente se instalan circuitos de refrigeración separados para el agua de mar y agua dulce.

A elevadas temperaturas, el agua de mar tiene propiedades no convenientes de corrosión y dureza, por lo que sí sería útil para la refrigeración de elementos sometidos a bajas temperaturas como los enfriadores de aceite, pero supone un riesgo su uso en elementos con niveles de temperatura elevados como los cilindros.

Por otra parte, hay consumidores que requieren para su correcto funcionamiento que la temperatura del agua de refrigeración sea más alta que la de otros consumidores. Por ejemplo, los cilindros trabajan a temperaturas muy altas y no deben ser refrigerados a temperaturas excesivamente bajas en relación con estas, pues se podrían producir efectos negativos, como el aumento de la viscosidad del aceite y por tanto del rozamiento.

Son varias las posibles configuraciones en la que se puede disponer el sistema de refrigeración, siendo la elección más común el sistema de refrigeración centralizado.



Ventajas del sistema de refrigeración centralizado

- Los costes de mantenimiento de intercambiadores de calor de agua de mar son mayores que los de agua dulce. Sin embargo, el sistema centralizado solo requiere un intercambiador de calor en contacto directo con el agua de mar, por consiguiente, precisa menor mantenimiento que otros sistemas que utilizan más de un intercambiador de agua de mar.
- Además, el coste de un intercambiador de calor refrigerado por agua dulce es más económico que uno de agua de mar, porque requiere materiales menos caros para su fabricación.
- Menor longitud de tuberías de alta resistencia a la corrosión (Cu-Ni ó acero galvanizado), ya que solo se necesitan éstas para el circuito de agua de mar.

Desventajas del sistema de refrigeración centralizado

- Requiere 3 pares de bombas: circuito de refrigeración de agua de mar, circuito centralizado de refrigeración de agua dulce y circuito de agua de refrigeración de cilindros.
- Mayor coste inicial (mayor número de bombas y sistema de tuberías más complejo).

4.5.1 Sistema de refrigeración centralizado

El sistema de refrigeración centralizado, representado en la *Figura 18*, se caracteriza por tener solamente un intercambiador de calor enfriado por agua de mar, mientras que el resto de intercambiadores de calor utilizan el agua dulce del sistema central de refrigeración.

En este sistema centralizado se diferencia un circuito de agua salada con la misión de enfriar el agua dulce del circuito central, y un sistema de circulación forzada de agua dulce, de tipo cerrado, de doble circuito.

El circuito central o de baja temperatura se encarga de refrigerar los elementos del motor principal y motores auxiliares que están sometidos a temperaturas relativamente bajas, y al intercambiador de calor del sistema de aceite de lubricación.



El circuito de alta temperatura, ligado al anterior a través de un intercambiador de calor, se encarga de refrigerar los elementos del motor principal sometidos a altas temperaturas, como los cilindros o la turbo-soplante.

Como se dijo anteriormente, hay consumidores que requieren que la temperatura del agua de refrigeración sea más alta que la de otros, siendo este el motivo de que los circuitos de alta y baja temperatura estén interconectados.

El agua dulce se calienta a su paso por los diferentes equipos a refrigerar, lo que provoca un aumento de volumen específico que se debe compensar para evitar presiones excesivas en el sistema. Para compensar este efecto, se instala un tanque de expansión común para todo el sistema de refrigeración que, además, servirá para reponer las posibles pérdidas de agua.

Para liberar el posible vapor de agua en el circuito, se instala un desaireador y un dispositivo de alarma. Con objeto de poder eliminar todas las bolsas de aire acumuladas en el circuito, el tanque de expansión debe situarse en el punto más alto del sistema, a un mínimo de 5 metros por encima de la tubería de salida del agua de refrigeración del motor principal.

El enfriador de aire de barrido del motor principal no está representado en el esquema de la *Figura 18* porque está integrado en el propio motor.

Se ha dispuesto una conexión entre los motores auxiliares y el motor principal para precalentar este, antes de ser arrancado, con agua de refrigeración procedente de los motores auxiliares.

Durante la operación en puerto, cuando el motor principal está parado pero al menos un motor auxiliar está funcionando, las válvulas identificadas en el esquema con la letra “A” permanecen cerradas, y las válvulas “B” abiertas. Una pequeña bomba en el circuito de agua central alimentará a los enfriadores de aire, aceite de lubricación y cilindros de los motores auxiliares.

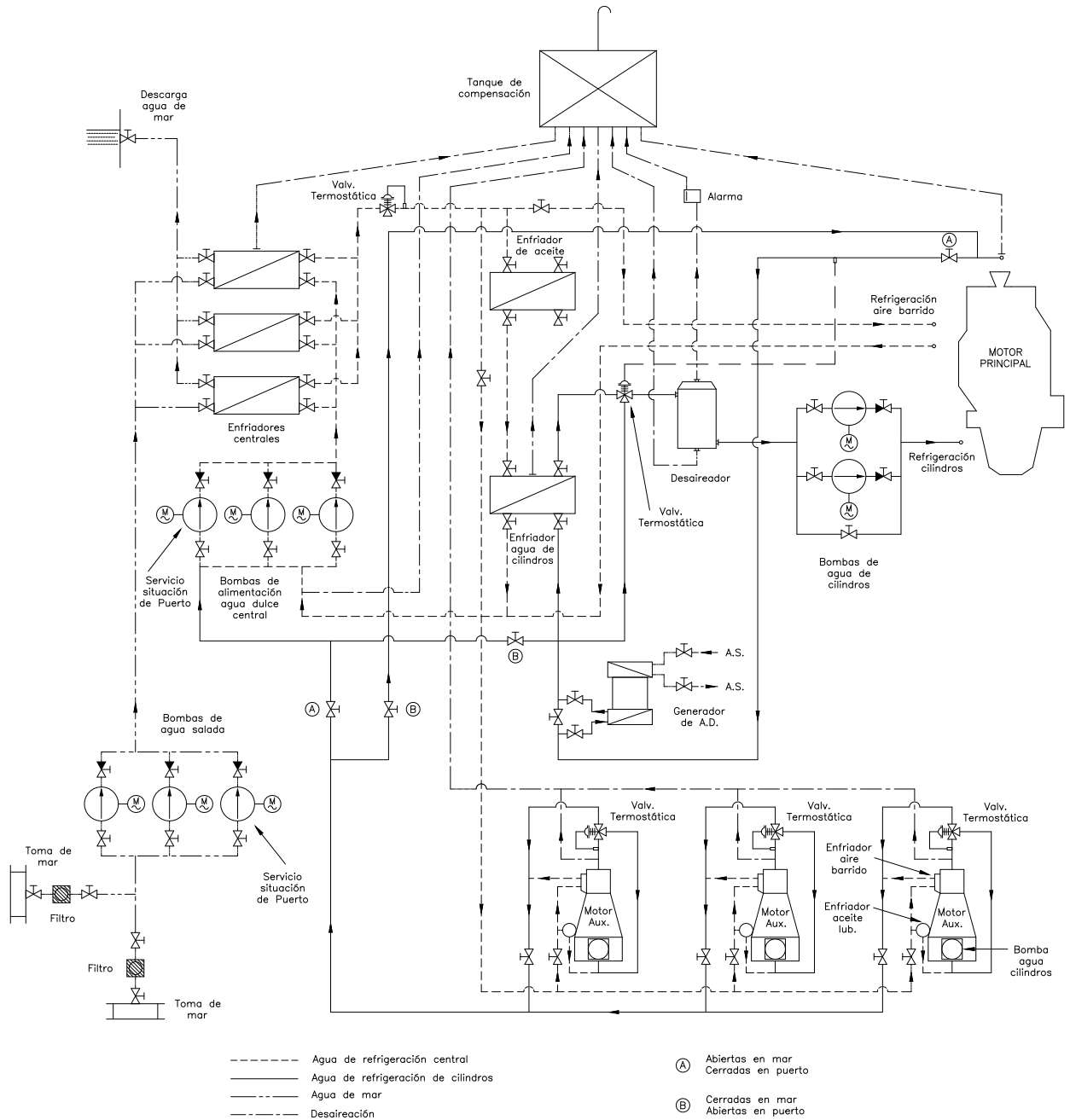


Figura 18. Esquema del sistema de refrigeración centralizado.

Fuente: Creación propia en Autocad a partir de la guía de proyecto.

El dimensionamiento de cada uno de los elementos del sistema de refrigeración va a depender de las necesidades de los consumidores, las cuales están indicadas en el balance de agua de refrigeración de la *Tabla 23*, y provienen de las especificaciones de los fabricantes.



En este balance se muestran, para cada situación de operación del buque, el caudal requerido de agua dulce central y el calor a disipar para cada uno de los elementos del sistema, siendo “U” el número de unidades instaladas, y “Ku” el coeficiente de simultaneidad, que indica el grado de utilización de cada uno de ellos en las diferentes situaciones de operación.

Intercambiador	U	Caudal (m ³ /h)	Calor (Kw)	Navegación			Maniobra			Puerto		
				Ku	m ³ /h	Kw	Ku	m ³ /h	Kw	Ku	m ³ /h	Kw
Enfriador aceite Lubricante M.P.	1	183	1.390	1	183	1.390	1	183	1.390	0	0	0
Enfriador agua cilindros M.P.	1	183	2.440	1	183	2.440	1	183	2.440	0	0	0
Enfriador de aire de barrido M.P.	1	222	6.560	1	222	6.560	1	222	6.560	0	0	0
Circuitos MM.AA.	3	63	572	0,33	63	572	0,67	126	1.144	0,67	126	1.144
Otros	-	155	3.500		120	2.600		110	2.300		90	400
Totales					588	13.562		641	13.834		216	1.544

Tabla 23. Balance de agua central de refrigeración (100% de la capacidad nominal).

Fuente: Creación propia a partir de las especificaciones de los equipos.

Como resultado del balance, se toma la situación de “maniobra” para el dimensionamiento de cada uno de los elementos del sistema de refrigeración, por ser la más desfavorable.

Estas son las necesidades de disipación de los equipos trabajando al 100% de su capacidad nominal. Estos valores se utilizarán más adelante para el dimensionado de los elementos del sistema de refrigeración aunque estos equipos no funcionarán al 100% de su capacidad nominal. El motivo de usar los datos especificados por los fabricantes para su capacidad máxima es el de proveer un margen por deterioro y envejecimiento de los equipos.

La información proporcionada por el fabricante del motor principal en su guía de diseño está basada en condiciones tropicales, es decir, una temperatura máxima del agua de mar de 32°C y una temperatura ambiente del aire de 45°C.



Solo para información, se calculan a continuación los valores de caudal de agua y calor a disipar por los enfriadores con el motor principal trabajando en el MCR especificado.

- Calor a disipar por el enfriador de aceite

Para calcular el calor a disipar por el enfriador de aceite, trabajando el motor principal en el MCR especificado, la guía de proyecto del fabricante del motor principal proporciona dos métodos: gráficamente o mediante una fórmula empírica. Como el calor a disipar por el enfriador de aceite ya fue hallado gráficamente en el capítulo anterior “4.4.1.2 Elementos del sistema de lubricación general”, utilizaremos ahora la fórmula empírica, con la que se obtiene el mismo resultado.

$$Q_{\text{lub}\%} = 67,3009 \times \ln(n_{M\%}) + 7,6304 \times \ln(P_{M\%}) - 245,0714$$

$$Q_{\text{lub}\%} = 67,3009 \times \ln(87) + 7,6304 \times \ln(73) - 245,0714 = 88,2\%$$

El calor a disipar por el enfriador de aceite lubricante, trabajando este en el punto MCR especificado, es el 88,2% del que disiparía el motor trabajando en el punto L_1 .

$$Q_{\text{lub},M} = \frac{Q_{\text{lub},L1} \times Q_{\text{lub}\%}}{100} = \frac{1.390 \text{ kW} \times 88,2}{100} = 1.226 \text{ kW}$$

- Caudal de agua dulce central a través del enfriador de aceite

Para calcular el caudal de agua a través del enfriador de aceite, trabajando el motor en el punto MCR especificado, se utiliza el $Q_{\text{lub}\%}$ calculado anteriormente.

$$C_{\text{lub},M} = \frac{C_{\text{lub},L1} \times Q_{\text{lub}\%}}{100} = \frac{183 \text{ m}^3/\text{h} \times 88,2}{100} \approx 162 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Calor a disipar por el enfriador de agua dulce de cilindros

Al igual que para el enfriador de aceite lubricante, la guía de proyecto proporciona ambos, el método gráfico y la fórmula empírica. Para este caso, se utilizará la siguiente fórmula para calcular el porcentaje de disipación de calor, $Q_{\text{cil}\%}$, respecto del nominal L_1 .



$$Q_{cil\%} = e^{(-0,0811 \times \ln(n_{M\%}) + 0,8072 \times \ln(P_{M\%}) + 1,2614)}$$

$$Q_{cil\%} = e^{(-0,0811 \times \ln(87) + 0,8072 \times \ln(73) + 1,2614)} = 78,5\%$$

El calor a disipar por el enfriador de agua dulce de cilindros será:

$$Q_{cil,M} = \frac{Q_{cil,L1} \times Q_{cil\%}}{100} = \frac{2.440 kW \times 78,5}{100} = 1.916 kW$$

- Caudal de agua dulce central a través del enfriador de agua de cilindros

El caudal de agua a través del enfriador de agua de cilindros debe ser el mismo que el caudal a través del enfriador de aceite lubricante por estar ambos conectados en serie.

$$C_{cil,M} = C_{lub,M} = 162 m^3/h$$

- Calor a disipar por el enfriador de aire de barrido

En esta ocasión, se usará el gráfico de la *Figura 19* para calcular el porcentaje de disipación de calor, $Q_{air\%}$, respecto del nominal L_1 , entrando en el mismo con la potencia y velocidad del punto M.

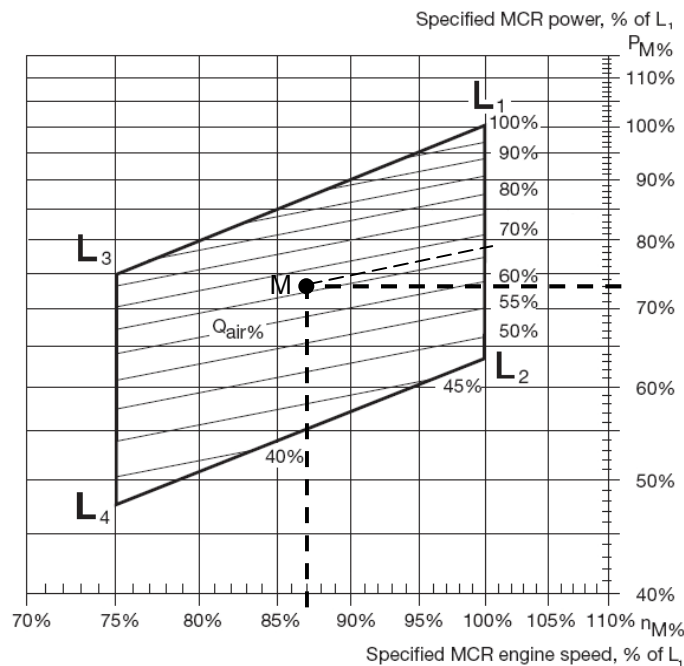


Figura 19. Calor a disipar por el enfriador de aire de barrido en el MCR especificado.

Fuente: Creación propia a partir de la guía de proyecto.



Según el gráfico anterior, el calor a disipar por el enfriador de aire de barrido es el 67% ($Q_{air\%}$) del que tendría que disipar en caso de trabajar en el punto L_1 .

$$Q_{air,M} = \frac{6.560 kW \times 67}{100} = 4.395 kW$$

- Caudal de agua dulce central a través del enfriador de aire de barrido

Para calcular el caudal de agua a través del enfriador de aire de barrido, se utiliza el $Q_{air\%}$ calculado anteriormente.

$$C_{air,M} = \frac{C_{air,L1} \times Q_{air\%}}{100} = \frac{222 m^3/h \times 67}{100} \approx 149 m^3/h$$

Como información, la *Tabla 24* muestra los valores de caudal de agua y calor a disipar en la situación de maniobra por los enfriadores según trabaje el motor principal en el punto MCR nominal o en el especificado.

Intercambiador	MCR Nominal		MCR Especificado	
	m ³ /h	Kw	m ³ /h	Kw
Enfriador de Aceite Lubricante M.P.	183	1.390	162	1.226
Enfriador de Agua Dulce cilindros M.P.	183	2.440	162	1.916
Enfriador de Aire de Barrido M.P.	222	6.560	149	4.395
Circuitos MM.AA.	126	1.144	126	1.144
Otros	110	2.300	110	2.300
TOTALES:	641	13.834	547	10.981

Tabla 24. Balance de agua central de refrigeración considerando el MCR especificado.

Fuente: Creación propia.

4.5.2 Elementos del circuito de baja temperatura

En este circuito, las bombas de circulación impulsan el agua dulce de refrigeración a través del enfriador central, alimentando al enfriador de aceite lubricante, al enfriador de agua de cilindros, al enfriador de aire de barrido incorporado en el motor principal, y



a los motores auxiliares. El enfriador de agua de cilindros será dimensionado en el circuito de alta temperatura, y el enfriador central en el de agua salada.

La válvula termostática de tres vías, situada después del enfriador central, mezcla el agua refrigerada con el agua no refrigerada para que la temperatura del agua entregada al circuito no sea inferior a 10°C.

En la salida de agua de refrigeración de cada motor auxiliar se instala una válvula termostática de tres vías para asegurar que la temperatura en este punto no sea inferior a 80°C.

- Bombas de circulación de agua dulce central

Como resultado del balance de la *Tabla 23*, estas bombas deben ser capaces de proporcionar un caudal de 641 m³/h, que corresponde con la situación de “*maniobra*”. La guía de diseño recomienda incrementar hasta un 10% la capacidad de estas bombas, por lo que se seleccionan bombas de 705 m³/h de capacidad.

La potencia absorbida para un salto de presión de 25 metros (2,5 bar) y un rendimiento total de 0,7 será:

$$P = \frac{\frac{705}{3.600} \frac{m^3}{s} \times 2,5 \times 10^4 \frac{kg}{m^2} \times 10^{-2} \frac{kW}{kg \cdot m / s}}{0,7} \approx 70 kW$$

Se instalarán dos bombas centrífugas de accionamiento eléctrico con una capacidad de 705 m³/h y 70 kW de potencia para cubrir las necesidades de refrigeración en las situaciones de *navegación* y *maniobra*. La temperatura de trabajo es de 80°C.

Como en la situación de *puerto* las necesidades de refrigeración son mucho menores, se instalará una sola bomba centrífuga de 238 m³/h (incluye un incremento del 10% como margen de seguridad), y potencia:

$$P = \frac{\frac{238}{3.600} \frac{m^3}{s} \times 2,5 \times 10^4 \frac{kg}{m^2} \times 10^{-2} \frac{kW}{kg \cdot m / s}}{0,7} \approx 24 kW$$



- Enfriador de aceite lubricante

Este enfriador ya fue definido anteriormente en el apartado 4.4.1.2 “*Elementos del sistema de lubricación general*”, de acuerdo a las recomendaciones del fabricante del motor principal.

Calor a disipar	1.390	kW
Caudal de agua central requerido	183	m ³ /h
Temperatura de entrada del agua	36	°C
Pérdida de presión en el circuito de agua	~ 0,2	bar

- Enfriador de aire de barrido

El enfriador de aire de barrido, incorporado en el motor principal, tiene las siguientes características:

Calor a disipar	6.560	kW
Caudal de agua central requerido	222	m ³ /h
Temperatura de entrada del agua	36	°C
Pérdida de presión en el circuito de agua	~ 0,5	bar

4.5.3 Elementos del circuito de alta temperatura

El circuito de alta temperatura, incluido en el esquema del sistema de refrigeración centralizado de la *Figura 18*, es el encargado de refrigerar los elementos del motor que están sometidas a altas temperaturas, como los cilindros o la turbo-soplante.

Estas partes del motor no pueden ser refrigeradas a temperaturas relativamente bajas, ya que al estar sometidas a temperaturas de funcionamiento muy elevadas, podrían producir efectos negativos como un aumento de la viscosidad del aceite y por tanto del rozamiento. El fabricante del motor recomienda mantener la temperatura del agua dulce de cilindros en 80°C a la salida del motor.



Para controlar esta temperatura, se instala una válvula termostática de tres vías a la salida del enfriador de agua de cilindros que controla el paso de agua por el mismo, en función de la temperatura obtenida por el sensor situado a la salida del motor,

Antes de arrancar el motor principal, este debe ser precalentado con agua de refrigeración proveniente de los motores auxiliares.

Las bombas de circulación de agua de cilindros aspiran el agua del tanque desaireador y la impulsan a través del motor principal, llegando al enfriador y volviendo de nuevo al tanque desaireador, el cual previene la acumulación de gases en el sistema y hace de almacén y cierre del circuito. El dispositivo de alarma, conectado entre el tanque desaireador y el tanque de expansión, permite alertar de un posible exceso en la liberación de gases, señal de un mal funcionamiento del motor.

El calor contenido en el agua de refrigeración de cilindros tras su paso por el motor principal puede ser aprovechado por un generador de agua dulce, que aunque se ha representado en el esquema de la *Figura 18*, no forma parte del estudio del sistema de refrigeración de este proyecto.

- Bombas de circulación de agua dulce de cilindros

De acuerdo con la guía de diseño del motor principal, estas bombas deben ser capaces de proporcionar un caudal de 125 m³/h, con un salto de presión de 3 bar. Además, la guía de diseño recomienda incrementar hasta un 10% la capacidad de estas bombas, por lo que se seleccionan bombas de 137m³/h de capacidad.

La potencia absorbida por las bombas con un rendimiento total de 0,7 será:

$$P = \frac{\frac{137}{3.600} \frac{m^3}{s} \times 3 \times 10^4 \frac{kg}{m^2} \times 10^{-2} \frac{kW}{kg \cdot m/s}}{0,7} \approx 16 kW$$

Se instalarán dos bombas centrífugas de accionamiento eléctrico con una capacidad de 137 m³/h y 16 kW de potencia, y una temperatura de trabajo de 80°C.



- Enfriador de agua de cilindros

El enfriador de agua de cilindros puede ser del tipo carcasa y tubos, o de placas. El fabricante del motor principal recomienda para el enfriador las siguientes características:

- Se admite una pérdida de carga máxima de 0,2 bar.
- Caudal de agua de cilindros de 125 m³/h.
- Caudal de agua dulce central de 183 m³/h.
- Temperatura de entrada del agua de cilindros de 80°C.
- Temperatura de entrada del agua dulce central de 42°C.
- Calor a disipar 2.440 kW.

4.5.4 Elementos del circuito de agua salada

Es un circuito simple que se encarga de refrigerar el agua dulce del sistema central. Con la ayuda de las tomas de mar, las bombas aspiran agua salada haciéndola pasar a través del enfriador central, para posteriormente devolverla al mar.

- Enfriadores centrales de agua dulce

Estos intercambiadores pueden ser de carcasa y tubos o de placas, pero se requiere que estén fabricados de un material resistente al agua salada.

El número y tamaño de los enfriadores centrales depende del resultado del balance de la *Tabla 23*. Estos deben satisfacer las necesidades en la situación de “*maniobra*” por ser la más exigente, y además, se tendrá en cuenta la situación de “*puerto*” para que los equipos no trabajen muy por debajo de su capacidad nominal. En la situación de “*maniobra*” se necesita disipar con agua de mar 13.834 kW, mientras que en la situación de “*puerto*” solo 1.544 kW.

Existe el riesgo de incrustaciones en la tubería de agua salada a partir de 50°C, por lo que se fija la temperatura de salida del agua de mar en 42°C. Para la temperatura de entrada, se utilizará la del agua de mar en condiciones tropicales (peor situación), a 32°C.



El caudal de agua de mar que debe circular por el enfriador en la situación de “*maniobra*”, se calcula mediante la siguiente expresión.

$$C_{ced} = C_{abs}$$

$$C_{abs} = Q_{AS} \times \rho_{AS} \times C_{pAS} \times (T_S - T_E)$$

Donde,

C_{abs} = Calor absorbido por el agua de mar

Q_{AS} = Caudal de agua salada, en m^3/h

ρ = Densidad del agua de mar, en Kg/m^3

C_{pAS} = Calor específico del agua de mar, en $kcal/Kg^{\circ}C$

T_S = Temperatura del agua de mar a la salida del enfriador, en $^{\circ}C$.

T_E = Temperatura del agua de mar a la entrada del enfriador, en $^{\circ}C$.

$$Q_{AS} = \frac{C_{abs}}{\rho_{AS} \times C_{pAS} \times (T_S - T_E)} = \frac{13.834 kW \times 860,42 kcal/h \cdot kW}{1.025 Kg/m^3 \times 1 kcal/Kg^{\circ}C \times (42 - 32)^{\circ}C} = 1.161 m^3/h$$

Para la situación e “*puerto*”:

$$Q_{AS} = \frac{C_{abs}}{\rho_{AS} \times C_{pAS} \times (T_S - T_E)} = \frac{1.544 kW \times 860,42 kcal/h \cdot kW}{1.025 Kg/m^3 \times 1 Kcal/Kg^{\circ}C \times (42 - 32)^{\circ}C} \approx 130 m^3/h$$

Con los resultados obtenidos, se dispondrán dos enfriadores para la situación de “*maniobra*” y uno de menor capacidad de disipación para la situación de “*puerto*”.

Características	Unidades	Maniobra	Puerto
Disipación de calor	kW	2 x 6.917	1.554
Caudal de agua de mar	m^3/h	2 x 581	130
Caudal de agua dulce central	m^3/h	641	216



- Bombas de agua salada

Se dispondrán tres bombas centrífugas, dos de ellas en servicio y una en stand-by, de 581 m³/h, para cubrir la citación de “*maniobra*”, y una de 130 m³/h para la situación de “*puerto*”. La potencia absorbida por estas, para un rendimiento total de 0,7 y un salto de presión de 2,5 bar, será:

Bombas para la situación de maniobra

$$P = \frac{\frac{581}{3.600} \frac{m^3}{s} \times 2,5 \times 10^4 \frac{kg}{m^2} \times 10^{-2} \frac{kW}{kg \cdot m/s}}{0,7} \approx 58 kW$$

Bomba para la situación de puerto

$$P = \frac{\frac{130}{3.600} \frac{m^3}{s} \times 2,5 \times 10^4 \frac{kg}{m^2} \times 10^{-2} \frac{kW}{kg \cdot m/s}}{0,7} \approx 13 kW$$

4.5.5 Dimensionamiento de las líneas de tuberías del sistema de refrigeración

En el sistema de refrigeración existen dos circuitos de agua diferentes, el de agua salada y el de agua dulce. Para el circuito de agua dulce se utilizarán tubos de acero sin soldadura, fabricados de acuerdo a la norma UNE-EN 10216-1 (equivalente DIN 1629/84, y norma dimensional DIN 2448), con calidad St 37.0.

Para el circuito de agua salada se utilizarán tubos de CuNi 90/10 sin soldadura, resistente a la acción corrosiva del agua de mar. Esta aleación forma una capa de óxido que previene la corrosión de las capas internas del material. La norma dimensional aplicable para este tipo de tuberías es la DIN 86019.

Se utilizará el gráfico de la *Figura 20* para hallar el diámetro interno de las tuberías del circuito de agua salada en función del caudal de servicio, el cual incluye el cálculo de la línea de aspiración desde las tomas de mar hasta las bombas de agua salada, con un caudal de servicio de 1.162 m³/h. Para el circuito de agua dulce se utilizará el gráfico de la *Figura 21*, usado anteriormente para los sistemas de combustible y lubricación, y que incluye el cálculo de la línea de aspiración de las bombas de agua de cilindros, con un caudal de servicio de 137 m³/h.



AGUA SALADA EN TUBERIA DE CuNi 90/10 SEA WATER IN CuNi 90/10 PIPING

Aspiración y Descarga - Suction and Discharge:
 $v_{\max} = 0,40702 \times d^{0,34}$; $v_{\max} = 2,50 \text{ m/s} \implies d = 225 \text{ mm}$

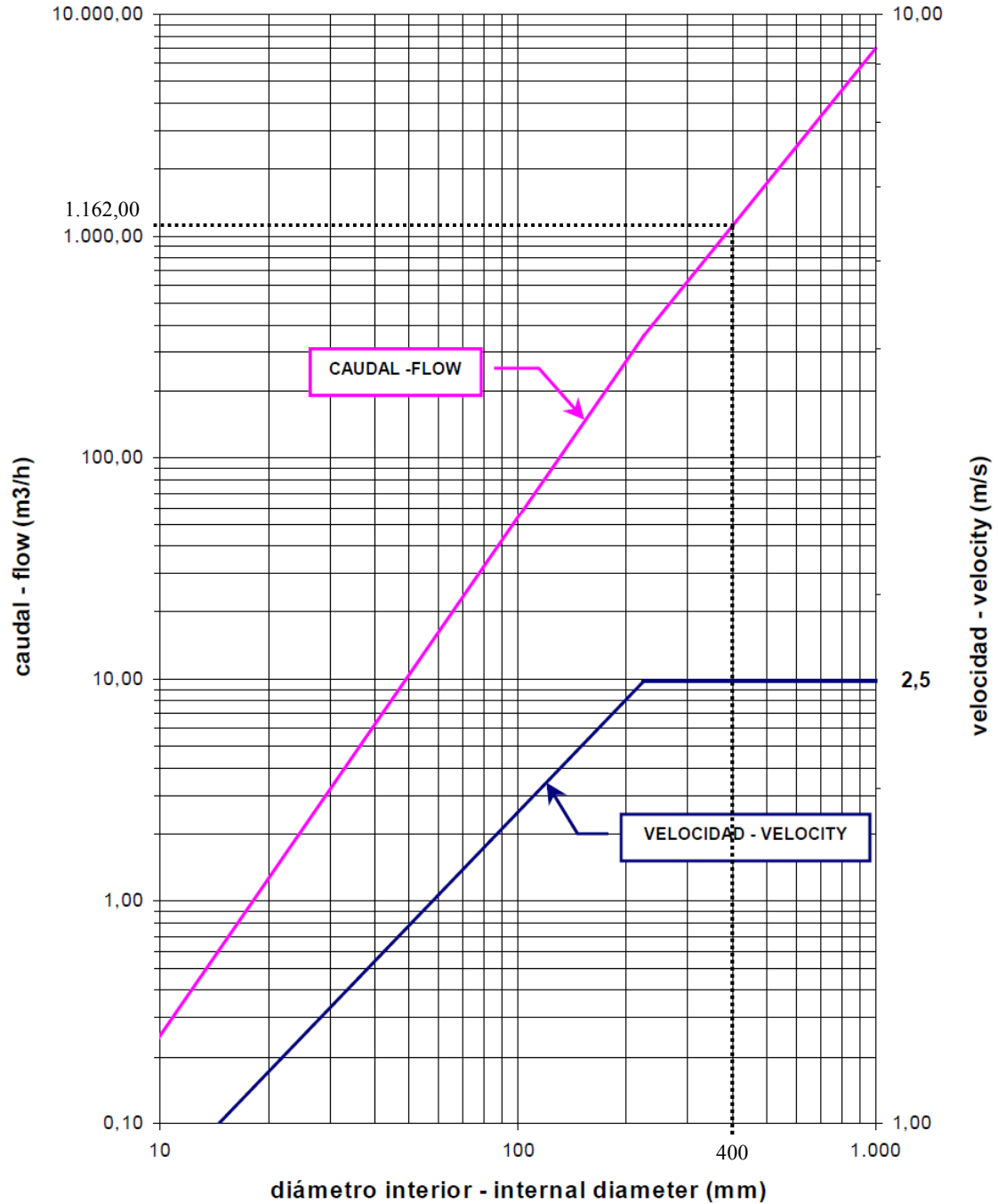


Figura 20. Gráfico para calcular el diámetro interno de tuberías de agua de mar.

Fuente: Guía de diseño de Navantia “Velocidades máximas de fluidos en tuberías”.



AGUA DULCE FRIA - COLD FRESH WATER

Aspiración - Suction: $v_{max} = 0,18143 \times d^{0,5}$; $v_{max} = 4,57 \text{ m/s} \implies d = 635 \text{ mm}$

Descarga - Discharge: $v_{max} = 0,30239 \times d^{0,5}$; $v_{max} = 6,10 \text{ m/s} \implies d = 406 \text{ mm}$

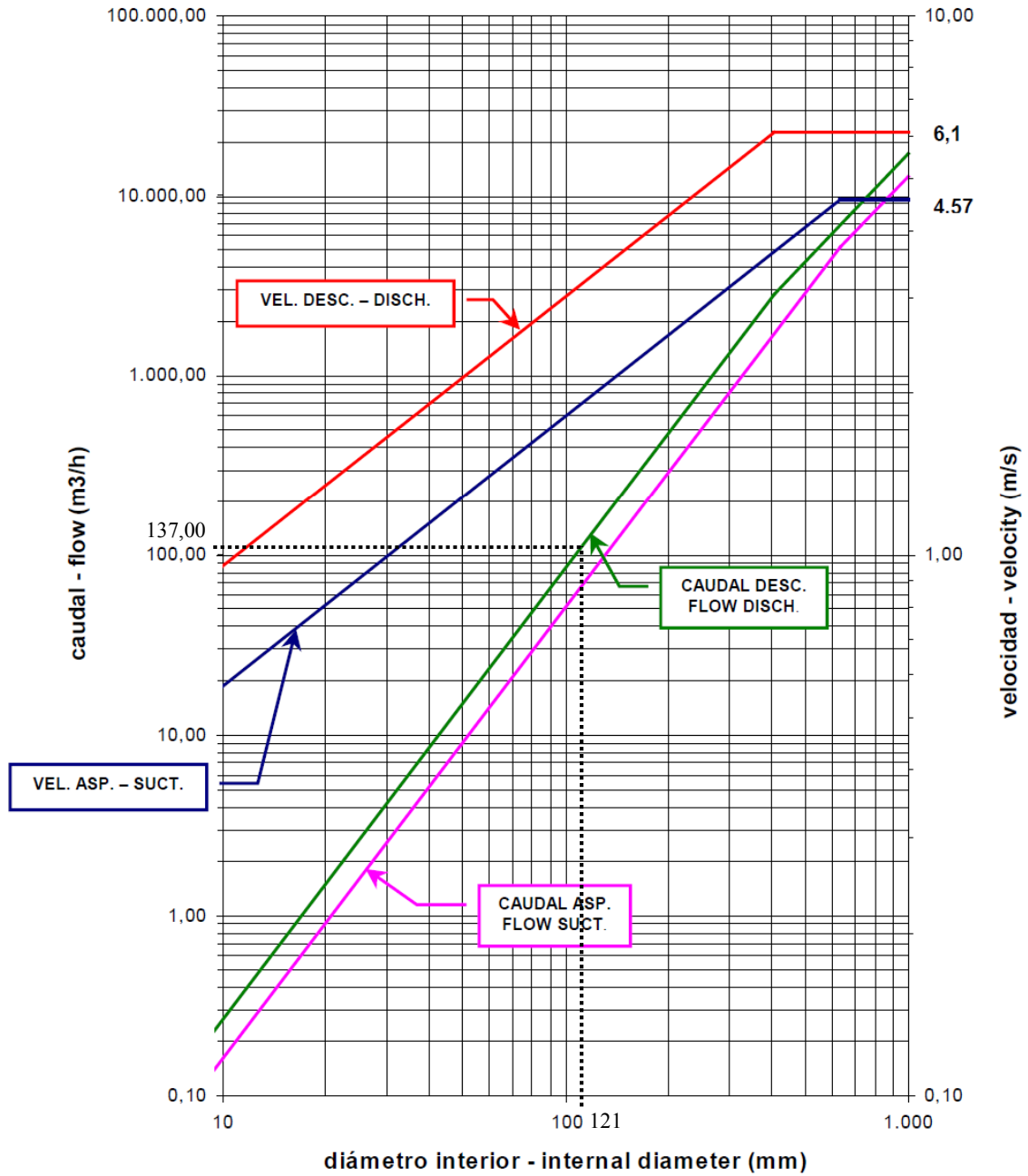


Figura 21. Gráfico para calcular el diámetro interno de tuberías de agua dulce central.

Fuente: Guía de diseño de Navantia "Velocidades máximas de fluidos en tuberías".



Una vez obtenido el diámetro interno, seleccionamos las dimensiones de cada tramo de tubería siguiendo el método explicado anteriormente en el capítulo 4.3.8 “Dimensionamiento de las líneas de tuberías de FO”.

Para las tuberías del circuito de agua de mar se aplica la norma DIN 86019 para tuberías de CuNi sin soldadura, cuyas dimensiones se muestran en la *Tabla 25*. En las tuberías de agua dulce se aplica la norma DIN 2448 para tuberías de acero sin soldadura, incluidas en la *Tabla 20* (ver capítulo 4.3.8 “Dimensionamiento de las líneas de tuberías de FO”).

Diámetro Nominal (mm)	Diámetro Exterior (mm)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)
80	88,9	2,5	6,07
100	108,0	2,5	7,37
125	133,0	2,5	9,12
150	159,0	2,5	10,93
175	193,7	2,5	13,45
200	219,1	3,0	18,11
250	267,0	3,0	22,13
300	323,9	4,0	35,77
350	368,0	4,0	40,69
400	419,0	4,0	46,39

Tabla 25. Diámetros nominales en tuberías de CuNi sin soldadura DIN 86019.

Fuente: Creación propia a partir del estándar de Navantia DIN 86019.

El diámetro interno para el resto de tramos del sistema de refrigeración se muestra en la *Tabla 26*. El cálculo del diámetro interno de las tuberías de agua dulce se ha realizado mediante la fórmula incluida en la guía de diseño de Navantia “*Velocidades máximas de fluidos en tuberías*”, que relaciona velocidad (m/s) con diámetro (mm).

$$\text{Para tuberías de aspiración: } V_{\max} = 0,18143 \times d^{0,4}$$

$$\text{Para tuberías de descarga: } V_{\max} = 0,30239 \times d^{0,4}$$



Para obtener el diámetro interno de tubería en función del caudal de servicio que circula por la misma, se opera de igual forma que en el dimensionamiento de las líneas de tuberías de FO.

Tramo de tubería	Caudal m ³ /h	Diámetro Interior (mm)	Diámetro Nominal (mm)	Diámetro Exterior (mm)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)	Serie
Línea de aspiración desde las tomas de mar hasta las bombas de agua salada.	1162	400,0	400	419	4,0	46,39	-
Línea de descarga desde las bombas de agua salada hasta la descarga al mar.	1162	400,0	400	419,0	4	46,39	-
Colector de aspiración de las bombas de agua central.	705	285,3	300	323,9	8,8	68,40	B
Línea de aspiración desde el enfriador de aire de barrido de los MMPP hasta las bombas de agua central.	222	179,7	200	219,1	7,1	37,10	B
Línea de aspiración desde el enfriador de agua de cilindros de los MMPP hasta las bombas de agua central.	183	166,3	200	219,1	7,1	37,10	B
Línea de aspiración desde los MMAA hasta las bombas de agua central.	126	143,3	150	168,3	5,6	22,50	B
Colector de descarga de las bombas de agua central.	705	232,5	250	273,0	7,1	46,60	B
Línea desde el colector de descarga de las bombas de agua central hasta el enfriador de aire de barrido de MMPP.	222	146,5	150	168,3	5,6	22,50	B
Línea desde el colector de descarga de las bombas de agua central hasta el enfriador de agua de cilindros.	183	135,6	150	168,3	5,6	22,50	B
Línea desde el colector de descarga de las bombas de agua central hasta los MMAA.	126	116,8	125	139,7	5,6	18,50	B
Línea de aspiración desde el desaireador hasta las bombas de agua de cilindros.	137	148,1	150	168,3	5,6	22,50	B
Línea de descarga desde las bombas de agua de cilindros hasta el desaireador.	137	120,8	125	139,7	5,6	18,50	B

Tabla 26. Dimensiones de las tuberías del sistema de refrigeración.

Fuente: Creación propia a partir de los datos calculados y estándar de Navantia.



4.6 Sistema de aire comprimido

Tanto el motor principal como los motores auxiliares requieren aire comprimido a alta presión para su puesta en marcha, y aire a baja presión para otras funciones del motor principal, como aire de seguridad para la parada de emergencia, sistema de aire de control o para limpieza de la turbo-soplante.

Además, es necesario suministrar aire comprimido de baja presión para otros servicios, como control y actuación de instrumentos, accionamiento de equipos y herramientas, medios de elevación, etc. Así, se necesitará aire comprimido de alta y baja presión, cuyas características dependen de las necesidades de los consumidores.

Alta presión, 30 bar.	Baja presión, 7 bar.
- Arranque del motor principal.	- Sistemas de control de motores.
- Arranque de motores auxiliares.	- Elementos de control neumático.
	- Herramientas de accionamiento neumático.
	- Medios de elevación.
	- Limpieza de la turbo-soplante.
	- Sirena, escala real, etc.

El esquema de la *Figura 22* muestra el sistema de aire comprimido, el cual se inicia en los compresores, que suministran aire a una presión manométrica de 30 bar a las botellas, donde se acumula a esa presión. El separador instalado entre los compresores y las botellas tiene la misión de eliminar el agua o el aceite que, por contaminación, pudiera contener el aire.

El aire de arranque, a una presión de 30 bar, es suministrado directamente desde las botellas de aire comprimido hasta el motor principal y los motores auxiliares. El aire requerido por los consumidores de aire de baja presión también es suministrado por las mismas botellas de aire comprimido, pero haciéndolo pasar por reductoras que acondicionan la presión manométrica del aire desde 30 hasta 7 bar.

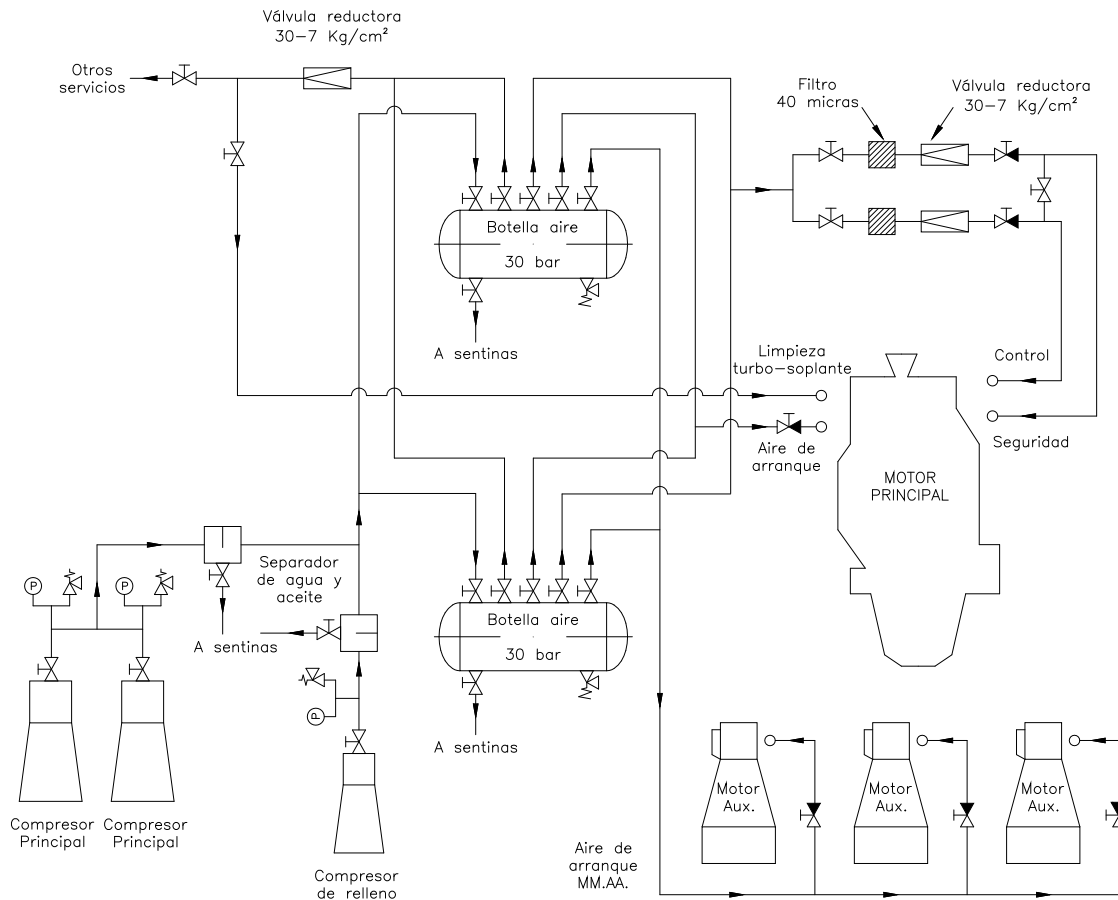


Figura 22. Esquema del sistema de aire comprimido.

Fuente: Creación propia en Autocad a partir de la guía de proyecto.

4.6.1 Elementos del sistema de aire comprimido

La planta de compresores de aire de arranque debe permitir al buque ponerse en condiciones de servicio partiendo desde una situación de “buque muerto”. Las Sociedades de Clasificación han establecido requisitos a este respecto, por ejemplo Lloyd’s Register establece en sus Reglas (Parte 5, Capítulo 2, Sección 8):

- Deberán disponerse a bordo medios para arrancar el motor principal y motores auxiliares, de forma que la carga inicial de aire de arranque o carga inicial de energía eléctrica se desarrolle sin energía externa. Si para este propósito se requiere un compresor de aire o generador eléctrico de emergencia, estas unidades deberán ser accionadas por motores diesel con arranque manual, excepto en el caso de pequeñas instalaciones en los que pueden aceptarse un compresor accionado a mano.



- Se deben instalar 2 o más compresores de aire ajustados a la capacidad total, junto con un compresor de relleno, con la capacidad de cargar las botellas de aire en 1 hora desde la presión atmosférica hasta la presión suficiente para arrancar el motor principal 12 veces consecutivas. Al menos uno de los compresores de aire debe ser independiente de la unidad de propulsión principal, y los compresores principales deben tener capacidades aproximadamente similares, dividiéndose la capacidad total entre todos ellos. En este caso la necesidad de un compresor de emergencia puede ser ignorada.
- La temperatura del aire descargado a las botellas de aire comprimido no excederá sustancialmente de 93°C en servicio. En cada botella de aire comprimido debe instalarse un pequeño fusible o dispositivo de alarma que avise cuando el aire alcance 121°C.
- La capacidad total de la botella de aire debe ser suficiente para arrancar el motor principal, sin necesidad de ser rellenada, al menos 12 veces consecutivas alternando entre avante y atrás si es de tipo reversible, y no menos de 6 si no es reversible. Se deben instalar al menos 2 botellas de aire de aproximadamente la misma capacidad.
- Botellas de aire de arranque

En cumplimiento con los requisitos citados anteriormente, el fabricante del motor principal recomienda en la guía de proyecto instalar dos botellas, cada una con capacidad para almacenar 7,5 m³ de aire comprimido a una presión de 30 bar.

- Compresores de aire de arranque

El fabricante del motor principal indica en su guía de proyecto que se pueden instalar más de 2 compresores con una capacidad total de suministro de 450 Nm³/h a una presión de 30 bar. Es la capacidad que exigen las Sociedades de Clasificación, que como se ha mencionado anteriormente, corresponde con el volumen de aire que hay que introducir en las dos botellas en una hora, desde la presión atmosférica hasta la presión de 30 bar:

$$C_{comp} = \frac{V_{bot} \times (P_1 - P_2)}{P_{atm}} = \frac{(2 \times 7,5)m^3 \times (31 - 1)bar}{1bar} = 450 Nm^3/h$$



Donde,

C_{comp} = Capacidad total compresores (Nm^3/h)

V_{bot} = Volumen total botellas ($2 \times 7,5 \text{ m}^3$)

P_1 = Presión final botellas (31 bar abs.)

P_2 = Presión inicial botellas (1 bar abs.)

P_{atm} = Presión atmosférica (1 bar)

En base a esto, y teniendo en cuenta los requisitos de las Sociedades de Clasificación, se instalarán 2 compresores de $180 \text{ Nm}^3/\text{h}$ cada uno y uno para el relleno de las botellas de $90 \text{ Nm}^3/\text{h}$. Con esta disposición no es necesario arrancar un compresor grande para rellenar las botellas, con el consiguiente ahorro de energía eléctrica.

- Separador de agua y aceite

Los compresores de aire comprimido, durante el funcionamiento normal, producen una notable cantidad de agua de condensación, además de partículas de aceite producidas habitualmente por el compresor, que son perjudiciales y deben ser eliminadas del sistema.

Para eliminar las partículas de agua y aceite se instala un separador con una capacidad de $360 \text{ Nm}^3/\text{h}$ acoplado a los compresores principales, que es la capacidad máxima total de ambos compresores.

Acoplado al compresor de relleno, se instala un separador de su misma capacidad, $90 \text{ Nm}^3/\text{h}$.

- Reductor de presión y filtro para los sistemas de aire de control y seguridad

Se instalan dos líneas reductoras de presión para acondicionar la presión del aire desde 30 a 7 bar, y suministrar a los sistemas de aire de seguridad y control del motor principal. En operaciones de mantenimiento se garantiza el suministro de aire mediante válvulas conectadas entre ambas líneas que aíslan una de ellas mientras que por la otra se suministra a ambos sistemas de aire de seguridad y control del motor. Se recomienda una tolerancia de $\pm 10\%$ en las válvulas reductoras de presión.



Aunque se instala un separador de agua, existe la posibilidad de condensación en tuberías con el riesgo de que se creen y desprendan partículas de óxido perjudiciales para el sistema. Para prevenir que estas partículas de óxido entren en el sistema de aire de arranque, se instala un filtro justo a la entrada de aire del motor. Se recomienda un filtro de malla de acero inoxidable de 40 micras. La caída de presión en los filtros no debe exceder de 0,2 bar.

De acuerdo con las especificaciones del motor principal, el flujo de aire requerido para los sistemas de control y seguridad es de $0,035 \text{ Nm}^3/\text{s}$.

- Reductora de presión para la limpieza de la turbo-soplante

Para la limpieza de la turbo-soplante se instala una válvula reductora de 30 a 7 bar, con una tolerancia de $\pm 10\%$. El flujo de aire especificado en la guía de proyecto del motor principal es de $0,043 \text{ Nm}^3/\text{s}$.

4.6.2 Dimensionamiento de las líneas de tuberías del sistema de aire comprimido

Se utilizarán tubos de acero sin soldadura, fabricados de acuerdo a la norma UNE-EN 10216-1 (equivalente DIN 1629/84, y norma dimensional DIN 2448), con calidad St 37.0.

Las tuberías del sistema de aire comprimido se dimensionarán en función del caudal de aire que circula por ellas, siguiendo el mismo procedimiento que para el dimensionamiento de las tuberías de combustible.

Este sistema suministra aire a dos presiones diferentes, existiendo tramos de tubería por los que el aire fluye a una presión mayor que en otros tramos. Para los tramos de tubería por donde el aire fluye a una presión de 30 bar, se usará el gráfico y fórmulas de la *Figura 23* para la obtención del diámetro interno de tubería, y el de la *Figura 24* para los tramos sometidos a una presión de 7 bar.

Estos gráficos contienen, como ejemplo, el cálculo del diámetro interno de la línea de descarga de los compresores principales con un caudal de $180 \text{ Nm}^3/\text{h}$ a 30 bar, y la línea de aire para la limpieza de la turbo-soplante con un caudal de $155 \text{ Nm}^3/\text{h}$ a 7 bar.



AIRE COMPRIMIDO - COMPRESSED AIR (30 bar man.)

$$v_{\max} = 1,2185 \times d^{0,59}; v_{\max} = 35 \text{ m/s} \implies d = 300 \text{ mm}$$

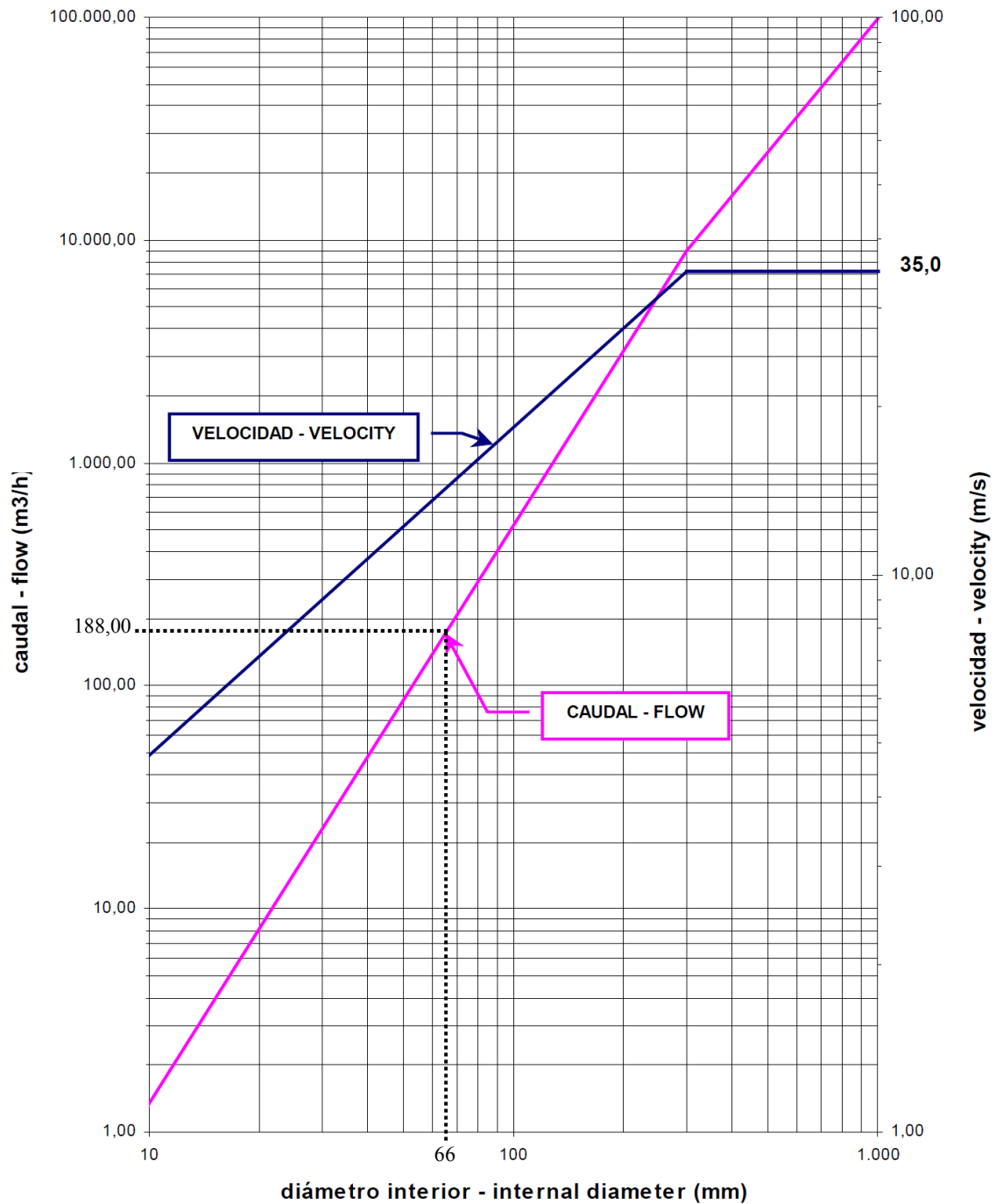


Figura 23. Gráfico para calcular el diámetro interno de tuberías de aire a 30 bar.

Fuente: Guía de diseño de Navantia “Velocidades máximas de fluidos en tuberías”.



AIRE COMPRIMIDO - COMPRESSED AIR (8 bar man.)

$$v_{\max} = 0,754 \times d^{0,77}; v_{\max} = 35 \text{ m/s} \implies d = 150 \text{ mm}$$

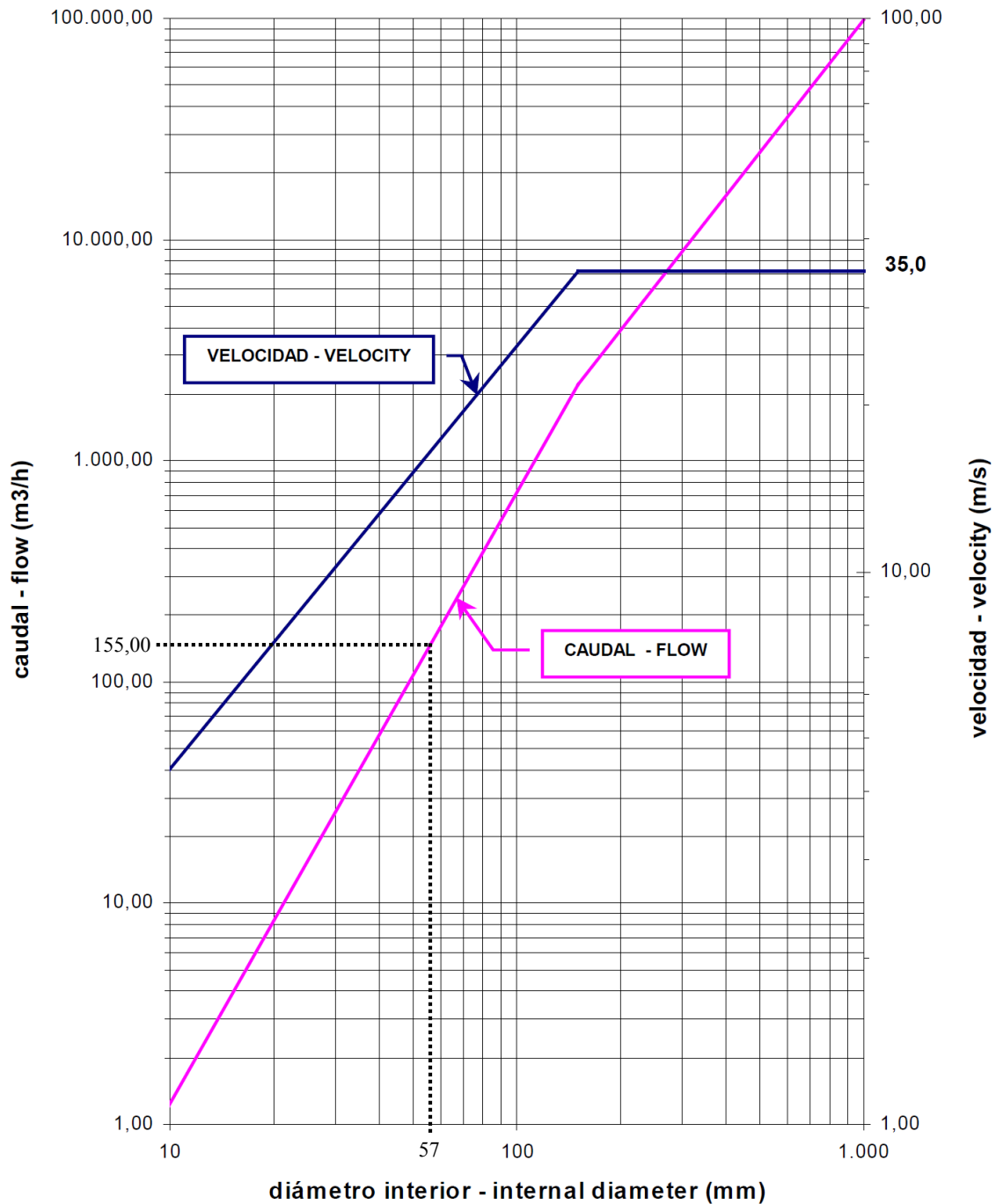


Figura 24. Gráfico para calcular el diámetro interno de tuberías de aire a 7 bar.

Fuente: Guía de diseño de Navantia "Velocidades máximas de fluidos en tuberías".



Una vez obtenido el diámetro interno, seleccionamos las dimensiones de cada tramo según la norma DIN 2448 para tuberías de acero sin soldadura, incluidas en la *Tabla 27*.

Diámetro Nominal (mm)	Diámetro Exterior (mm)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)	Serie
15	21,3	2,0	0,95	A
		3,2	1,43	B
		4,0	1,71	C
20	26,9	2,3	1,40	A
		3,2	1,87	B
		4,0	2,26	C
25	33,7	2,6	1,99	A
		3,2	2,41	B
		4,0	2,93	C
32	42,4	2,6	2,55	A
		3,6	3,44	B
		4,5	4,21	C
40	48,3	2,6	2,93	A
		3,6	3,97	B
		4,5	4,86	C
50	60,3	2,9	4,11	A
		4,5	6,19	B
		5,6	7,55	C
65	76,1	2,9	5,24	A
		4,5	7,95	B
		5,6	9,74	C
80	88,9	3,2	6,76	A
		5,0	10,30	B
		7,1	14,30	C
100	114,3	3,6	9,83	A
		4,5	12,20	B
		7,1	18,80	C

Tabla 27. Diámetros nominales para tuberías de acero sin soldadura DIN 2448.

Fuente: Creación propia a partir del estándar de Navantia DIN 2448.

El cálculo para el resto de tramos del sistema de aire comprimido (ver *Tabla 28*) se ha realizado mediante la fórmula incluida en la guía de diseño de Navantia “*Velocidades máximas de fluidos en tuberías*”, que relaciona velocidad (m/s) con diámetro (mm).

Para tuberías a una presión de 30 bar: $V_{\max} = 1,2185 \times d^{0,59}$

Para tuberías a una presión de 7 bar: $V_{\max} = 0,754 \times d^{0,77}$



Para obtener el diámetro interno de tubería en función del caudal de servicio que circula por la misma, se opera de igual forma que en el dimensionamiento de las líneas de tuberías de FO.

TRAMO DE TUBERÍA	Caudal m ³ /h	Diámetro Interior (mm)	Diámetro Nominal (mm)	Diámetro Exterior (mm)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)	Serie
Línea de descarga de cada compresor principal, 30 bar.	180	66,3	65	76,1	4,5	7,95	B
Colector de descarga de los compresores principales, 30 bar.	360	86,7	100	114,3	4,5	12,20	B
Desde el colector de descarga de los compresores principales hasta el colector de entrada de las botellas de aire comprimido, pasando por el separador, 30 bar.	360	86,7	100	114,3	4,5	12,20	B
Desde el compresor de relleno hasta el colector de entrada de las botellas de aire comprimido, pasando por el separador, 30 bar.	90	50,7	50	60,3	4,5	6,19	B
Colector de entrada de las botellas de aire comprimido, 30 bar.	450	94,5	100	114,3	4,5	12,20	B
Desde cada válvula de seguridad de las botellas de aire hasta la cubierta principal, 30 bar.	450	94,5	100	114,3	4,5	12,20	B
Línea de aire de arranque del M.P., 30 bar.	450	94,5	100	114,3	4,5	12,20	B
Línea de aire de arranque de los MM.AA., 30 bar.	3,6	14,6	15	21,3	3,2	1,43	B
Colector aire de arranque de MM.AA., 30 bar.	3,6	14,6	15	21,3	3,2	1,43	B
Desde cada botella de aire hasta las válvulas reductoras de la línea de "Control" y "Seguridad" del M.P., 30 bar.	252	75,5	80	88,9	5,0	10,30	B
Línea de aire para "Control" y "Seguridad" del M.P. desde la válvula reductora, 7 bar.	252	67,8	80	88,9	5,0	10,30	B
Desde cada botella de aire comprimido hasta la válvula reductora para la "Limpieza de la Turbo-soplante", 30 bar.	155	62,6	65	76,1	4,5	7,95	B
Línea de aire para "Limpieza de la Turbo-soplante" del M.P. desde la válvula reductora, 7 bar.	155	56,9	65	76,1	4,5	7,95	B

Tabla 28. Dimensiones de las tuberías del sistema de aire comprimido.

Fuente: Creación propia a partir de los datos calculados y estándar de Navantia.



4.7 Sistema de exhaustación

En este capítulo se diseñarán los elementos por los que atraviesan los gases de escape desde que abandonan la cámara de combustión, en el interior de los cilindros, hasta que son expulsados a la atmósfera. En este proyecto, se aprovechará la energía contenida en los gases de escape para mejorar el sistema de admisión de aire de carga o barrido.

Los elementos principales que componen el sistema de exhaustación, representados en la *Figura 25*, son los siguientes:

- Turbo-soplante.
- Tuberías de exhaustación
- Caldereta de gases de escape.
- Silenciador.
- Equipo apaga chispas.

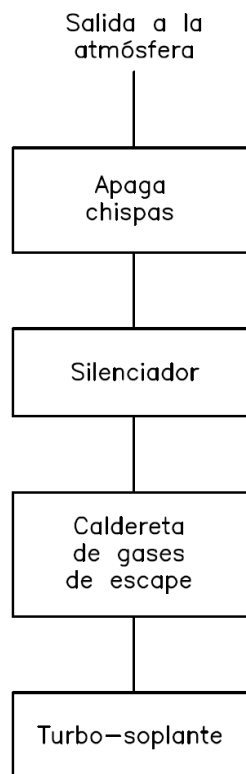


Figura 25. Elementos principales del sistema de exhaustación.

Fuente: Creación propia a partir de la guía de proyecto del motor principal.



4.7.1 Turbo-soplante

La potencia de un motor depende de la presión y de la temperatura del aire de admisión antes de entrar en el cilindro. La potencia indicada se puede aumentar elevando la presión del aire y reduciendo su temperatura, al disponer de mayor cantidad en peso de aire fresco, se puede quemar una mayor cantidad de combustible en el cilindro. El aumento de la potencia del motor, elevando la presión del aire de admisión del motor, se llama sobrealimentación.

El método elegido para sobrealimentar el motor en el presente proyecto es mediante una turbo-soplante accionada por los gases de escape, representado en la *Figura 26*. La energía contenida en los gases de exhaustación procedentes del motor impulsa a una turbina de flujo axial “1”, la cual mueve a un compresor centrífugo “2”. El aire fresco descargado por el compresor pasa por un enfriador “3” para compensar el aumento de temperatura del aire provocado por la compresión. Finalmente, el aire llega al colector de aire de sobrealimentación “4”, desde donde se alimenta a cada uno de los cilindros del motor.

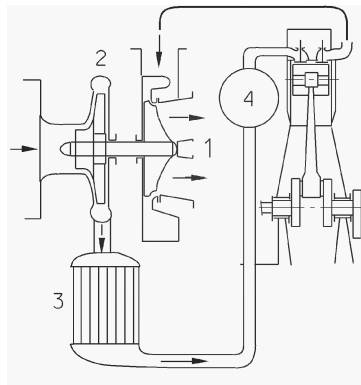


Figura 26. Sobrealimentación mediante turbo-soplante.

Fuente: Libro “Máquinas para la propulsión de buques” de Enrique Casanova Rivas.

El fabricante del motor principal hace referencia en su guía de proyecto sobre los diferentes modelos de turbo-soplantes que pueden acoplarse a este motor, y que pueden ser de las marcas comerciales MAN Diesel, ABB o Mitsubishi. En la *Tabla 29* se muestran los modelos de turbo-soplantes, tanto de alto rendimiento como convencionales, sugeridos en la guía de proyecto del motor principal que pueden acoplarse a este motor, trabajando el motor en el punto MCR nominal.



Turbo-soplantes de alta eficiencia para el motor S70MC6			
Cilindros	MAN Diesel	ABB	Mitsubishi
5	1 x TCA77-20	1 x TPL80-B12/CL	1 x MET71MA
6	1 x TCA88-20	1 x TPL85-B14	1 x MET83MA
7	1 x TCA88-20	1 x TPL85-B15	1 x MET83MA
8	1 x TCA88-25	1 x TPL85-B16	2 x MET66MA
Turbo-soplantes convencionales para el motor S70MC6			
Cilindros	MAN Diesel	ABB	Mitsubishi
5	1 x TCA77-20	1 x TPL80-B12	1 x MET66MA
6	1 x TCA77-20	1 x TPL80-B12/CL	1 x MET71MA
7	1 x TCA88-20	1 x TPL85-B15	1 x MET83MA
8	1 x TCA88-20	1 x TPL85-B15	1 x MET83MA

Tabla 29. Modelos de turbo-soplantes sugeridos en guía de proyecto.

Fuente: Creación propia a partir de la Guía de Proyecto del motor principal.

La web del fabricante del motor principal, www.mandieselturbo.com, proporciona una aplicación para seleccionar los modelos de turbo-soplante que pueden adaptarse a cada motor. Con esta aplicación, es posible seleccionar el modelo de turbo-soplante en función del punto de funcionamiento del motor. Además, tiene la ventaja de que se encuentran los modelos de turbo-soplantes del mercado más actualizados que en la guía de proyecto.

Se introduce en la aplicación el modelo de motor, número de cilindros, la potencia y revoluciones del punto MCR especificado, y devuelve los diferentes modelos de cada fabricante que se pueden acoplar a este motor.

Entre todas las sugerencias, se selecciona una turbo-soplante de alto rendimiento del fabricante MAN Diesel and Turbo, modelo TCA77-21.

4.7.2 Dimensionamiento de la tubería de exhaustación

La tubería de exhaustación conduce los gases desde la salida de la turbo-soplante hasta la atmósfera. La resistencia de los gases de exhaustación tiene una gran influencia sobre el consumo de combustible y la temperatura del motor. Por ello, es importante dimensionar el diámetro adecuado de la tubería de los gases de exhaustación.



La resistencia total, o pérdida de carga, del sistema de exhaustación no debe exceder de 350 mm de c.a. (35 mbar), aunque lo recomendable en los cálculos es usar 300 mm de c.a. (30 mbar), como margen para tener en cuenta el envejecimiento de la instalación. Todos los elementos instalados en la tubería de exhaustación, incluida la propia tubería, añaden resistencia al escape de los gases, por esta razón, la tubería de gases de exhaustación debe ser lo más corta y recta posible.

Por otra parte, la resistencia de los gases de escape depende de su velocidad, siendo la resistencia proporcional al cuadrado de la velocidad, y por lo tanto, inversamente proporcional al diámetro de la tubería elevado a la cuarta potencia. Para el dimensionamiento de la tubería, la velocidad de los gases no debe exceder de 50 m/s, siendo el valor recomendado por el fabricante de 40 m/s.

En una tubería de diámetro D , la velocidad de los gases de escape viene determinada por la siguiente fórmula.

$$v = \frac{4 \times M}{\rho \times \pi \times D^2}$$

Donde:

v = velocidad de los gases de escape [m/s]

M = caudal de los gases de escape [Kg/s]

ρ = densidad de los gases de escape [Kg/m³]

D = diámetro de la tubería [m]

La densidad de los gases de escape, ρ , depende de la temperatura a la que estos salen de la turbo-soplante, y puede ser calculada mediante la fórmula:

$$\rho = 1,293 \times \frac{273}{273 + T} \times 1,015$$

Siendo T la temperatura de los gases de escape, en °C. El factor 1,015 se refiere a la resistencia media de 0,015 bar en el sistema de gases de escape. Así, el diámetro de tubería puede calcularse a partir de la velocidad, caudal y temperatura de los gases.

$$D = \sqrt{\frac{4 \times M}{1,293 \times \frac{273}{273 + T} \times 1,015 \times \pi \times v}}$$



La velocidad recomendada por el fabricante del motor principal es de 40 m/s, por lo que solo queda calcular el caudal y temperatura de los gases.

Cálculo del caudal de los gases de escape

El caudal de los gases de escape cuando el motor principal funciona en el punto MCR nominal lo proporciona el fabricante, y su valor es de 157.800 Kg/h. Sin embargo, el motor funcionará en el buque proyecto en el MCR especificado, y por tanto, el caudal será inferior a este.

Las condiciones ambientales también afectan al caudal de los gases de escape, en el presente proyecto se ha considerado las condiciones ambientales de la ISO 3046-1:2002 (E) y la ISO 15550:2002 (E).

La guía de proyecto proporciona la siguiente fórmula para el cálculo del caudal en el punto de MCR especificado y unas condiciones ambientales iguales a las normas ISO mencionadas anteriormente.

$$M_{exh,M} = M_{L1} \times \frac{P_M}{P_{L1}} \times \left(1 + \frac{\Delta m_{M\%}}{100} \right) \pm 5\%$$

Donde:

$M_{exh,M}$ = caudal de los gases de escape en el punto MCR especificado [Kg/h]

M_{L1} = caudal de los gases de escape en el punto MCR nominal [157.800 Kg/h]

P_M = potencia del motor en el punto MCR especificado [12.377 kW]

P_{L1} = potencia del motor en el punto MCR nominal [16.860 kW]

$\Delta m_{M\%}$ = diferencia de caudal de los gases respecto del MCR nominal [%]

Nota: El fabricante indica la posibilidad de que el caudal de los gases de exhaustación varíe en un +/- 5%. El cálculo se realizará tomando el peor caso.

$\Delta m_{M\%}$ se calcula mediante la expresión:

$$\Delta m_{M\%} = 14 \times \ln \left(\frac{P_M}{P_{L1}} \right) - 24 \times \ln \left(\frac{n_M}{n_{L1}} \right)$$



Donde:

n_M = velocidad del motor en el punto MCR especificado [79 rpm]

n_{L1} = velocidad del motor en el punto MCR nominal [91 rpm]

$$\Delta m_{M\%} = 14 \times \ln\left(\frac{12.377}{16.860}\right) - 24 \times \ln\left(\frac{79}{91}\right) = -0,933$$

La guía de proyecto del fabricante del motor principal también proporciona un método gráfico para el cálculo de $\Delta m_{M\%}$. Para ello, se entra en el gráfico de la *Figura 27* con los valores de potencia y velocidad del punto MCR especificado, en % de L1.

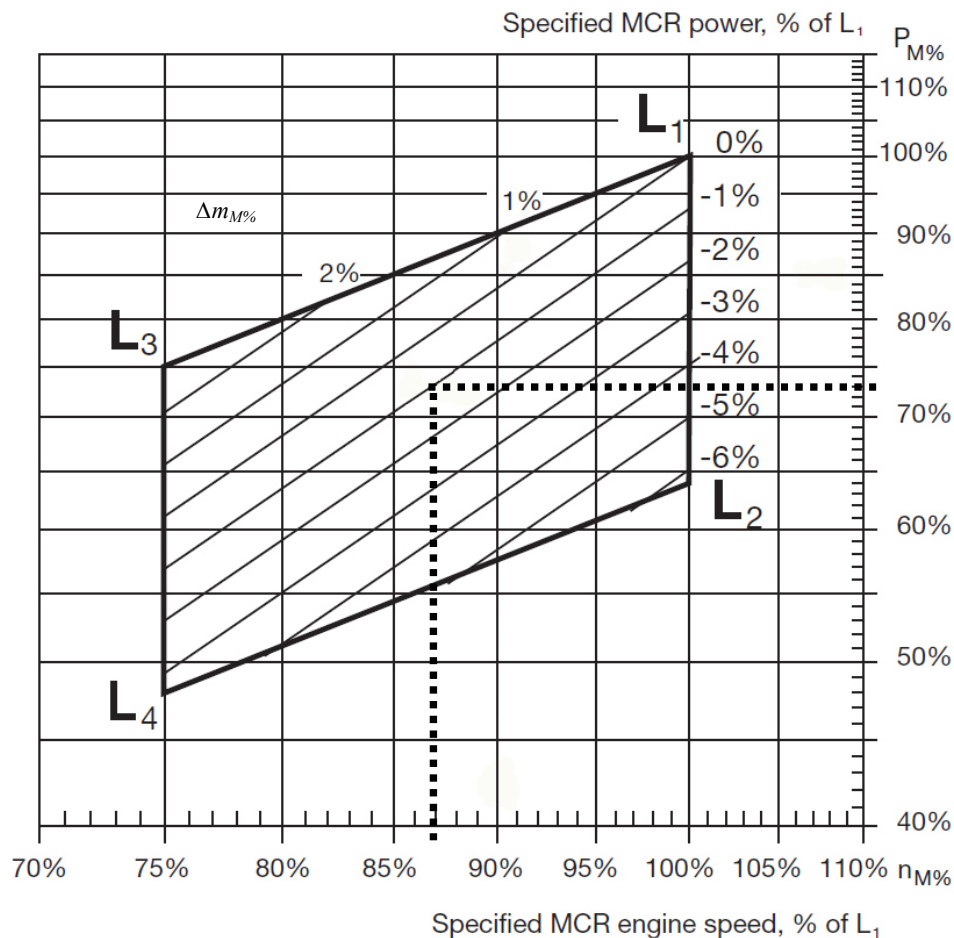


Figura 27. Diferencia de caudal de los gases respecto del MCR nominal, en % de L1.

Fuente: Guía de proyecto del motor principal, Man Diesel & Turbo.



Finalmente, el caudal de los gases de escape en el punto MCR especificado es:

$$M_{exh,M} = 157.800 \frac{Kg}{h} \times \frac{12.377 kW}{16.860 kW} \times \left(1 + \frac{-0,933}{100}\right) \times 1,05 = 120.499 \frac{Kg}{h} = 33,5 \frac{Kg}{s}$$

Cálculo de la temperatura de los gases de escape

El fabricante del motor principal indica en su guía de proyecto que la temperatura de los gases de escape en el punto MCR nominal, a la salida de la turbo-soplante, es de 245°C. Cuando el motor funciona en el punto MCR especificado, el fabricante proporciona la siguiente fórmula para calcular la temperatura de los gases de escape.

$$T_{exh,M} = T_{L1} + \Delta T_M + \Delta T_O \pm 15\%$$

Donde:

$T_{exh,M}$ = temperatura de los gases de escape en el punto MCR especificado [°C]

T_{L1} = temperatura de los gases de escape en el punto MCR nominal [245°C]

ΔT_M = diferencia de temperatura de los gases respecto del punto MCR nominal

ΔT_O = diferencia de temperatura de los gases cuando el punto de optimización es inferior al MCR especificado

Nota: El fabricante indica la posibilidad de que la temperatura de los gases de exhaustación varíe en un +/- 15%. El cálculo se realizará tomando el peor caso.

Para el cálculo de ΔT_M , el fabricante proporciona la siguiente fórmula.

$$\Delta T_M = 15 \times \ln\left(\frac{P_M}{P_{L1}}\right) + 45 \times \ln\left(\frac{n_M}{n_{L1}}\right)$$

Donde:

P_M = potencia del motor en el punto MCR especificado [12.377 kW]

P_{L1} = potencia del motor en el punto MCR nominal [16.860 kW]

n_M = velocidad del motor en el punto MCR especificado [79 rpm]

n_{L1} = velocidad del motor en el punto MCR nominal [91 rpm]



$$\Delta T_M = 15 \times \ln\left(\frac{12.377 kW}{16.860 kW}\right) + 45 \times \ln\left(\frac{79 rpm}{91 rpm}\right) = -11^\circ C$$

La guía de proyecto del fabricante del motor principal también proporciona un método gráfico para el cálculo de ΔT_M . Para ello, se entra en el gráfico de la *Figura 28* con los valores de potencia y velocidad del punto MCR especificado, en % de L1.

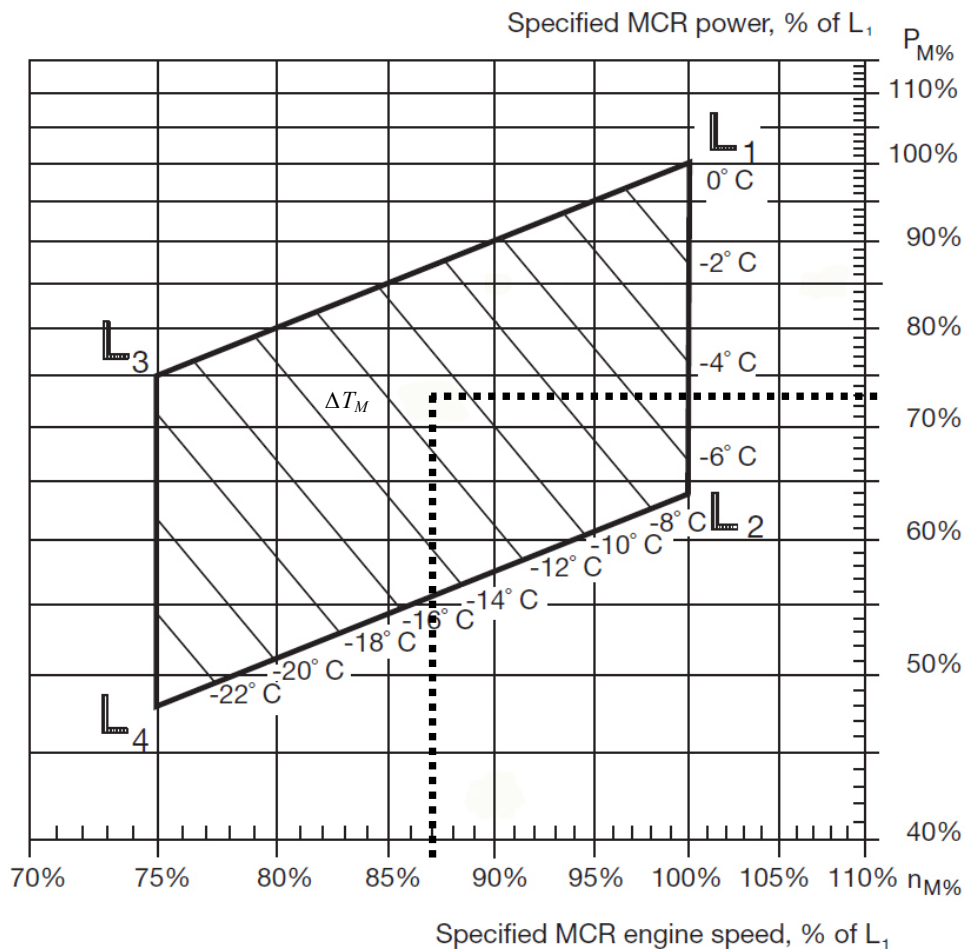


Figura 28. Diferencia de temperatura de los gases respecto del MCR nominal, % de L1.

Fuente: Guía de proyecto del motor principal, Man Diesel & Turbo.



Para el cálculo de ΔT_O , el fabricante proporciona la siguiente fórmula.

$$\Delta T_O = -0,3 \times (100 - P_{O\%})$$

Siendo $P_{O\%}$ la potencia en el punto de optimización respecto del punto MCR especificado, en %, y su valor es:

$$P_{O\%} = \frac{P_O}{P_M} \times 100\% = \frac{11.139 \text{ kW}}{12.377 \text{ kW}} \times 100\% = 90\%$$

$$\Delta T_O = -0,3 \times (100 - 90) = -3^\circ \text{C}$$

Finalmente, el valor de la temperatura de los gases de escape en el punto MCR especificado es:

$$T_{exh,M} = (T_{L1} + \Delta T_M + \Delta T_O) \times 1,15 = (245^\circ \text{C} - 11^\circ \text{C} - 3^\circ \text{C}) \times 1,15 \approx 266^\circ \text{C}$$

Con los valores de velocidad, caudal y temperatura de los gases de exhaustación, calculamos el diámetro de tubería.

Velocidad, $v = 40 \text{ m/s}$ Caudal, $M_{exh,M} = 33,5 \text{ Kg/s}$ Temperatura, $T_{exh,M} = 266^\circ \text{C}$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times M_{exh,M}}{1,293 \times \frac{273}{273 + T_{exh,M}} \times 1,015 \times \pi \times v}} = \sqrt{\frac{4 \times 33,5 \text{ Kg/s}}{1,293 \times \frac{273}{273 + 266^\circ \text{C}} \times 1,015 \times \pi \times 40 \text{ m/s}}} = 1,267 \text{ m}$$

Se selecciona una tubería de DN = 1.300 mm

El fabricante del motor principal también incluye en su guía de proyecto una tabla para seleccionar el diámetro nominal de tubería en función de la velocidad de los gases de exhaustación y de su caudal. De acuerdo con la *Tabla 30*, para una velocidad de los gases de exhaustación de 40 m/s y un caudal de 33,5 Kg/s, le corresponde una tubería de 1.300 mm, dato que coincide con el cálculo anterior.



Velocidad de los gases				Diámetro de tubería
35 m/s	40 m/s	45 m/s	50 m/s	
Caudal de los gases				1 Turbo-soplante DN (mm)
Kg/s	Kg/s	Kg/s	Kg/s	
24,5	28,0	31,5	35,1	1.150
26,7	30,5	34,3	38,2	1.200
31,4	35,8	40,3	44,8	1.300
36,4	41,6	46,8	51,9	1.400
41,7	47,7	53,7	59,6	1.500
47,5	54,3	61,1	67,8	1.600
53,6	61,3	68,9	76,6	1.700
60,1	68,7	77,3	85,9	1.800

Tabla 30. Diámetros de tuberías y caudal de gases de escape a diferentes velocidades.

Fuente: Creación propia a partir de la guía de proyecto del motor principal.

4.7.3 Caldereta de gases de exhaustación

Es requerimiento del Armador la instalación de una caldereta que aproveche la energía contenida en los gases de escape. A continuación se procederá con el cálculo de la energía en forma de vapor que se puede obtener en la caldereta, así como el caudal másico de vapor.

La energía total puede obtenerse mediante la fórmula:

$$Q = q_g \times C_{e_g} \times (T_e - T_s) \times \eta_{caldera}$$

Donde:

Q = energía total de los gases de escape [Kcal/h]

q_g = caudal de los gases de escape [120.499 Kg/h]

C_{e_g} = calor específico de los gases de escape [0,25 Kcal/K·°C]

T_e = temperatura de entrada de los gases en la caldera [266°C]

T_s = temperatura de salida de los gases [180°C]

$\eta_{caldera}$ = rendimiento total de la caldera [0,96]



Nota: Cuando se queman combustibles que contienen azufre, este se oxida a SO_2 . Si hay suficiente oxígeno disponible, parte de dicho SO_2 se oxida aún más a SO_3 . Si hay agua, esta puede reaccionar con el SO_3 para formar H_2SO_4 (ácido sulfúrico), que tiene un impacto negativo sobre la instalación como es la corrosión. Para evitar la condensación del vapor de agua contenido en los gases de escape, es deseable mantener la temperatura del gas por encima del punto de rocío que es de unos 180°C .

$$Q = 120.499 \text{ Kg/h} \times 0,25 \text{ Kcal/Kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (266^\circ\text{C} - 180^\circ\text{C}) \times 0,96 = 2.487.099 \text{ Kcal/h}$$

El flujo másico de vapor de agua que puede obtenerse de la caldereta con esta energía de los gases de escape es:

$$q_v = \frac{Q}{h_v - h_{H_2O}}$$

Donde:

q_v = caudal másico de vapor de agua que puede obtenerse [Kg_v/h]

Q = energía cedida por los gases de escape en la caldera [$2.487.099 \text{ Kcal/h}$]

h_v = entalpía del vapor saturado seco a la presión de trabajo de la caldera (7 bar) [$659,9 \text{ Kcal/Kg}$]

h_{H_2O} = entalpía del agua que entra en la caldera para convertirse en vapor saturado seco a la presión de 7 bar [Kcal/Kg]. Se calcula como:

$$h_{H_2O} = C_{e_{H_2O}} \times T_{H_2O}$$

$C_{e_{H_2O}}$ = caudal calor específico del agua [$1 \text{ Kcal/Kg} \cdot ^\circ\text{C}$]

T_{H_2O} = temperatura de entrada del agua [70°C]

$$h_{H_2O} = 1 \text{ Kcal/Kg} \cdot ^\circ\text{C} \times 70^\circ\text{C} = 70 \text{ Kcal/Kg}$$

Finalmente, el caudal másico de vapor que puede obtenerse es:

$$q_v = \frac{2.487.099 \text{ Kcal/h}}{659,9 \text{ Kcal/Kg} - 70 \text{ Kcal/Kg}} = 4.216 \text{ Kg}_v/\text{h}$$



La caldera debe ser instalada lo más cerca posible de la turbo-soplante. No se ha tenido en cuenta la pérdida de temperatura de los gases, desde la salida de la turbo-soplante hasta la caldereta, al considerar los aislamientos de la instalación.

La caldera es el componente del sistema de exhaustación donde se suele producir la mayor pérdida de presión. El fabricante del motor principal recomienda una pérdida de presión máxima a través de la caldera de 150 mm de c.a. (15 mbar), funcionando el motor principal en el punto MCR especificado. Sin embargo, esta pérdida de presión máxima recomendada por el fabricante del motor principal podría incrementarse o reducirse, esto depende de las pérdidas de presión del resto de componentes del sistema de exhaustación, como el silenciador o el equipo apaga chispas. Como ya se dijo anteriormente, hay que tener en cuenta que la pérdida de presión del sistema completo no debe exceder de 300 mm de c.a. (30 mbar).

4.7.4 Silenciador

Las emisiones de ruido en un motor diesel de dos tiempos son debidas principalmente a:

- Pulsaciones de los gases de exhaustación
- Turbo-soplante
- Válvulas de escape
- Sistema de inyección de fuel oil

El ruido proveniente de las pulsaciones de los gases de escape son los que afectan principalmente a los espacios de navegación. Las emisiones de ruido máximas permitidas por la IMO en los espacios de navegación están entre 60-70 dB(A), que se pueden reducir mediante la instalación de un silenciador de gases de escape.

En la *Figura 29* se muestran las curvas NR y niveles de ruido del motor principal, funcionando en el punto MCR nominal, donde se observa que el nivel de ruido es de aproximadamente 107 dB(A).

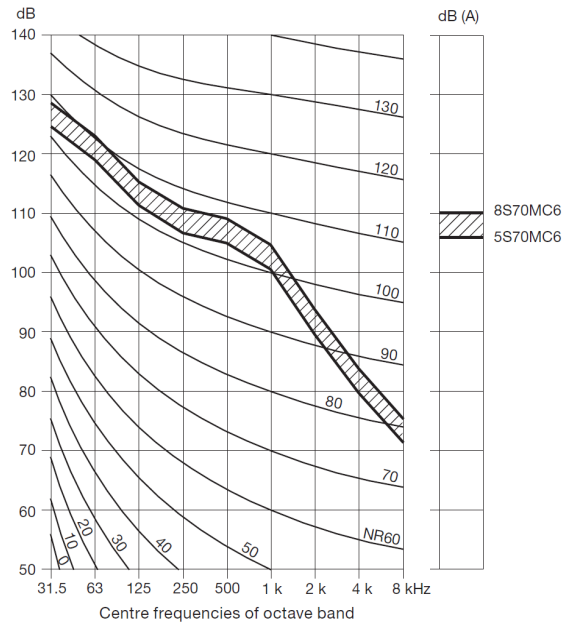


Figura 29. Curvas NR y niveles de ruido del motor principal.

Fuente: Guía de proyecto del motor principal, Man Diesel & Turbo.

Para mantener el nivel de ruido provocado por los gases de escape por debajo de 70 dB, es necesario instalar un silenciador con una atenuación de 40 dB. Hay que tener en cuenta que las curvas de la Figura 29 corresponden al punto MCR nominal, por lo que las emisiones de ruido de los gases de escape en el punto MCR especificado serán menores, lo que da un margen de seguridad. Las características del silenciador de gases de escape son las siguientes:

Atenuación	35 dB
Velocidad del gas	40 m/s
Pérdida de presión	aprox. 2 mbar

4.7.5 Equipo apaga chispas

Este equipo tiene la misión de evitar que las chispas que pudieran contener los gases de exhaustación se propaguen fuera del sistema, reduciendo el riesgo de incendio. En cuanto a su localización, este componente va situado en último lugar. Hay que tener en cuenta que el equipo apaga chispas contribuye en gran medida a la pérdida de presión de los gases, siendo la recomendación del fabricante del motor principal que la caída de presión conjunta entre el silenciador y el equipo apaga chispas no exceda de los 100 mm de c.a (10 mbar).



4.7.6 Pérdidas de carga en el sistema de exhaustación

La pérdida de presión de los gases de escape desde su salida de la turbo-soplante depende tanto de la tubería, cuyo trazado se muestra en la *Figura 30*, como de los componentes instalados en el sistema, siendo la caldera, el silenciador y el equipo apaga chispas los que contribuyen en mayor medida.

Esta resistencia al flujo de los gases de escape no debe exceder de 350 mm c.a. (0,035 bar), sin embargo, lo recomendable es diseñar y seleccionar los elementos del sistema para que esta pérdida de carga no sea superior a 300 mm c.a. El motivo de aplicar este margen es no superar los 350 mm c.a. aun cuando la tubería haya envejecido.

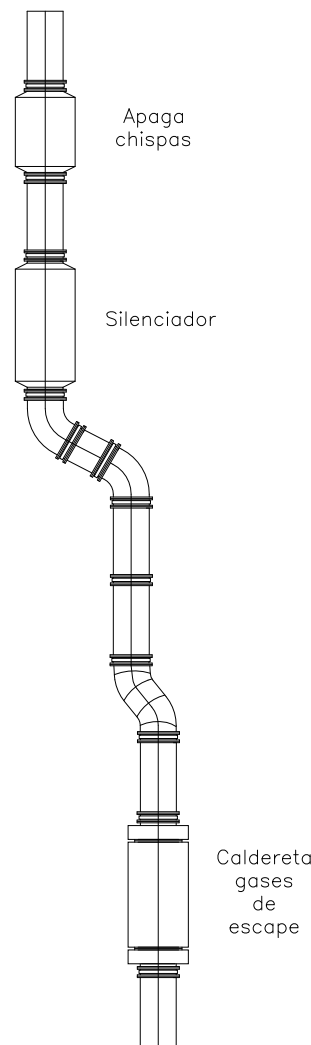


Figura 30. Trazado de la tubería de exhaustación.

Fuente: Creación propia en Autocad.



Evidentemente, en esta fase del proyecto no es posible medir la pérdida de carga del sistema, sin embargo es posible hacer una estimación. Normalmente, la resistencia que ofrece una tubería de este trazado y características está alrededor de 10 mm c.a., por lo que el resto de componentes (caldera, silenciador y apaga chispas) deben ser especificados para que la pérdida total de carga no supere la recomendación anterior. Así, en primer lugar se procede al cálculo de las pérdidas de carga en la tubería, para posteriormente especificar las pérdidas de presión máximas para el resto de componentes.

Con la ayuda de la hoja de cálculo de la *Tabla 31*, creada por Cristóbal Sánchez del Ojo, ingeniero de Navantia, se ha calculado la pérdida de presión en la tubería en función de las propiedades físicas del gas, de las características del sistema, así como las características de la tubería.

PÉRDIDA DE CARGA EN TUBERÍAS	
Servicio:	Sistema de Exhaustación

PROPIEDADES FÍSICAS / PHYSICAL PROPERTIES	
Volumen específico	1,50 m ³ /kgf
Peso específico	0,665 kgf/m ³
Viscosidad dinámica	2,652E-06 kgf/m·s
Viscosidad cinemática	3,988E-06 m ² /s
Temperatura	266 °C

CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA / SYSTEM FEATURES	TRAMO/SECTION N°
Rugosidad absoluta / absolute roughness	0,050 mm
Caudal / flow	181.278 m ³ /h
Diámetro Exterior / external diameter	1.310,00 mm
Espesor / thickness	10,00 mm
Diámetro interior / internal diameter	1.290,00 mm
Area / cross sectional area	1,30695 m ²
Velocidad / mean velocity	38,53 m/s
N° de Reynolds / Reynolds number	1,25E+07
Rugosidad relativa / relative roughness	0,000039
Coeficiente de fricción, régimen laminar / friction factor, laminar flow	
Coeficiente de fricción, régimen turbulento / friction factor, turbulent flow	0,01072



LONGITUD DE TUBERÍA / LENGHT OF PIPE	42,5 m
---	--------

CURVAS / BENDS	
De radio corto (1,5 veces DN) / short radius (1,5 ND)	
Curvas de 30°/ 30° bends	2
Curvas de 45°/ 45° bends	
Curvas de 60°/ 60° bends	2
Curvas de 90°/ 90° bends	
De radio largo (3 veces DN) / long radius (3 ND)	
Curvas de 30°/ 30° bends	
Curvas de 45°/ 45° bends	
Curvas de 60°/ 60° bends	
Curvas de 90°/ 90° bends	
Comercial / commercial	
Curvas de 45°/ 45° bends	
Curvas de 90°/ 90° bends	

VÁLVULAS / VALVES	
De compuerta / gate	
Abierta / fully open	
Abierta 3/4 partes / 3/4 open	
Semiabierta / 1/2 open	
Abierta 1/4 parte / 1/4 open	
De asiento cierre y paso recto / conventional globe or stop	
Asiento plano abierta / flat seat, fully open	
Asiento con disco guía, abierta / with guide disc, fully open	
Con vástago inclinado 45°, abierta/ Y-pattern, 45° stem flat seat, fully open	
De asiento cierre y paso angular / angle	
Asiento plano abierta / flat seat, fully open	
Asiento con disco guía, abierta / with guide disc, fully open	
De mariposa / butterfly >= DN 200	
Abierta / fully open	
De clapeta / check	
Oscilante convencional / conventional swing	
Oscilante sin obstáculo / clearway swing	

FILTROS / STRAINERS	
Convencional / conventional	

INJERTOS / BRANCHES	
Flujo a lo largo del colector / with flow through run	
Flujo a través del injerto / with flow through branch	

REDUCCIONES / CONTRACTIONS	

AMPLIACIONES / ENLARGEMENTS	
Tipo / type 1	
Diámetro mayor / large diameter	
Diámetro menor / small diameter	
Tipo / type 2	
Diámetro mayor / large diameter	
Diámetro menor / small diameter	



Tipo / type 3	
Diámetro mayor / large diameter	
Diámetro menor / small diameter	
ENTRADAS / ENTRANCES	
Borde afilado / sharp edge	
Borde redondeado / slightly rounded	
Borde proyección interior / inward projecting pipe	
SALIDAS / EXITS	
Borde afilado / sharp edge	1
Borde redondeado / slightly rounded	
Borde proyección interior / inward projecting pipe	
ACOPLAMIENTOS / COUPLING	
Con bridas / flanged	13
PÉRDIDA DE CARGA EN EQUIPOS / PRESSURE DROP IN EQUIPMENTS	
PÉRDIDA DE CARGA EN TRAMO / PRESSURE DROP IN SECTION	0,107 m.c.a.
PÉRDIDA DE CARGA ACUMULADA / SUMMARY PRESSURE DROP	0,107 m.c.a.

Tabla 31. Pérdidas de carga en tuberías.

Fuente: Cristóbal Sánchez del Ojo, ingeniero de Navantia.

Las pérdidas de carga en la tubería con las características indicadas anteriormente suman 107 mm c.a., por lo que hay un margen de 193 mm c.a. (300 – 107 mm c.a.) para las pérdidas totales en el resto de equipos conectados a lo largo del trazado de la tubería de exhaustación, como la caldereta, el silenciador y el equipo apaga chispas.

Estas pérdidas de carga son un cálculo muy aproximado de las pérdidas reales en la exhaustación, pero se recomienda realizar una medida real a la salida de la turbosoplante una vez que se haya instalado el sistema completo de exhaustación.



BIBLIOGRAFIA

1. Apuntes de clase de la asignatura “Proyectos de Propulsión y Servicios”.
Profesor de la asignatura: Francisco Mazarro Alcalá
2. “El proyecto básico del buque mercante”.
Ricardo Alvariño Castro, Juan José Azpíroz Azpíroz y Manuel Meizoso Fernández.
Ed. Fondo Editorial de Ingeniería Naval; Madrid 1997
3. “Máquinas para la propulsión de buques”
Enrique Casanova Rivas
Universidad de La Coruña; La Coruña 2001
4. Guía de proyecto del motor
MAN Diesel & Turbo, 6ª Edición, Enero 2009
5. Web de Man Diesel & Turbo, 2011
www.mandieselturbo.com
6. Basic Principles of Ship Propulsion
MAN Diesel & Turbo, Octubre 2010
7. Convenio MARPOL 73/78
Organización Marítima Internacional
Edición refundida, 2002
8. Rules and regulations for the classification of ships
Lloyd's Register of Shipping, 2008
9. “Obtención de las características hidrodinámicas de resistencia y propulsión a partir de ensayos con modelos”
Antonio Baquero
Canal de Experiencias Hidrodinámicas, El Pardo. Publicación 126. Madrid 1989
10. “The resistance and propulsion of Ships”
William F. Durand
Chapman & Hall Ltd., London 1898



BIBLIOGRAFIA (Cont.)

11. “Marine Auxiliary Machinery”
H. D. McGeorge
Butterworth Heinemann, 7th Edition, 1995
12. “Esquemas de instalaciones hidráulicas”
Enrique Gancedo Lamadrid / Víctor Merayo Fernández
Universidad de Oviedo. Servicio de Publicaciones. Año 2000
13. “Pounder’s marine diesel engines and gas turbines”
Doug Woodyard
Butterworth Heinemann, 8th Edition, 2004

