



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID

**Escuela Técnica Superior
de Ingenieros Navales**

MADRID

TRABAJO FIN DE MÁSTER EN
INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA

Nº TFM-346

Proyecto de draga tipo Trailing Suction Hopper
Dredger de 6000 m³ de capacidad de cántara
propulsada con metanol



Autor: ENRIQUE GÓMEZ SÁNCHEZ

Tutor: ANTONIO VILLALBA HERREROS

NOVIEMBRE 2025






A quienes con una sonrisa hicieron más llevadero cada detalle de este trabajo.





Propuesta TFM

 POLITÉCNICA <small>"Ingeniamos el futuro"</small>	CAMPUS DE EXCELENCIA INTERNACIONAL	PROPUESTA DE TRABAJO FIN DE MÁSTER	 <small>UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID</small> ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS NAVALES <small>Avda. de la Memoria, 4. 28040 Madrid</small>
<p>D./D^a <input type="text" value="Antonio Villalba Herreros"/> profesor/a adscrito/a al departamento <input type="text" value="DACSON"/> de la E.T.S. de Ingenieros Navales de la U.P.M. propone el siguiente TRABAJO FIN DE MÁSTER para alumnos/as del título de MuINyO, para su evaluación por la C.O.A. y posterior aprobación, si procede.</p>			
<p>Cotutor/a D./D^a <input type="text"/> Empresa <input type="text"/></p>			
<p>Correo electrónico profesional Cotutor/a <input type="text"/></p>			
<p>Avalista D./D^a (en caso de ser necesario) <input type="text"/></p>			
<p>Título: <input type="text" value="Proyecto de draga tipo Trailing Suction Hopper Dredger de 6.000 m³ de capacidad de cántara propulsada con metanol"/></p>			
<p>Descripción del TRABAJO: <small>(indíquese seguidamente si esta información se encuentra en documento anexo claramente identificado)</small></p>			
<p>Objetivo:</p> <p>Realizar el diseño conceptual de una draga tipo "Trailing Suction Hopper Dredger" (TSHD) con una capacidad de cántara de 6000 m³ propulsada por una planta de energía abastecida con metanol con las siguientes especificaciones mínimas:</p> <p>Capacidad de cántara: 6.000 m³ Combustible: Metanol Velocidad de servicio: 12 nudos Autonomía: 2500 millas a 12 nudos Profundidad máxima de dragado: 30 metros Dragado a menos de 15 millas de la costa o a menos de 20 millas del puerto Dragado a más de 15 millas de la costa con altura significativa de ola <= 3,0 m Navegación no restringida Cumplirá con DR-68 Bandera española</p>			
<p>Método y fases del trabajo:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Revisión del mercado de buques de dragado. 2. Recopilación de un número significativo de buques con el mismo propósito operacional, a partir de los cuales se creará una base de datos y se realizará el predimensionamiento. Estudio de la integración de metanol como combustible en el buque. 3. Desarrollo del anteproyecto del buque propuesto considerando la normativa aplicable al tipo de embarcación. Diseño de las formas del casco y estimación de la potencia propulsora. 4. Diseño de cámara de máquinas, equipos de los sistemas de dragado, equipos y servicios y la planta eléctrica. 5. Cálculo de estabilidad transversal intacta, resistencia longitudinal y francobordo. 6. Cálculo del peso en rosca distribuido a lo largo del buque, de acuerdo con el escantillonado de la cuaderna maestra y su resistencia estructural. 7. Discusión de los resultados. Comparación de dos buques similares, uno con propulsión convencional y otro con propulsión basada en metanol. 			
	Presidente de la Comisión de Ordenación Académica de la ETSIN		1

Propuesta TFM



CAMPUS DE EXCELENCIA INTERNACIONAL

PROPUESTA DE TRABAJO FIN DE MÁSTER



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS NAVALES
 Avda. de la Memoria, 4. 28040 Madrid

Medios específicos necesarios:

Herramientas informáticas: Excel, Word, Mars2000, Maxsurf, Rhinoceros y Autocad.
 Medios bibliográficos puestos a disposición por el Servicio de Biblioteca de la UPM.

Estructura de capítulos, planos o documentos que constituyen el cuerpo del trabajo:

1. Introducción
2. Dimensionamiento
3. Diseño de formas
4. Disposición general
5. Estudio de arquitectura naval
6. Predicción de potencia propulsora
7. Propulsión y gobierno
8. Cámara de máquinas
9. Sistemas de dragado
10. Equipos y servicios
11. Planta eléctrica
12. Peso en Rosca y Centro de Gravedad
13. Estabilidad transversal intacta
14. Resistencia longitudinal y cuaderna maestra
15. Conclusiones

se solicita confidencialidad del TFM, cuya justificación es la siguiente:

Propuesta de Tribunal, si lo considera el Tutor/a:

Presidente:

Vocal:

Secretario:

Asignación propuesta (táchese lo que no proceda):

1. Para el/la alumno/a D./D^a
2. Libre

Madrid, a de de 2

Firmado:

Tutor/a

Cotutor/a

Alumno/a

Avalista

VILLALBA
 HERREROS
 ANTONIO
 03124068R

Firmado digitalmente por VILLALBA HERREROS ANTONIO - 03124068R Fecha: 2024.09.18 10:40:54 +02'00'



Firmado por GOMEZ SANCHEZ ENRIQUE - ***8796**

Resumen

El presente Trabajo Fin de Máster, titulado “Proyecto de draga tipo Trailing Suction Hopper Dredger de $6000 m^3$ de capacidad de cántara propulsado con metanol”, tiene como objetivo principal el diseño integral de una draga tipo TSHD que utilice metanol como combustible, sin comprometer su autonomía.

Para el desarrollo del proyecto se recopiló una extensa base de datos proporcionada por la International Association of Dredging Companies, que permitió realizar regresiones logarítmicas para el dimensionamiento del buque. A partir de estas dimensiones, se modelaron las formas del casco en Maxsurf Modeler, incluyendo la curva de áreas, el diseño de la tolva y el plano de formas.

En el capítulo dedicado a la disposición general se llevó a cabo un análisis de la normativa aplicable a los tanques de metanol, considerando los requisitos específicos que deben cumplirse para su correcta instalación a bordo. Asimismo, en el capítulo de arquitectura naval se desarrollaron las curvas hidrostáticas y las curvas KN, fundamentales para el análisis de estabilidad del buque.

Una vez definidas las formas del casco, se calculó la curva de resistencia al avance mediante el método de Holtrop, empleando Maxsurf Resistance.

El diseño del sistema propulsivo incluyó la determinación de la potencia al freno y la selección de las hélices. Inicialmente se consideraron las series B de Wageningen; sin embargo, debido a la incertidumbre derivada de las representaciones gráficas, se llevó a cabo un estudio complementario con OpenProp.

Por otro lado, se desarrollaron los sistemas de dragado, incorporando todos los equipos necesarios para el desempeño operacional, así como la planta eléctrica y su correspondiente diagrama unifilar.

En cuanto a la estructura, se calcularon los pesos del acero continuo mediante el método de Aldwinckle, y se evaluó la estabilidad transversal intacta conforme al Código DR-68. Finalmente, se determinó la resistencia longitudinal, obteniéndose los momentos flectores máximos de arrufo y quebranto, lo que permitió escantillonar la cuaderna maestra y verificar la integridad estructural del casco.





Abstract

This master's Thesis, entitled "Design of a 6000 m³ Trailing Suction Hopper Dredger Powered by Methanol", aims to develop the integral design of a TSHD that uses methanol as its main fuel, without compromising its operational autonomy.

For the development of the project, an extensive database provided by the International Association of Dredging Companies (IADC) was used, enabling logarithmic regressions for the ship's dimensional design. Based on these dimensions, the hull form was modelled using Maxsurf Modeler, including the area curve, hopper design, and lines plan.

In the chapter dedicated to the general arrangement, an analysis of the applicable regulations for methanol tanks was carried out, considering the specific requirements that must be met for their proper installation on board. Likewise, in the naval architecture chapter, the hydrostatic and KN curves were developed, which are essential for the vessel's stability analysis.

Once the hull form was defined, the resistance curve was obtained using the Holtrop method through Maxsurf Resistance.

The propulsion system design included the determination of brake power and the selection of propellers. Initially, the Wageningen B-series was considered; however, due to uncertainties arising from graphical representations, a complementary study was conducted using OpenProp.

In addition, the dredging systems were developed, incorporating all the equipment necessary for operational performance, as well as the electrical plant and its corresponding single-line diagram.

Regarding the structure, the continuous steel weight was calculated using the Aldwinckle method, and the intact transverse stability was assessed in accordance with the DR-68 Code. Finally, the longitudinal strength was determined, obtaining the maximum hogging and sagging bending moments, which allowed the scantling of the midship frame and verification of the hull's structural integrity.



Agradecimientos

Quisiera dedicar estas líneas a todos aquellos que, como futuros ingenieros y profesionales del sector marítimo, buscan ampliar los límites del conocimiento y del desarrollo tecnológico en la industria naval. Espero que este Trabajo Fin de Máster sirva como muestra del potencial que ofrece la investigación aplicada para afrontar los desafíos de sostenibilidad, eficiencia y seguridad en los buques del futuro.

La innovación en los campos de la propulsión, el diseño estructural y la integración de nuevas tecnologías no depende únicamente de los avances técnicos, sino también del entusiasmo, la perseverancia y la curiosidad de quienes deciden explorar, experimentar y aprender. Mi deseo es que este proyecto inspire a las nuevas generaciones a seguir impulsando la excelencia y la sostenibilidad en la ingeniería marítima, contribuyendo al progreso de una industria estratégica y en constante evolución.

Finalmente, quiero expresar mi más sincero agradecimiento a mi familia por su apoyo incondicional, su motivación y su comprensión a lo largo de todas las etapas de este trabajo. Sin su respaldo, la culminación de este proyecto no habría sido posible.



Índice

Propuesta TFM	iv
Resumen	vi
Abstract.....	viii
Agradecimientos	x
Índice.....	xii
Introducción	1
1. <i>Desarrollo histórico de las dragas</i>	<i>1</i>
2. <i>Tipos de buques de dragado.....</i>	<i>3</i>
Dragas mecánicas.....	3
Dragas de succión.....	4
Draga cortadora	4
Draga recogedora de fangos.....	4
Draga de succión de arrastre	5
3. <i>Importancia de las dragas</i>	<i>5</i>
4. <i>Mercado de buques de dragado.....</i>	<i>6</i>
5. <i>Motivación del proyecto.....</i>	<i>7</i>
Dimensionamiento	9
1. <i>Introducción.....</i>	<i>9</i>
2. <i>Base de datos</i>	<i>10</i>
3. <i>Estimación de las dimensiones principales</i>	<i>12</i>
Eslora entre perpendiculares.....	12
Eslora total	12
Manga	13
Puntal	14
Calado.....	14
Desplazamiento.....	15
Capacidad de los tanques de combustible	16
Potencia	17
Dimensiones principales de diseño del proyecto.....	18
4. <i>Coeficientes de formas de la carena</i>	<i>18</i>
Estimación del coeficiente de bloque	18
Estimación del coeficiente de la maestra	19
Estimación del coeficiente prismático longitudinal.....	19



Índice

Estimación del coeficiente de la flotación.....	19
Estimación longitudinal del centro de carena	20
Resultados finales de los coeficientes de forma.....	21
Diseño de las formas	23
1. <i>Procedimiento</i>	23
2. <i>Perfil de proa</i>	23
3. <i>Perfil de popa</i>	24
4. <i>Generación de formas</i>	24
5. <i>Curva de áreas</i>	27
6. <i>Diseño de la tolva</i>	28
7. <i>Plano de formas</i>	32
Disposición general	39
1. <i>Elementos estructurales</i>	39
Espaciado de cuadernas	40
Espaciado de bulárcamas	40
Doble fondo	41
2. <i>Dimensiones requeridas para el diseño de la disposición general</i>	41
Eslora de regla	41
Eslora de línea de carga	42
3. <i>Distribución de espacios</i>	42
Mamparo de colisión	43
Mamparo de pique de popa.....	45
Bocina	45
Local del servo-timón	45
Cántara	45
Local del propulsor de proa.....	46
Acomodación.....	46
4. <i>Disposición de tanques</i>	47
Tanques de metanol.....	47
Cofferdam colindantes a los tanques de metanol.....	47
Tanques de acomodación	47
Tanques de aceite de lubricación.....	48
Otros tanques.....	48
Estudio de arquitectura naval	51
1. <i>Características Hidrostáticas</i>	51



Índice

2. <i>Curvas de carenas inclinadas</i>	73
3. <i>Francobordo</i>	100
Corrección de eslora	103
Corrección por coeficiente de bloque	103
Corrección por el puntal	103
Reducción por superestructuras y troncos	104
Corrección por arrufo	105
Francobordos mínimos.....	107
Altura mínima de proa y flotabilidad de reserva	108
Francobordo de dragado	111
4. <i>Arqueo</i>	112
Arqueo bruto.....	112
Arqueo neto.....	113
Predicción de potencia propulsora	115
1. <i>Estimación de la potencia efectiva</i>	115
2. <i>Cálculo de los coeficientes propulsivos</i>	118
Propulsión y gobierno	123
1. <i>Tipo de propulsión y timón</i>	123
2. <i>Cálculo de los huelgos entre el propulsor y el casco</i>	124
3. <i>Cálculo de la hélice</i>	125
Potencia de empuje.....	125
Dimensionamiento de la hélice.....	125
Cálculo del rendimiento del propulsor en aguas libres	129
Rendimiento detrás de la carena.....	129
El par del propulsor en aguas libres y el par del propulsor.....	130
Potencia de freno	130
4. <i>Estudio de OpenProp</i>	131
Rendimiento cuasi-propulsivo	135
Potencia de freno	136
Resultados	136
5. <i>Márgenes por considerar y potencia final</i>	137
Margen de mar	137
6. <i>Elección de los motores propulsores</i>	137
Dimensionamiento de la cámara de máquinas.....	139
1. <i>Características principales de los motores propulsores</i>	139



Índice

Potencia continua máxima	139
Dimensiones del motor principal	140
2. <i>Sistemas de combustible</i>	142
Circuito de metanol	142
Volumen y peso del metanol	142
Consumo corregido de los motores propulsores	142
Tanques almacén de metanol	143
Tanque de servicio diario del metanol.....	144
Tanque de reboses de metanol y caudal de trasiego.....	145
3. <i>Sistema de aceite lubricante</i>	146
Sistema de lubricación de cárter	146
Sistema de lubricación de cilindros	147
Tanque de aguas aceitosas	150
4. <i>Sistema de aire comprimido de arranque</i>	151
Requerimientos del sistema de aire comprimido.....	151
Botellas de aire comprimido	151
Compresor de aire de arranque	153
5. <i>Sistema de refrigeración</i>	154
6. <i>Sistemas de ventilación</i>	156
Dimensionamiento de ventilación de la cámara de máquinas.....	156
7. <i>Sistemas de gases de escape</i>	157
Rutado de las tuberías de exhaustación	157
Dimensionamiento del sistema de exhaustación.....	158
8. <i>Sistema de contraincendios</i>	165
Detección y alarma.....	165
Bocas contraincendios	166
Bombas contraincendios	166
Mangueras contraincendios y lanzas	167
Extintores portátiles.....	168
Bomba contraincendios de emergencia	168
Sistemas fijos de extinción de incendios	168
9. <i>Colector de tomas de mar</i>	169
Componentes del colector.....	170
Diseño del colector.....	170
Sistemas de dragado	173



Índice

1. <i>Equipos asociados al sistema de dragado</i>	173
Tubería de succión remolcada	173
Grúas de la tubería de succión.....	177
Desgasificador.....	177
Compensador de olas	177
Bombas de dragado	178
Cántara	183
Rebosamiento	183
Descarga en arco iris	184
2. <i>Sistema de aceite hidráulico</i>	185
Equipos implicados en el sistema	185
Volumen del tanque de aceite hidráulico.....	185
Caudal y presión de las bombas de aceite hidráulico	186
3. <i>Sistema de inertizado</i>	187
Equipos y servicios.....	189
1. <i>Equipos de fondeo y amarre</i>	189
Anclas	192
Cadenas y cajas de cadenas	194
Estopor y escobén.....	195
2. <i>Equipos de salvamento</i>	196
Dispositivos radioeléctricos de salvamento	196
Dispositivos individuales de salvamento	197
3. <i>Grúa en cubierta</i>	197
4. <i>Sistema de lastre, sentinas y lodos</i>	198
Bomba de lastre	198
Tratamiento de agua de lastre.....	199
Sistema de sentinas	200
Sistema de lodos.....	203
5. <i>Sistema contraincendios de acomodación</i>	204
6. <i>Servicio de acceso</i>	205
Acceso a la superestructura de popa	205
Acceso a la cámara de máquinas	205
Acceso al local propulsor de proa	206
Acceso al puente de gobierno	206
Acceso a la acomodación.....	206



Índice

Escalera de puerto	206
Escala del práctico	206
7. <i>Alumbrado</i>	206
Alumbrado de las zonas a la intemperie	206
Alumbrado de las zonas interiores	207
Alumbrado de navegación.....	207
8. <i>Sistemas de acomodación</i>	208
Sistema de agua fría sanitaria.....	208
Sistema de agua caliente sanitaria.....	210
Tanques almacén de agua dulce	211
Sistema de aguas grises y negras	212
9. <i>Propulsor de proa</i>	215
Planta eléctrica	217
1. <i>Condiciones de carga eléctrica</i>	217
2. <i>Consumidores y balance eléctrico</i>	217
3. <i>Resultados del balance eléctrico</i>	223
Generador instalado.....	223
Cuadros principales, transformadores y disposición eléctrica	224
Generador de emergencia.....	225
Planta de emergencia	226
4. <i>Diagrama unifilar</i>	227
Peso en rosca y centro de gravedad	229
1. <i>Método de Aldwinckle</i>	229
Cálculo del peso del acero longitudinal	230
Cálculo del centro de gravedad vertical del peso del acero longitudinal	232
Cálculo de la distribución de acero transversal continuo.....	233
Cálculo de la distribución de acero total.....	235
Cálculo del centro de gravedad del acero continuo.....	237
2. <i>Peso de los locales</i>	238
Peso y posición del CDG de los mamparos transversales	238
Peso y CDG de las superestructuras	239
3. <i>Peso de los tanques no estructurales</i>	242
4. <i>Peso de la maquinaria</i>	244
5. <i>Otros pesos</i>	249
6. <i>Peso total y Centro de gravedad</i>	250



Índice

Estabilidad transversal intacta	253
1. <i>Estabilidad intacta</i>	<i>253</i>
Método de cálculo	253
Condiciones de carga.....	253
Criterios de la estabilidad intacta.....	255
2. <i>Condiciones de carga a estudiar</i>	<i>255</i>
3. <i>Resultados de la estabilidad intacta</i>	<i>256</i>
Resistencia longitudinal y cuaderna maestra	285
1. <i>Resistencia longitudinal.....</i>	<i>285</i>
2. <i>Resultados de la resistencia longitudinal.....</i>	<i>285</i>
3. <i>Diseño de la cuaderna maestra en MARS</i>	<i>299</i>
4. <i>Resultados de la cuaderna maestra en MARS.....</i>	<i>303</i>
Conclusiones.....	307
Bibliografía	309
Planos del proyecto	311



Índice

Capítulo 1

Introducción

El capítulo comienza con un resumen sobre la evolución del dragado a lo largo del tiempo. Después, se explica la relevancia que tienen las dragas en las infraestructuras portuarias actuales, ya que permiten mantener los calados y facilitar el movimiento de buques. A continuación, se incluye una clasificación de los principales tipos de dragas. Por último, se describe la motivación del proyecto, relacionada con las nuevas normas europeas sobre emisiones en el sector naval.

1. Desarrollo histórico de las dragas

Desde los inicios de la civilización, el transporte de personas, bienes y materiales se ha realizado por vías navegables y marítimas. La posibilidad de desplazarse por ríos, canales u océanos depende directamente de la profundidad disponible. Sin embargo, los procesos naturales de sedimentación y acumulación de materiales reducen esa profundidad, afectando la navegabilidad. Para mantener las rutas abiertas, diferentes civilizaciones realizaron durante siglos tareas manuales de limpieza y retirada del fango acumulado en los fondos.

A partir del siglo XV, el auge del comercio marítimo entre culturas impulsó el desarrollo de nuevos métodos de dragado. El crecimiento del tamaño de los buques y la necesidad de mantener operativos los accesos portuarios exigieron técnicas más eficaces. En esa época comenzaron a utilizarse herramientas simples, como la Zeeuwse Krabbelaar, una rasqueta de fondo empleada en los Países Bajos que removía los sedimentos para que la corriente fluvial los arrastrara aguas abajo.



Ilustración 1. Modelo del Zeeuwse Krabbelaar.

Hacia 1575 surgieron los primeros molinos de lodo, considerados uno de los antecedentes directos de las dragas modernas. Estos equipos se utilizaban para excavar en puertos y consistían en una cadena giratoria con tablas que removían el

Introducción

sedimento del fondo. Inicialmente, su funcionamiento dependía de la fuerza de animales de tiro o del trabajo humano, hasta que la introducción de la máquina de vapor permitió automatizar el proceso y aumentar la eficiencia de las operaciones de dragado. Este avance impulsó el desarrollo de equipos más complejos y precisos, entre ellos las dragas de cangilones a vapor, que reemplazaron gradualmente a los molinos de lodo, aunque requerían un mantenimiento frecuente debido a su limitada fiabilidad.

En 1857 se construyó en Estados Unidos la primera draga de succión, denominada General Moultrie. Estaba equipada con un tubo de succión de 470 mm de diámetro y una bomba centrífuga instalada en cubierta, con una capacidad de tolva de aproximadamente 118 m³. Operó en el río Charleston, pero se hundió tan solo un año después de su puesta en servicio, en 1858.



Ilustración 2. Voluta de la bomba centrífuga.

Con el paso del tiempo, los grandes proyectos de ingeniería marítima impulsaron el desarrollo de nuevos equipos de dragado. En este contexto surgieron las dragas de succión, diseñadas en 1867 por el ingeniero francés Henri-Émilie Bazin, utilizadas durante la construcción del Canal de Suez. A partir de entonces, este tipo de draga fue adquiriendo una presencia cada vez mayor en las obras marítimas por su eficacia y adaptabilidad.

A finales del siglo XIX se introdujo la draga de cortador, desarrollada para superar las limitaciones de las dragas de succión tradicionales, especialmente su incapacidad para excavar suelos compactos o de alta resistencia.

Posteriormente, la draga de tolva de succión en marcha se consolidó a nivel mundial en un corto periodo de tiempo gracias a su versatilidad y rendimiento operativo. Antes de 1960, este tipo de embarcación apenas se empleaba, pero el aumento del tamaño y calado de los buques comerciales generó la necesidad de canales y dársenas más amplias y profundas. En respuesta a esta demanda, surgió este modelo de draga, cuya

Introducción

principal ventaja radica en su capacidad para operar mientras navega, permitiendo ejecutar tareas de dragado sin interferir con el tráfico marítimo.

2. Tipos de buques de dragado

Una draga es una máquina diseñada para excavar, transportar y depositar arena u otros sedimentos acumulados en el fondo de ríos, mares u otras masas de agua, en un periodo determinado de tiempo. Esta definición proviene de los ingenieros Willem J. Vlasblom y Jakob Pinkster, especialistas en tecnología de dragado. [Referencia 1]

Las dragas se distinguen por su capacidad para recoger material del lecho, almacenarlo en una tolva, transportarlo y luego liberar el exceso de agua nuevamente al mar o al río. Este proceso permite que la arena se asiente dentro de la tolva. Dependiendo del diseño, estas funciones (recolección, almacenamiento y descarga) pueden estar integradas en un solo sistema o funcionar por separado.

El diseño de una draga no solo responde a sus funciones operativas, sino que también debe considerar otros factores importantes, como las condiciones meteorológicas, el estado del oleaje, la accesibilidad del área a dragar, el nivel de precisión necesario en el trabajo y otros aspectos técnicos o logísticos.

Dragas mecánicas

Draga de rosario

En general, se trata de una draga estacionaria que dispone de una cadena sin fin de cubos transportados en el pozo de un pontón en forma de "U". La cadena se acciona con el tambor superior, en general pentagonal. Debajo de la escalera la cadena cuelga libremente, mientras que por encima de la escalera se encuentra apoyada y guiada por rodillos. Los cubos llenos se vacían durante la rotación del tambor superior al inferior.

Este tipo de draga fue usado frecuentemente alrededor de todo el mundo antes de la Segunda Guerra Mundial. Desde 1960, otros diseños como las dragas retroexcavadoras las han reemplazado gradualmente. Las principales razones de su sustitución son que este tipo de dragas deben estar fondeadas con seis anclas, por lo que, suponen un obstáculo para la navegación, disponen de un alto coste de mantenimiento y requieren de operadores con un alto nivel de cualificación. Aun así, la principal razón de su reemplazo reside en la dificultad de aumentar más la producción.



Ilustración 3. BLD autopulsado Hang Lian 702.

Draga de cuchara

Es la más utilizada en Norte América y extremo oriente. Este tipo de dragas pueden ser estacionarias o móviles con autopropulsión o no. Esta última el buque dispone de una tolva en la que almacena el material de dragado; en caso contrario, una barcaza transporta el material dragado. La capacidad de una draga de cuchara se expresa en el volumen de la cuchara. El tamaño de esta varía desde 1 hasta 200 metros cúbicos.

La producción de este tipo de dragas depende en gran medida del tipo de suelo. No obstante, los materiales adecuados con los que puede trabajar este tipo de draga son la arcilla blanda, la arena y la grava, aunque también puede dragar arcilla de cantos rodados. Además, la cuchara es intercambiable. Sus inconvenientes son una baja producción en comparación con otras dragas y su precisión de dragado disminuye con la profundidad.

Dragas de succión

Draga de succión plana

Es una draga estacionaria con al menos una bomba de dragado, que se encuentra conectada a la tubería de succión y a la de impulsión. Este tipo de draga sólo puede utilizarse en suelos no cohesivos, principalmente arena, aunque también puede trabajar con grava cuya roca sea de pequeños tamaños. La tierra que aspira se descarga o bien por una tubería o a una barcaza auxiliar. Las dragas de succión se clasifican en función del método de dragado o de transporte:

- Draga de succión plana estándar: El material se descarga directamente por medio de una tubería desde la draga hasta el área de recuperación.
- Draga de succión de carga de barcaza: Esta draga descarga en barcas mediante un difusor. En general, se utilizan cuando las distancias de transporte son demasiado grandes para el bombeo directo.
- Draga de succión profunda: Equipada con una bomba subacuática adicional y se utiliza cuando la profundidad de dragado supera los 30 m.
- Draga de succión: Este tipo de draga de succión tiene una boca de succión ancha perpendicular al tubo de succión, lo que permite dragar alturas de corte bajas con una producción razonable.

Draga cortadora

Una draga cortadora dispone de los mismos equipos que una succionadora con la particularidad de que tiene una cuchilla cortadora en la entrada de la tubería para triturar el material dragado. En la actualidad, son muy utilizadas para extraer cualquier material, trabajar en aguas someras y tener una alta producción. Entre sus inconvenientes, este tipo de dragas son muy sensibles a las condiciones marinas, tienen una distancia limitada de dragado y un alto coste.

Draga recogedora de fangos

También conocida como draga dustpan tienen la particularidad de disponer de un sistema de inyectores o lanzas de agua que descomponen el material, el cual es recogido por una bomba de succión o bien se deja en suspensión para que el flujo del río arrastre el material lejos de allí.

Draga de succión de arrastre

Las denominadas Trailing Suction Hopper Dredgers (TSHD), o dragas de tolva con succión por arrastre, constituyen una combinación funcional entre una draga de succión y un buque de carga. Este tipo de embarcación emplea una bomba de succión para extraer sedimentos del lecho marino o fluvial mediante una tubería, conocida como tubo de arrastre, que suele estar instalada en el costado de babor del buque y se manipula mediante grúas especializadas.

Durante la operación de dragado, la tubería se posiciona sobre el fondo, permitiendo la aspiración del material, que es conducido hacia la tolva de la embarcación, donde se almacena temporalmente. Una de las principales ventajas de estas dragas es su capacidad para desplazarse mientras ejecutan simultáneamente las labores de succión y carga.

La descarga del material dragado puede realizarse de diferentes formas: a través de una tubería situada en la proa, mediante compuertas ubicadas en el fondo de la tolva, o utilizando la misma tubería de succión, en función de las condiciones operativas y del destino final del sedimento.

3. Importancia de las dragas

Las operaciones de dragado constituyen un elemento esencial en la mayoría de los proyectos de infraestructura marítima, al atender simultáneamente necesidades económicas, sociales y medioambientales.

El transporte por vías fluviales y marítimas se considera una alternativa más eficiente y sostenible frente al transporte terrestre. Sin embargo, la escasa profundidad natural de muchos puertos y cauces limita su operatividad, lo que exige inversiones continuas en dragado para garantizar calados adecuados. El incremento del tamaño de los buques comerciales refuerza esta necesidad, ya que obliga a ampliar y mantener canales de acceso, zonas de maniobra y dársenas portuarias. Incluso después de finalizadas las obras, el dragado de mantenimiento es imprescindible para conservar las condiciones de navegación.

El crecimiento demográfico también impulsa la demanda de dragado. Aproximadamente la mitad de la población mundial reside a menos de 200 km de la costa, lo que incrementa la exposición a inundaciones y otros efectos derivados del cambio climático. En consecuencia, la expansión y protección de las zonas costeras se ha convertido en una prioridad.

Según estimaciones del Departamento de Asuntos Económicos y Sociales de las Naciones Unidas, la población mundial podría aumentar de 7.300 millones de habitantes en la actualidad a 8.500 millones en 2030 y 9.700 millones en 2050. Este crecimiento generará una mayor demanda de suelo para usos residenciales, industriales y recreativos. Las tecnologías modernas de dragado han permitido ganar terrenos al mar mediante la recuperación y relleno con arena, posibilitando la creación de nuevas áreas urbanas o la ampliación de las ya existentes a un coste razonable.

Además, estas tecnologías desempeñan un papel clave en la protección costera, al permitir el refuerzo de playas y la mitigación de los efectos de la erosión y las inundaciones.

El aumento poblacional y el crecimiento económico mundial incrementan la necesidad de bienes y servicios. La globalización y la expansión del comercio

Introducción

internacional, impulsadas por nuevos acuerdos entre países, fomentan el uso del transporte marítimo como vía principal para el intercambio de mercancías. En este contexto, países como China e India destacan en la producción manufacturera, mientras que Rusia y Brasil lo hacen en el suministro de materias primas. Este escenario refuerza la necesidad de ampliar y modernizar los puertos y dársenas que sostienen el comercio global.

Finalmente, los proyectos energéticos en alta mar, como la exploración de hidrocarburos o la instalación de parques eólicos marinos, han potenciado la actividad de dragado. Las tareas de nivelación del lecho marino, relleno y colocación de materiales pesados constituyen hoy áreas de desarrollo tecnológico clave dentro de esta industria.

4. Mercado de buques de dragado

Entre los sectores que abastece el mercado de buques especiales de dragado se pueden encontrar la extracción de recursos, la limpieza medioambiental, el desarrollo de infraestructuras y la construcción marítima. Los principales demandantes de este sector son las empresas de dragado, organismos públicos, autoridades portuarias y empresas de energía en alta mar. El desarrollo de proyectos relacionados con la recuperación de tierra derivados de la urbanización, las normativas medioambientales que exigen al dragado para regular la contaminación y disponer de la capacidad de restaurar el hábitat, además de ser capaz de preparar el lecho marino para operaciones de extracción de petróleo y gas impulsan el crecimiento de este mercado.

Según un estudio realizado por la magnitud global del mercado de dragado ha sido estimada por un valor de 18,01 billones de US\$ para 2024 y se calcula que llegará hasta un CAGR de 3,4% hasta alcanzar los 25,16 billones de US\$ a finales de 2034.

Por otro lado, un estudio llevado a cabo por Orion Market Research (OMR Global) sostiene que el mercado europeo crecerá en su CAGR cerca de un 1,8 %.



Ilustración 4. Análisis del mercado por tipo de buque de dragado.

Según la información recogida de la fuente consultada, el buque de dragado con mayor demanda en el mercado es la Trailing Suction Dredger (TSD). Este tipo de embarcación está diseñada para extraer material del lecho marino y transportarlo hasta un punto de descarga o almacenamiento. La operación puede realizarse directamente sobre el fondo cercano o mediante transferencia a un buque de carga cuando la distancia hasta el lugar de vertido o tratamiento es significativa. No obstante, sus operaciones suelen limitarse a zonas próximas a la costa y a tareas específicas.

Introducción

Por su parte, la Trailing Suction Hopper Dredger (TSHD) es especialmente valorada por su combinación de funcionalidades y su capacidad para realizar operaciones de mayor envergadura con eficiencia y versatilidad.

En un nivel similar se encuentra la Bucket Dredger, que resulta útil en determinados contextos, aunque presenta limitaciones por su menor capacidad de producción y los altos costes de mantenimiento asociados.

Finalmente, la Cutter Suction Dredger (CSD) destaca por su capacidad de trabajar sobre materiales compactos y resistentes, aunque su principal inconveniente es el elevado coste de construcción y operación.

5. Motivación del proyecto

Como se ha comentado en los apartados anteriores, la industria de dragado se encuentra en una situación de constante crecimiento, la cual no parece que se detenga debido a los factores del aumento demográfico, del comercio y la energía en la alta mar.

En la actualidad, ha surgido un sentimiento de preocupación por el cambio climático y, por tanto, todas las consecuencias que desencadena este contexto de aumento de las temperaturas, descongelación de los polos, sequía e incendios forestales, inundaciones y variaciones inestables del medio marino. En la industria naval, se ha comenzado a regular las emisiones de CO₂. El 22 de septiembre de 2023, se publicó el reglamento (UE) 2023/1805 del Parlamento Europeo y del Consejo de 13 de septiembre relativo al uso de combustibles renovables y combustibles hipocarbónicos en el transporte marítimo. En cuyo capítulo II, artículo 4, apartado 2, se establece un límite de emisiones que se calcula reduciendo el valor correspondiente de 2008 de 91,16 gramos de CO₂ por MJ de acuerdo con los siguientes porcentajes:

- 2% a partir del 1 de enero de 2025.
- 6% a partir de 1 de enero de 2030.
- 14.5% a partir del 1 de enero de 2035.
- 31% a partir del 1 de enero 2040.
- 62% a partir del 1 de enero 2045.
- 80 % a partir del 1 de enero de 2050.

En virtud de las nuevas directrices regulatorias en materia medioambiental, la industria naval se ve obligada a transformarse para garantizar su cumplimiento. Por lo tanto, se toma la decisión de proyectar un buque propulsado por metanol, en línea con los objetivos de reducción de emisiones establecidos por la normativa internacional.

En cuanto al tipo de buque de dragado a desarrollar, la elección ha estado condicionada por dos factores determinantes. En primer lugar, la experiencia profesional previa adquirida en la reparación de una draga de tolva de succión de arrastre (TSHD) en las instalaciones de ASTICAN, lo cual proporciona un conocimiento técnico y práctico adicional para la realización del proyecto. En segundo lugar, tal como se expone en los apartados 3 y 4 del presente capítulo, se tiene en cuenta la relevancia comercial de los distintos tipos de dragas, dado que estas embarcaciones suelen proyectarse de forma altamente especializada en función de las tareas que deben desempeñar.

Por tanto, atendiendo tanto a su importancia estratégica en el mercado como a la experiencia técnica disponible, se opta por proyectar una draga de tolva de succión de arrastre, reconocida por su versatilidad operativa y elevada eficiencia en diversos contextos de dragado.



Introducción

Bajo estos criterios, se procederá al dimensionamiento de una TSHD con una capacidad de cántara de 6.000 m³, aproximadamente propulsada mediante metanol.

Capítulo 2

Dimensionamiento

El objetivo principal de este capítulo es determinar las dimensiones principales del buque a proyectar mediante regresiones lineales y logarítmicas, así como estimar los coeficientes hidrodinámicos de forma. Los datos obtenidos se emplearán posteriormente para el diseño y desarrollo de las formas geométricas del buque.

1. Introducción

A continuación, se establecen los principales parámetros de partida sobre los que se fundamentará el diseño de la draga de tolva de succión de arrastre (TSHD):

- Velocidad de diseño: 12 nudos.
- Sistema de propulsión: alimentado con metanol como combustible principal.
- Capacidad de cántara: 6.000 m³.
- Sociedad de clasificación: Bureau Veritas.

Estas hipótesis iniciales constituyen la base sobre la cual se desarrollará el proyecto. Sin embargo, el uso de metanol como combustible implica una serie de consideraciones técnicas y normativas adicionales que condicionan directamente el diseño del buque.

En primer lugar, desde el punto de vista energético, el poder calorífico inferior del metanol respecto al Heavy Fuel Oil (HFO) convencional obliga a disponer de tanques de mayor volumen. Concretamente, se estima que los depósitos de metanol deben ser aproximadamente 2,5 veces mayores que los de HFO para proporcionar la misma autonomía. Por tanto, el buque deberá contar con una capacidad de almacenamiento significativamente superior a la de una draga convencional impulsada por combustibles fósiles tradicionales.

Adicionalmente, deben contemplarse los requisitos técnicos y reglamentarios específicos asociados al uso de metanol, conforme a los códigos internacionales vigentes. Entre estas exigencias destacan las siguientes:

- Prohibición de ubicar tanques de metanol en espacios de acomodación o en salas de máquinas de categoría A.
- Obligatoriedad de incorporar cofferdams si los tanques se sitúan por encima de la línea de flotación mínima.
- Implementación de un sistema de inertizado, destinado a garantizar la seguridad e integridad de los tanques, minimizando el riesgo de formación de atmósferas explosivas.

Las dimensiones principales del buque se estimarán mediante regresiones lineales o logarítmicas. No obstante, dichas dimensiones podrían experimentar ajustes durante el desarrollo del proyecto, en función de las necesidades reales de almacenamiento de metanol y de las restricciones normativas.

2. Base de datos

Se ha utilizado una base de datos elaborada por la Asociación Internacional de Compañías de Dragado (IADC), la cual recoge información técnica de más de 80 dragas de tolva de succión de arrastre (TSHD). A partir de estos valores, se ha llevado a cabo un proceso de selección de datos.

En primer lugar, se han excluido todos los buques construidos con anterioridad al año 2000, dado que sus configuraciones técnicas, equipamiento y criterios de diseño pueden considerarse obsoletos o no conformes con las normativas y exigencias medioambientales actuales. Asimismo, se han descartado los buques cuyos valores presentaban una desviación significativa respecto a la línea de tendencia obtenida mediante las regresiones.

Dimensionamiento

Tabla 1. Base de datos.

Buque	Lpp (m)	Loa (m)	B (m)	D (m)	T (m)	Δ (t)	FC (m ³)
VASCO DA GAMA	178,03	207,32	36,20	19,00	13,45	84053,00	3916,60
CHARLEMAGNE	92,50	99,92	20,80	9,20	7,14	14409,00	711,00
UILENSPIEGEL	126,50	142,80	26,80	10,80	7,93	29283,00	1136,00
FILIPPO BRUNELLESCHI	127,00	142,46	27,50	13,00	9,08	26924,00	1193,70
FRANCIS BEAUFORT	127,00	142,46	27,50	13,00	9,08	26924,00	1193,70
ORANJE	137,70	156,00	28,00	15,00	9,24	44157,00	1562,00
PRINS DER NEDERLANDEN	153,95	156,00	28,00	15,00	9,24	44157,00	1562,00
BRABO	111,40	122,19	28,00	9,80	7,40	25370,00	1461,43
REYNAERT	84,95	97,50	21,62	7,60	5,70	11716,00	474,60
BREYDEL	111,40	125,50	28,00	9,80	8,15	25370,00	1461,43
CRESTWAY	84,95	97,50	21,60	7,60	5,70	11716,00	474,60
SHOREWAY	84,95	97,50	21,60	7,60	5,70	11716,00	474,60
SHOALWAY	83,09	90,00	19,00	7,25	5,93	9426,00	379,05
VOX MÁXIMA	185,00	203,40	31,00	17,50	12,25	75873,00	4798,40
BEACHWAY	106,70	120,35	21,00	8,70	6,35	14044,00	1042,78
DE LAPÉROUSE	92,00	103,30	19,40	6,30	5,85	8694,00	548,90
ELBE	71,80	77,15	15,00	6,82	4,45	5760,00	227,90
GATEWAY	125,00	138,75	28,00	13,50	8,00	31297,00	1653,00
WILLEM VAN ORANJE	125,00	138,75	28,00	13,50	8,00	31296,00	1653,00
ALVAR NUÑEZ CABEÇA DE VACA	81,00	92,74	19,80	7,00	5,00	7873,00	485,70
CHARLES DARWIN	161,52	186,50	40,00	17,50	13,00	70487,00	3382,40
SEBASTIANO CABOTO	81,00	92,74	19,80	7,00	5,00	7873,00	485,70
VICTOR HORTA	92,50	99,90	20,80	9,20	7,16	14317,00	752,30
AL-IDRISI	104,25	119,10	23,00	10,75	8,15	16807,00	1062,40
BARTOLOMEU DIAS	125,00	147,60	30,00	14,50	11,20	36412,00	2342,60
MEDWAY	106,80	118,47	21,00	7,70	5,70	13778,00	1045,03
PEDRO ALVARES CABRAL	125,00	147,00	30,00	14,50	11,20	36412,00	2342,60
VITUS BERING	104,25	119,10	23,00	10,75	8,15	16807,00	1062,40
ALBATROS	73,50	75,00	13,40	4,10	3,21	3559,00	191,00
FREEWAY	84,88	92,10	19,00	7,25	6,16	9645,00	379,05
STRANDWAY	84,88	92,10	19,00	7,25	6,16	9645,00	379,05
MAHURY	73,50	75,00	13,40	4,10	3,21	3559,00	188,90
LESSE	78,20	79,95	15,00	5,00	3,65	5072,00	232,71
MINERVA	79,90	86,30	18,00	7,20	4,30	7796,00	527,12
SCHELDT RIVER	106,80	115,80	25,00	9,00	6,50	20170,00	616,70
AFONSO DE ALBUQUERQUE	77,70	89,30	22,00	7,30	5,70	8456,00	418,86
DIOGO CÃO	77,70	89,30	22,00	7,30	5,70	8456,00	426,08
TRISTÃO DA CUNHA	77,70	89,30	22,00	7,30	5,70	8456,00	426,07
VOX AMALIA	158,85	203,40	36,00	14,50	8,50	45578,00	2941,93
BONNY RIVER	138,80	158,20	30,00	10,60	10,00	37821,00	1829,20
ORTELIUS	95,42	111,70	24,60	9,60	5,50	14704,00	603,56
SANDERUS	95,42	111,70	24,60	9,60	5,50	14704,00	603,56
GALILEO GALILEI	144,00	166,55	36,00	13,60	9,75	43655,00	2914,44
MEUSE RIVER	106,80	115,80	25,00	9,00	6,50	20414,00	599,20
RIVER THAMES	78,20	79,95	15,00	5,00	3,65	5071,00	244,27

3. Estimación de las dimensiones principales

Con el propósito de determinar las dimensiones principales del buque a proyectar, se toma como punto de partida una capacidad de cántara de 6.000 m³, en torno a la cual se establecerán proporcionalmente las demás dimensiones del casco. Este valor, se considera representativo para una draga de tolva de succión de arrastre (TSHD) de tamaño medio.

Eslora entre perpendiculares

Para la estimación de la eslora entre perpendiculares del buque a proyectar se ha realizado una regresión logarítmica relacionando este dato con los volúmenes de cántara, respectivos a cada buque. La regresión que se ha obtenido es la siguiente:

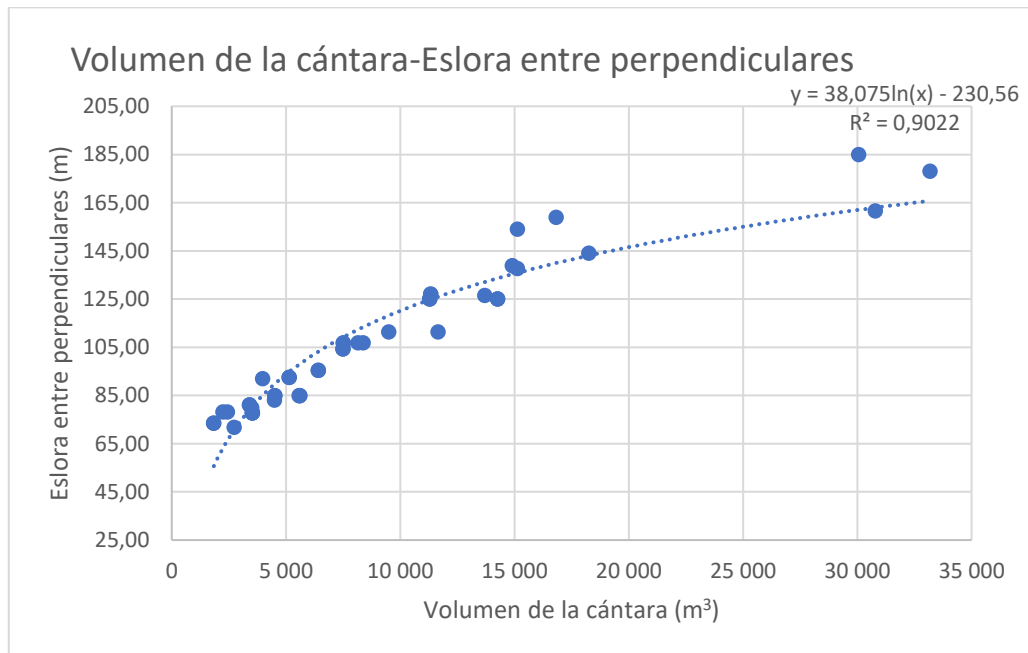


Ilustración 5. Relación Volumen de la cántara-Eslora entre perpendiculares.

Se observa que el coeficiente de determinación es notablemente elevado, lo cual indica una fuerte correspondencia entre las variables estudiadas. En consecuencia, al sustituir el valor de la capacidad de cántara en la ecuación obtenida, se determina una estimación fiable de la eslora entre perpendiculares que deberá presentar el buque proyectado.

$$L_{pp} = 38,075 \cdot \ln(6000) - 230,56 = 100,67 \text{ m} \quad (2.1)$$

Eslora total

Del mismo modo, se ha realizado una regresión logarítmica que relaciona el volumen de la cántara con la eslora total del buque. A continuación, se muestra la gráfica obtenida:

Dimensionamiento

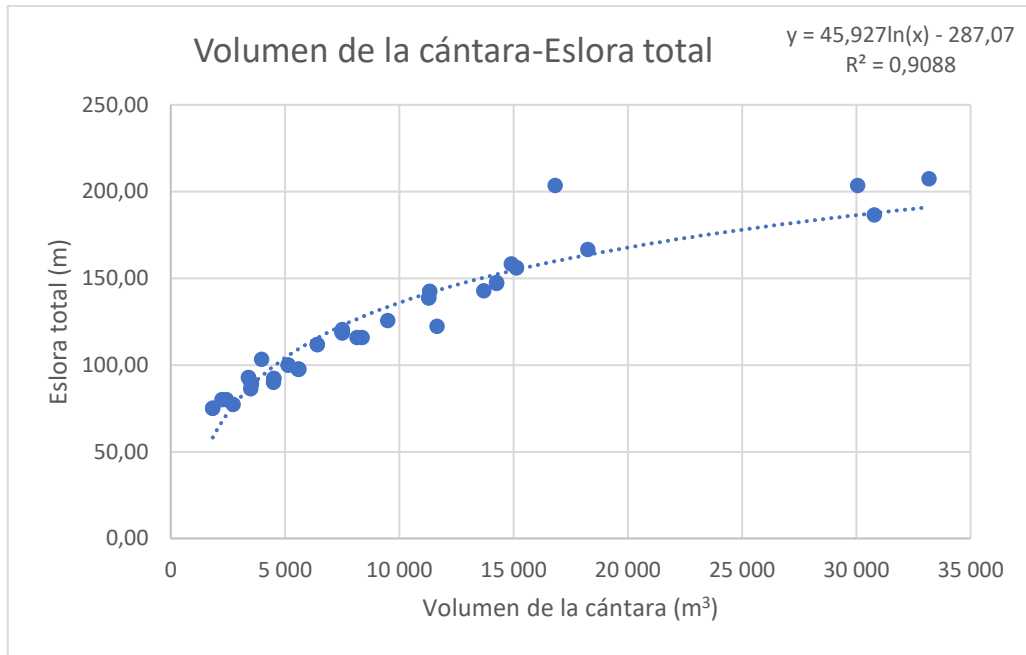


Ilustración 6. Relación Volumen de la cántara-Eslora total.

Entonces, sustituyendo en la ecuación se obtiene la eslora total:

$$L_{oa} = 45,927 \cdot \ln(6000) - 287,07 = 112,47 \text{ m} \tag{2.2}$$

Manga

Con el objetivo de estimar la manga del buque proyectado, se ha llevado a cabo una regresión logarítmica que establece la relación existente entre la capacidad de la cántara y la manga. A partir de esta correlación, se obtiene la siguiente representación gráfica:

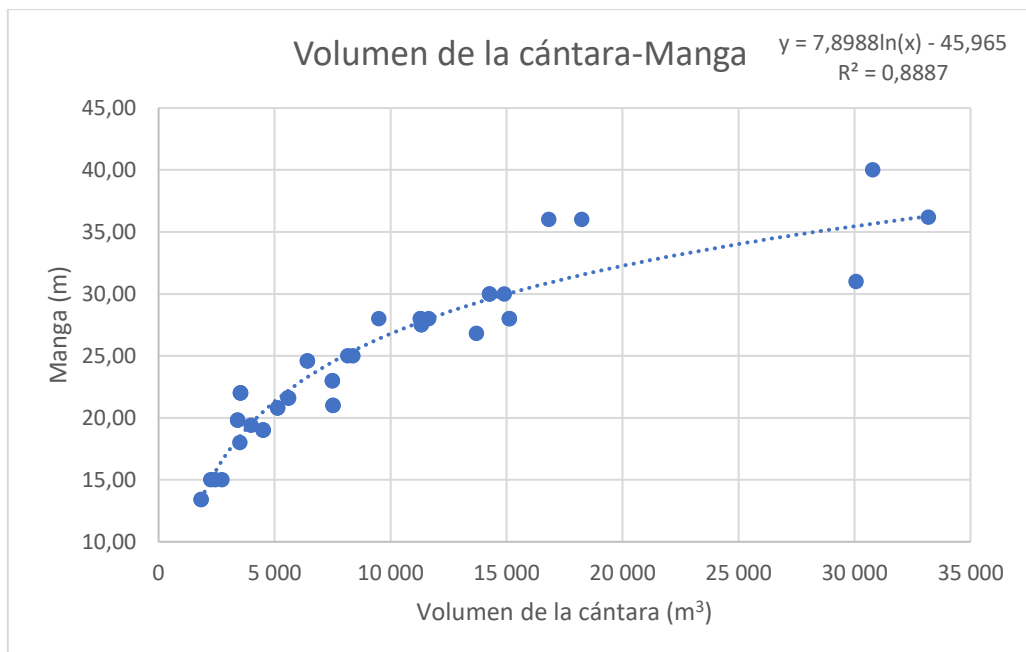


Ilustración 7. Relación Volumen de la cántara-Manga.

Dimensionamiento

Al sustituir el valor de la ecuación, se estima la manga del buque proyecto:

$$B = 7,8988 \cdot \ln(6000) - 45,965 = 22,75 \text{ m} \quad (2.3)$$

Puntal

De manera análoga a los casos anteriores, la estimación del puntal del buque proyecto se ha obtenido mediante una regresión logarítmica. A continuación, se presenta la correspondiente representación gráfica:

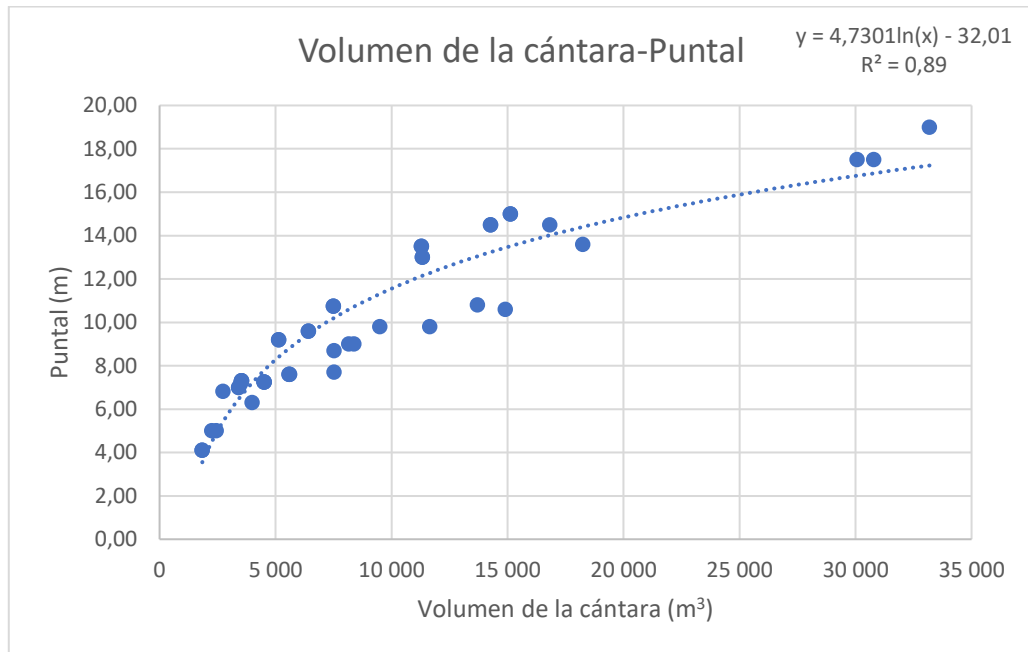


Ilustración 8. Relación Volumen de la Cántara-Puntal.

Al sustituir en la ecuación obtenida mediante la regresión, el valor estimado del puntal es el siguiente:

$$D = 4,7301 \cdot \ln(6000) - 32,01 = 9,14 \text{ m} \quad (2.4)$$

Calado

La siguiente representación se estima a través de una regresión logarítmica que se obtiene al relacionar el volumen de la cántara y el calado:

Dimensionamiento

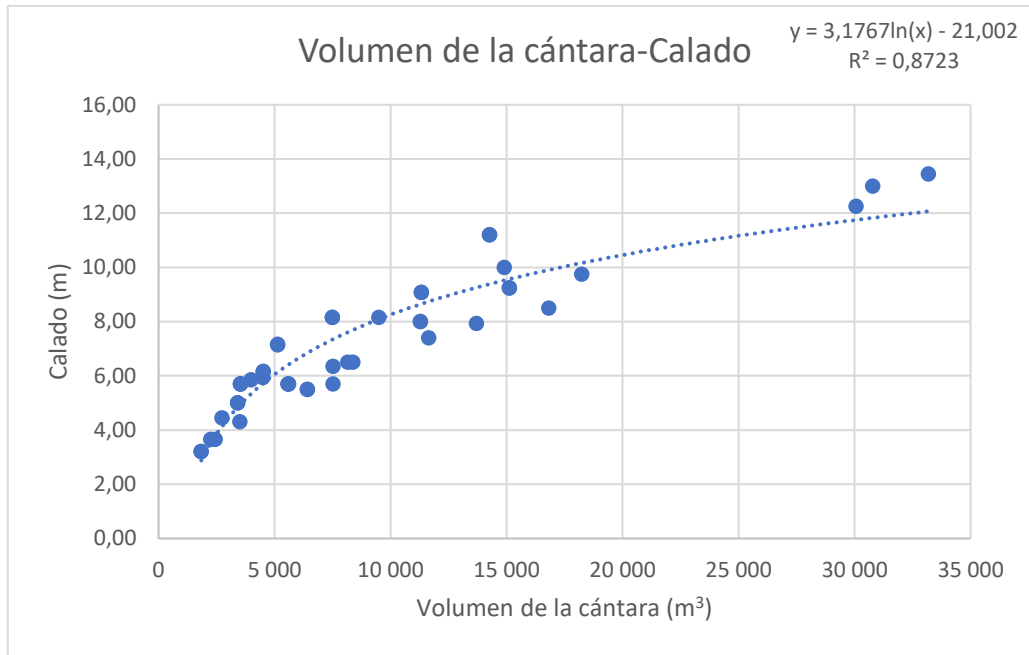


Ilustración 9. Relación Volumen de la cántara-Calado.

De la ecuación estimada a través de la regresión, se concluye que la aproximación es fiable porque el coeficiente de determinación es cercano a la unidad, por lo tanto, se estima el calado como:

$$T = 3,1767 \cdot \ln(6000) - 21,002 = 6,63 \text{ m} \tag{2.5}$$

Desplazamiento

Por otro lado, se estima un valor del desplazamiento a través de una regresión lineal. A continuación, se muestra la gráfica obtenida:

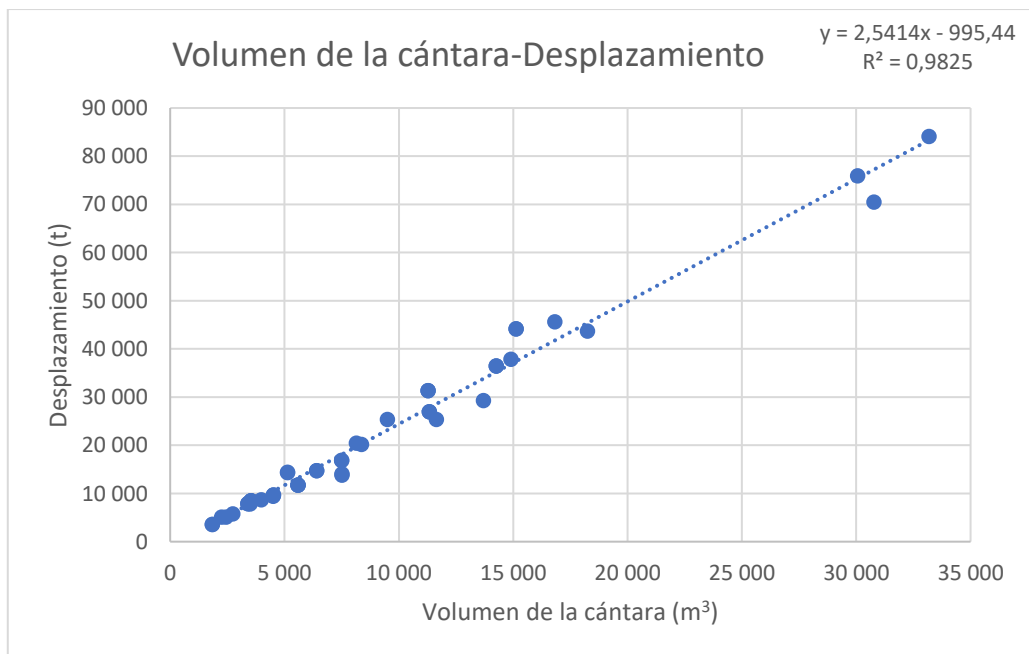


Ilustración 10. Relación Volumen de la cántara-Desplazamiento.

Dimensionamiento

En este caso, el factor de correlación de Pearson es muy elevado, muy cercano a uno, lo que significa que la regresión es muy rigurosa y fiable. Por lo que, al sustituir el volumen de diseño de la cántara en la ecuación, se obtiene el valor del desplazamiento estimado para el buque proyecto:

$$\Delta = 2,5414 \cdot 6000 - 995,44 = 14252,96 \text{ t} \quad (2.6)$$

Capacidad de los tanques de combustible

De acuerdo con la especificación del proyecto, el buque que se quiere diseñar será propulsado por metanol. Este requisito implica que la cantidad de metanol que debe almacenarse depende de los Poderes Caloríficos Inferiores de los combustibles considerados para poder conservar la misma autonomía. Se realiza el cálculo con los PCI porque no se tiene en cuenta el calor de condensación del vapor de agua que se genera en la combustión. Entonces, el poder calorífico del MDO es de 42,28 MJ/kg y del metanol es de 19,25 MJ/kg, aproximadamente. Por ello, el factor que se debe tener en cuenta en el cálculo de la cantidad de metanol viene dado por la siguiente fórmula:

$$f = \frac{42,28}{19,25} = 2,2 \quad (2.7)$$

Con el fin de estimar un valor de diseño representativo para la capacidad de almacenamiento de Marine Diesel Oil (MDO), se ha aplicado una regresión lineal entre el volumen de combustible y la capacidad de cántara. Esta correlación resulta pertinente, dado que en las configuraciones típicas de dragas tipo TSHD, los tanques de combustible se disponen frecuentemente a lo largo de los costados de la cántara, lo que justifica una relación proporcional entre ambos volúmenes. A continuación, se muestra la correspondiente representación:

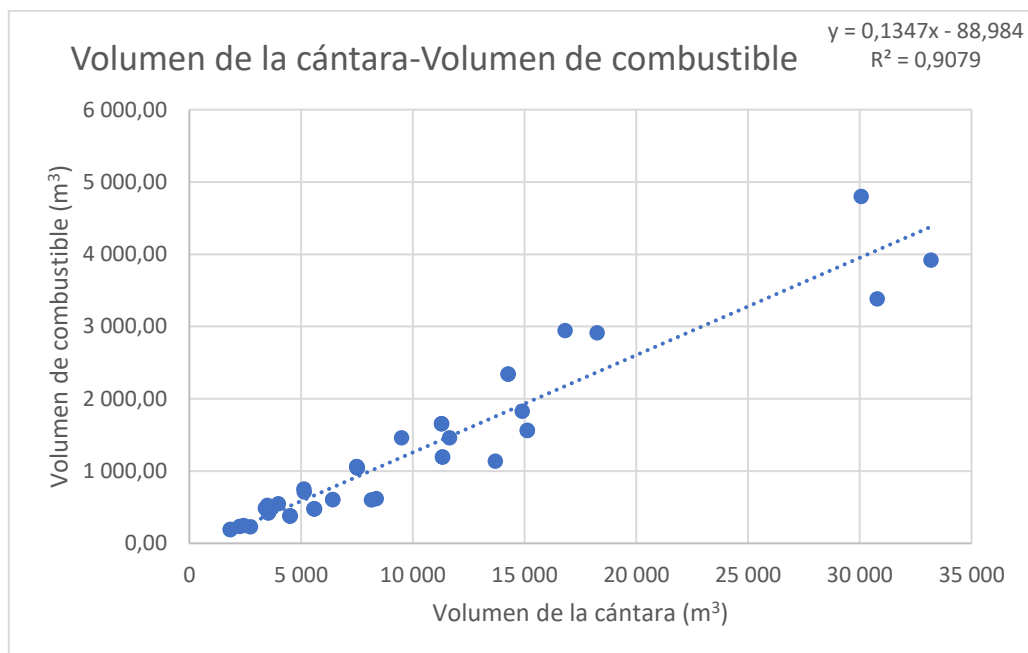


Ilustración 11. Relación Volumen de la cántara-Volumen de combustible.

Dimensionamiento

Entonces sustituyendo, se conseguiría un dato estimado de la cantidad de combustible que tendría que disponer el buque a proyectar:

$$FC = 0,1347 \cdot 6000 - 88,984 = 719,22 \text{ m}^3 \quad (2.8)$$

No obstante, se ha determinado la capacidad de almacenamiento de Marine Diesel Oil que correspondería a un buque con una cántara de 6000 m^3 , tomando como referencia la autonomía media de los buques que se tienen en cuenta de la base de datos. A partir de este valor de referencia, se ha procedido a calcular el volumen equivalente de metanol necesario para garantizar una autonomía equivalente. El resultado de esta estimación es el siguiente:

$$MC = 719,22 \cdot 2,2 = 1582,28 \text{ m}^3 \quad (2.9)$$

Si se considera que la densidad del metanol es $0,792 \text{ t/m}^3$:

$$MC = 1582,28 \cdot 0,792 = 1253,16 \text{ t} \quad (2.10)$$

Potencia

Este apartado se ha elaborado con el objetivo de obtener una estimación preliminar de la potencia requerida para el buque a proyectar, de manera que pueda compararse posteriormente con los resultados obtenidos mediante el módulo Resistance del software Maxsurf. Para ello, se ha llevado a cabo una regresión lineal entre la capacidad de cántara y la potencia instalada. A continuación, se presenta la correspondiente representación gráfica:

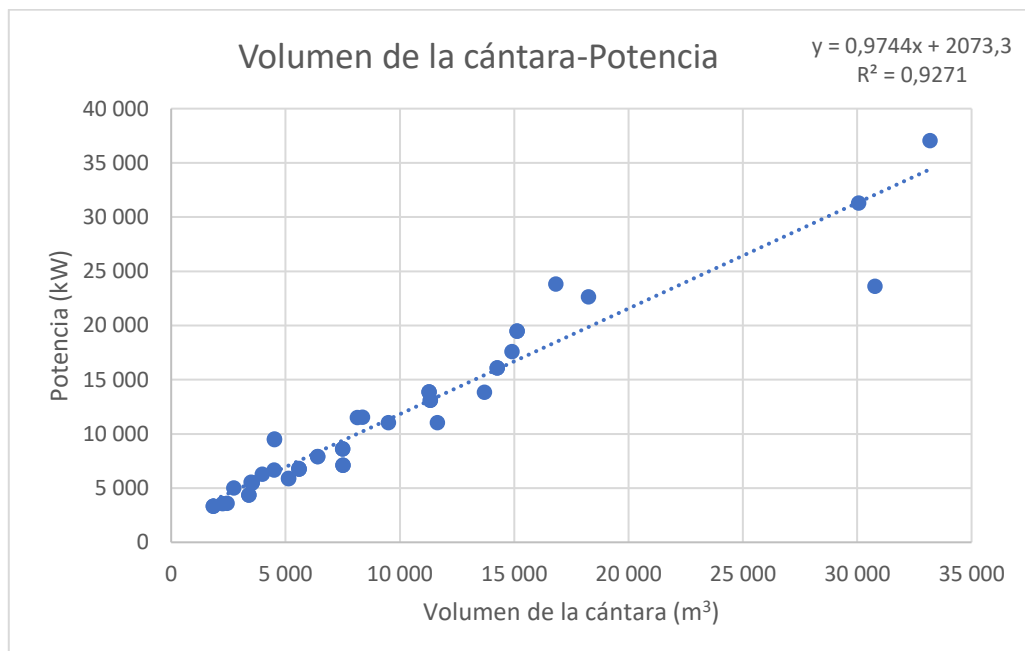


Ilustración 12. Relación Volumen de la cántara-Potencia.

Sustituyendo en la ecuación, se obtiene un valor estimado de la potencia que debería tener instalada el buque a proyectar:

$$P = 0,9744 \cdot 6000 + 2073,3 = 7919,7 \text{ kW} \quad (2.11)$$

Dimensiones principales de diseño del proyecto

A continuación, se recogen en una tabla las dimensiones estimadas y los parámetros ajustados que se utilizarán para el diseño de las formas del buque a proyectar.

Tabla 2. Características principales estimadas.

Dimensiones	Datos estimados	Datos para proyectar
Eslora entre perpendiculares	100,67 m	100,70 m
Eslora total	112,47 m	112,50 m
Manga	22,75 m	23,00 m
Puntal	9,14 m	9,10 m
Calado	6,63 m	6,63 m
Desplazamiento	14252,96 t	14253 t
Cantidad de metanol	1253,16 t	1255 t

4. Coeficientes de formas de la carena

Los coeficientes de forma de la carena son parámetros fundamentales en el diseño y análisis del casco de los buques, ya que brindan información sobre su geometría y comportamiento en el agua. Estos coeficientes permiten analizar la eficiencia hidrodinámica del buque. Además, disponen de una gran importancia en el proceso de diseño y optimización del casco.

Estimación del coeficiente de bloque

El coeficiente de bloque, también conocido como coeficiente de forma describe la relación entre el volumen sumergido del casco y el volumen de un prisma recto que contiene las dimensiones de la sección media del buque. Este coeficiente es útil para estimar la capacidad de carga y la estabilidad del buque, además ayuda a comprender la forma general del casco.

Como se ha estimado mediante una regresión lineal el volumen desplazado y las dimensiones principales a través de regresiones logarítmicas, se puede calcular el coeficiente con la siguiente ecuación:

$$C_B = \frac{\nabla}{L \cdot B \cdot T} \quad (2.12)$$

Para calcular el coeficiente de bloque se pueden realizar dos estimaciones: uno con la eslora total y otro con la eslora entre perpendiculares. Se considera la eslora entre perpendiculares para realizar la estimación:

$$C_B = \frac{14253/1,025}{100,7 \cdot 23 \cdot 6,63} = 0,906 \quad (2.12)$$

Dimensionamiento

De esta manera, las formas se diseñan para que el valor del dato hidrostático obtenido anteriormente sea exacto.

Estimación del coeficiente de la maestra

También conocido como coeficiente de la sección media, es un parámetro adimensional que indica la eficiencia hidrodinámica del casco en función de su forma longitudinal. Para su cálculo, se emplea la fórmula propuesta por Kerlen:

$$C_M = 1,006 - 0,0056 \cdot C_B^{-3,56} \quad (2.13)$$

Esta estimación depende del valor del coeficiente de bloque que se ha calculado en la ecuación anterior:

$$C_M = 1,006 - 0,0056 \cdot 0,906^{-3,56} = 0,998 \quad (2.13)$$

El valor calculado indica que el buque presenta unas formas medias muy llenas, con un área de sección media próxima al producto de la manga por el calado. Este parámetro adimensional resulta especialmente relevante, ya que el buque a proyectar está destinado al transporte de grandes volúmenes de carga, lo que requiere una geometría del casco con secciones transversales amplias para maximizar la capacidad de almacenamiento.

Estimación del coeficiente prismático longitudinal

Se trata de un parámetro importante para el diseño del proyecto que describe la distribución del volumen a lo largo del casco de una embarcación. En otras palabras, indica lo completo que está el casco de un buque en función de su longitud. Se calcula como el cociente del volumen desplazado y el producto de la eslora del buque por la sección transversal. No obstante, como se conocen los coeficientes adimensionales que relacionan las variables anteriores, el coeficiente prismático longitudinal se puede obtener con la siguiente expresión:

$$C_P = \frac{C_B}{C_M} \quad (2.14)$$

En la siguiente ecuación, se calcula el coeficiente prismático longitudinal con los valores pertinentes obtenidos de la eslora entre perpendiculares:

$$C_P = \frac{0,906}{0,998} = 0,908 \quad (2.14)$$

El valor calculado es muy parecido al coeficiente de bloque cuyos números son elevados, lo que indica que el casco se encuentra bastante lleno a lo largo de su longitud, por lo que, una gran proporción de su volumen reside en el centro del casco. Entonces, se puede proponer que el buque a proyectar puede disponer de una mayor capacidad de carga y una mejor estabilidad, sin embargo, cabe la posibilidad de que generar una mayor resistencia al avance.

Estimación del coeficiente de la flotación

También conocido como coeficiente de flotación, este parámetro adimensional relaciona el área del plano de flotación, es decir, la superficie delimitada por el casco a



Dimensionamiento

la altura del calado, con el área del rectángulo que la circunscribe. Este coeficiente es fundamental para asegurar que la embarcación disponga de una flotabilidad y estabilidad adecuadas. Para su determinación, se utiliza la fórmula propuesta por J. Torroja, recogida en el libro Proyecto Básico del Buque Mercante:

$$C_W = A + B \cdot C_B \quad (2.15)$$

Los coeficientes A y B se definen en función de la forma de la sección transversal del buque proyecto a través de las siguientes ecuaciones:

$$A = 0,248 + 0,049 \cdot G \quad (2.16)$$

$$B = 0,778 + 0,035 \cdot G \quad (2.17)$$

El parámetro G viene dado por las formas acusadas en "U" o en "V", en el caso del buque a proyectar se considera que la sección transversal dispone de una forma en U. Por lo tanto, G recoge el valor de 0 y los coeficientes A y B presentan los siguientes datos:

$$A = 0,248 \quad (2.16)$$

$$B = 0,778 \quad (2.17)$$

Entonces, sustituyendo en la primera ecuación, se obtiene el coeficiente de la flotación relacionado con la eslora total:

$$C_W = 0,248 + 0,778 \cdot 0,811 = 0,879 \quad (2.18)$$

Por otro lado, el coeficiente de la flotación relacionado con la eslora entre perpendiculares es:

$$C_W = 0,248 + 0,778 \cdot 0,907 = 0,954 \quad (2.18)$$

Al obtener un coeficiente de flotabilidad muy cercano a la unidad, se plantea que el buque proyecto dispone de una gran área de flotación y que su valor es muy parecido al área que forman las variables de la eslora y la manga.

Estimación longitudinal del centro de carena

Esta variable debe definirse en función de consideraciones hidrodinámicas y trimados del buque proyecto para distintas condiciones de carga. Hipotéticamente, existe un valor óptimo del centro de carena que mejora la velocidad del buque. Para ello, se debe intentar que la posición longitudinal del centro de carena coincida con la longitudinal del centro de gravedad. No obstante, hay un margen en el valor del centro de carena el cual la repercusión de la resistencia al avance es prácticamente nula.



Dimensionamiento

Para el cálculo de este parámetro, se utiliza la fórmula planteada por L. Troost cuya estimación se enfoca en obtener un valor del centro de carena de manera que la resistencia al avance sea mínima:

$$X_B = 17,5 \cdot C_P - 12,5 \tag{2.19}$$

Permutando en la ecuación anterior, ya que se conoce el coeficiente prismático longitudinal asociado a la eslora total:

$$X_B = 17,5 \cdot 0,816 - 12,5 = 1,78 \tag{2.19}$$

Esta ecuación describe X_B como la abscisa del centro de carena en porcentaje de la eslora entre perpendiculares con referencia a la sección media y con valores positivos hacia proa. Por lo tanto, el centro de flotación se encuentra a la siguiente distancia respecto a la mecha del timón:

$$L_{XB} = \frac{100,7}{2} + \frac{100,7}{2} \cdot \frac{1,78}{100} = 51,25 \text{ m} \tag{2.20}$$

Por último, la estimación longitudinal del centro de carena asociada a la eslora entre perpendiculares es:

$$X_B = 17,5 \cdot 0,908 - 12,5 = 3,39 \tag{2.19}$$

Entonces, se estima que la distancia longitudinal del centro de carena respecto a la mecha del timón es:

$$L_{XB} = \frac{100,7}{2} + \frac{100,7}{2} \cdot \frac{3,39}{100} = 52,06 \text{ m} \tag{2.20}$$

Resultados finales de los coeficientes de forma

A continuación, se resume en una tabla los valores obtenidos de los coeficientes de forma y la posición longitudinal del centro de carena:

Tabla 3. Datos finales de los coeficientes de forma y centro de carena.

Parámetros adimensionales	Valores L_{pp}
Coeficiente de bloque, C_B	0,906
Coeficiente de la maestra, C_M	0,998
Coeficiente prismático, C_P	0,908
Coeficiente de la flotación, C_W	0,954
Centro de carena longitudinal, X_B	3,39 %



Dimensionamiento

En el capítulo siguiente se procederá al diseño y modelado de las formas del casco con el objetivo de reproducir los datos hidrostáticos calculados previamente.

No obstante, salvo el coeficiente de bloque, que se ha determinado mediante una fórmula rigurosa, el resto de las estimaciones puede presentar limitaciones de precisión, ya que se obtuvieron a partir de ecuaciones hidrodinámicas cuya fuente bibliográfica tiene más de 25 años de antigüedad. Aunque el buque proyectado se clasifica como un buque de carga y las fórmulas son aplicables a este tipo general de embarcaciones, las dragas presentan características particulares que no se reflejan en dichas ecuaciones. Además, el índice de la obra consultada, Proyecto Básico del Buque Mercante, no incluye capítulos específicos sobre dragas.

Por tanto, será necesario tener en cuenta estas consideraciones al validar los datos hidrostáticos obtenidos a partir de las formas diseñadas en Maxsurf Modeler.

Capítulo 3

Diseño de las formas

Una vez estimadas las dimensiones principales y los coeficientes de forma del buque proyectado, se procederá al diseño de las formas del casco. Este capítulo describe la metodología y los procedimientos empleados para obtener geometrías acordes con el tipo de buque a proyectar. Finalmente, se realizan los cálculos del arqueado bruto y neto, valores necesarios para aplicar la normativa correspondiente al buque proyectado en los capítulos posteriores.

1. Procedimiento

Existen actualmente distintos métodos para la generación de formas de casco, entre los que se incluyen el uso de series sistemáticas, el diseño desde cero o la modificación de diseños existentes. Para este proyecto se ha optado por la última metodología, seleccionando una forma base cuyas características sean similares a las del buque proyectado.

La estructura base elegida se encuentra en la librería de Maxsurf Modeler y se ha asimilado a la de un carguero, principalmente por la presencia de bulbo de proa. Aunque el bulbo original era considerablemente más pequeño que el requerido para el diseño final, se ha trabajado sobre los puntos de control para ajustar su geometría y generar la forma deseada.

Se ha observado que la mayoría de los buques utilizados como referencia para la estimación de dimensiones principales cuentan con bulbos de formas y dimensiones particulares. Además, presentan características comunes: la zona central del casco es ancha y de sección “U”, diseñada para maximizar la capacidad de carga; la popa incorpora un espejo y una ligera pendiente para alojar la maquinaria de propulsión; y la mayoría dispone de quillote, contribuyendo a la estabilidad y maniobrabilidad del buque.

2. Perfil de proa

Los bulbos de las “Trailing Suction Hopper Dredger” son, en general, más grandes si los comparamos con los de otros tipos de buques. Como en la mayoría de los buques que incorporan un bulbo a proa, su objetivo principal es reducir la resistencia y mejorar la eficiencia hidrodinámica, en este caso, mejora el rendimiento del buque durante las operaciones de dragado. Las principales razones de la instalación de bulbo de proa en este tipo de dragas son:

- Reduce la resistencia por formación de olas. Los trabajos de las TSHDs se realizan en un rango de velocidades entre 10 y 18 nudos, por lo que, el bulbo permite aumentar la rentabilidad de las travesías.
- Mejora la maniobrabilidad que es muy importante cuando se navega por zonas confinadas o hay que realizar operaciones de dragado en aguas poco profundas.
- Menos consumo de combustible como consecuencia de una reducción de la resistencia y mejora de eficiencia que también resulta beneficioso tanto por razones económicas como medioambientales.
- Gestión de sedimentos. Las TSHDs operan en condiciones y tipos de sedimentos variables, por lo tanto, el tipo de bulbo puede minimizar la

Diseño de las formas

alteración de sedimentos o aumentar la eficacia de succión en el proceso de dragado.

- Estabilidad. El volumen añadido que genera la forma del bulbo contribuye a la estabilidad del buque, sobre todo en condiciones de mar adversas.

En resumen, se ha realizado las formas de proa del buque proyecto con la intencionalidad de cumplir con todos los conceptos anteriores. Teniendo en cuenta la forma que disponen la gran mayoría de los buques base que se han utilizado en el capítulo del dimensionamiento.

3. Perfil de popa

En este proyecto, el diseño de la popa adopta una configuración simplificada, consistente en una estructura inclinada y maciza que termina en un espejo de popa. Esta disposición es habitual en las dragas de succión con tolva (Trailing Suction Hopper Dredgers), ya que permite optimizar el espacio disponible para la instalación de los equipos de la cámara de máquinas.

En cuanto al sistema propulsor, el buque contará con dos hélices, cada una acoplada a un motor principal alimentado por metanol mediante su correspondiente línea de ejes. Las hélices estarán equipadas con toberas para mejorar el rendimiento hidrodinámico, y las líneas de ejes se protegerán mediante bocinas, garantizando su integridad y un funcionamiento eficiente.

4. Generación de formas

Para el diseño de las formas, se ha partido de la estructura de una draga que viene en el directorio del maxsurf. A continuación, se muestra el procedimiento seguido para la obtención de las formas finales:

- I. Las formas preliminares del maxsurf modeler se exportaron en formato .igs al software Rhinoceros.
- II. Se escalaron las dimensiones principales y se ajustaron algunas superficies para resolver posibles problemas que pudieran acontecer cuando se volviera a trabajar con maxsurf modeler.
- III. Una vez se realizaron estos cambios, se importaron las formas en maxsurf modeler con el objetivo de personalizarlas. Para ello, se redujeron una gran cantidad de puntos de control que dificultaban en gran medida el alisamiento de las superficies generadas por Rhinoceros.
- IV. Se ajustaron las dimensiones principales moviendo los puntos pertinentes y se realizaron las formas considerando las de otras Trailing Suction Hopper Dredgers.
- V. Se comprueba que la línea de flotación no supera el espejo de popa.
- VI. Por último, cuando los valores del dimensionamiento se encuentran lo suficientemente ajustados, se realiza el afinamiento de las superficies activando el renderizado Gaussiano y corrigiendo las zonas donde se producen prominencias o abolladuras.

Como resultado de todas indicaciones anteriores, se obtienen un conjunto de superficies NURBS que forman el buque proyecto y que se muestran a continuación:

Diseño de las formas

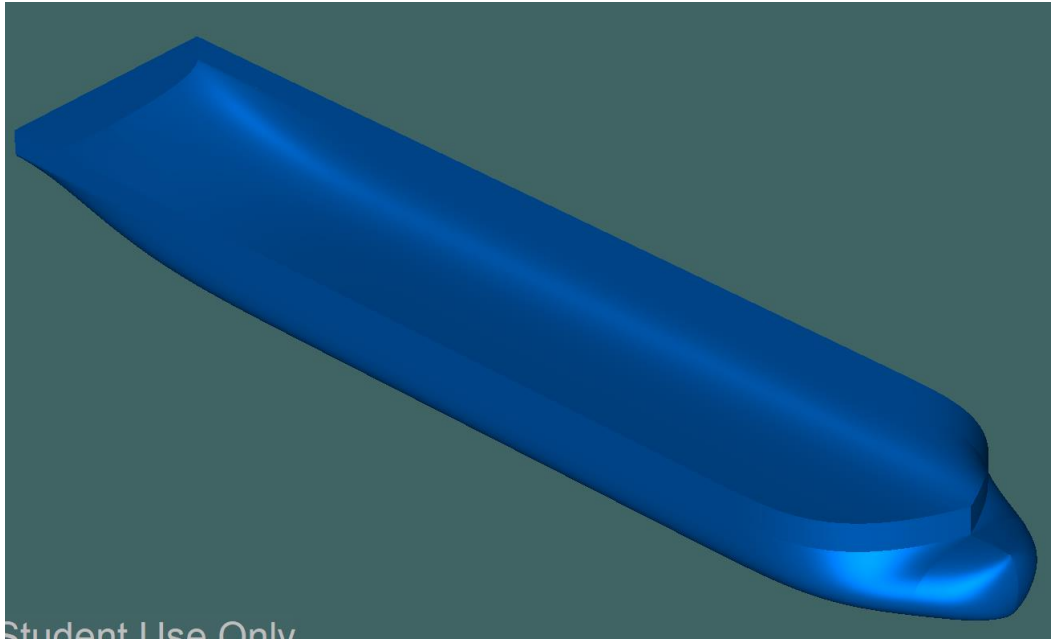


Ilustración 13. Perspectiva de las formas del buque proyecto.

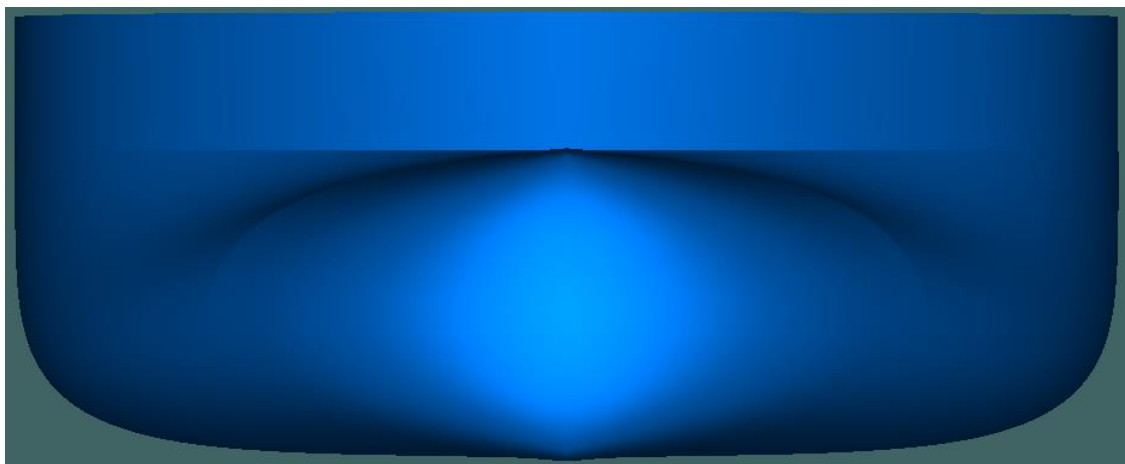


Ilustración 14. Vista de proa de las formas del buque proyecto.

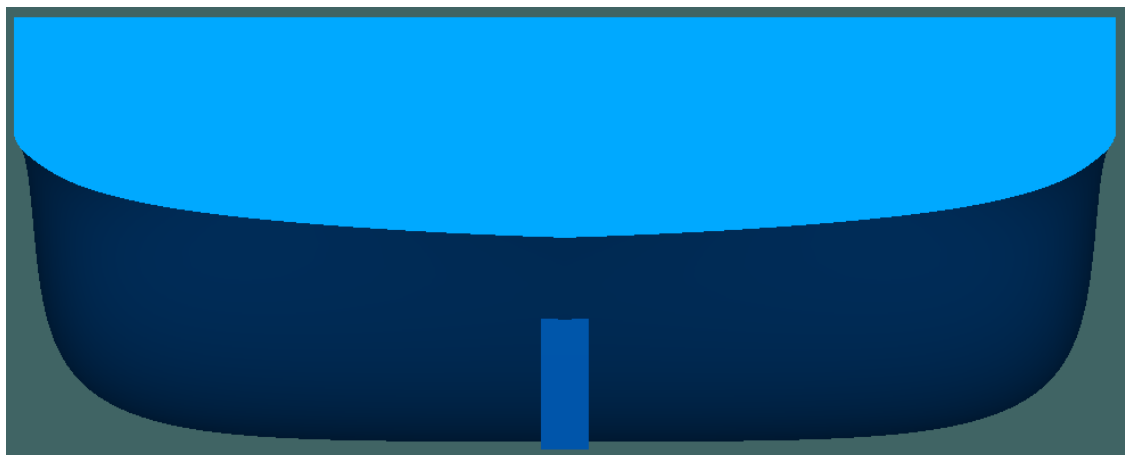


Ilustración 15. Vista de popa de las formas del buque proyecto.

Diseño de las formas

Por otro lado, el programa maxsurf modeler proporciona los datos hidrostáticos que se muestran a continuación:

Tabla 4. Datos hidrostáticos de las formas diseñadas para la eslora en la flotación.

Parámetro de las formas	Valor
Desplazamiento, Δ	14253 t
Volumen desplazado, ∇	13905,26 m ³
Calado, T	6,63 m
Eslora de flotación, L_{WL}	103,7 m
Manga, B	23 m
Área mojada, S_m	3582,125 m ²
Área de la sección máxima, A_m	144,875 m ²
Área de la sección mojada, A_{WL}	2295,78 m ²
Coefficiente prismático, C_p	0,926
Coefficiente de bloque, C_B	0,879
Coefficiente de la maestra, C_M	0,95
Coefficiente de flotación, C_w	0,963
LCB from zero pt. (+ve fwd)	51,914 m
LCF from zero pt. (+ve fwd)	46,959 m
KB	3,559 m
BMt	7,074 m
BML	137,9 m
Momento, MTc	200,213 t · m

Por último, se comparan en la siguiente tabla los datos hidrostáticos obtenidos mediante las formas con los calculados en el capítulo de dimensionamiento, con el objetivo de comprobar la fiabilidad de los valores determinados.

Diseño de las formas

Tabla 5. Comparación de los coeficientes adimensionales del predimensionamiento y las formas diseñadas.

Coeficientes adimensionales	Valores del predimensionamiento	Valores de las formas diseñadas
Coeficiente de bloque, C_B	0,906	0,906
Coeficiente de la maestra, C_M	0,999	0,950
Coeficiente prismático, C_P	0,907	0,953
Coeficiente de la flotación, C_W	0,954	0,991

En consecuencia, puede concluirse que el coeficiente de bloque calculado mediante la ecuación exacta durante el proceso de predimensionamiento se ajusta adecuadamente al valor obtenido a partir del modelo tridimensional generado en Maxsurf Modeler.

No obstante, los restantes coeficientes de forma presentan discrepancias respecto a los valores calculados en el capítulo anterior, lo cual se atribuye a la baja fiabilidad de las estimaciones proporcionadas por la fuente utilizada.

A continuación, se presentan los coeficientes de forma definitivos que se adoptarán para el diseño del buque proyecto, los cuales se corresponden con la eslora entre perpendiculares del modelo tridimensional generado:

Tabla 6. Coeficientes de forma finales obtenidos de las formas modeladas en Maxsurf Modeler.

Coeficiente de bloque, C_B	0,906
Coeficiente de la maestra, C_M	0,95
Coeficiente prismático, C_P	0,953
Coeficiente de la flotación, C_W	0,991

5. Curva de áreas

Se trata de una representación gráfica que muestra cómo varía el área transversal del buque proyectado a lo largo de su eslora, es decir, refleja la distribución del desplazamiento volumétrico a lo largo del casco.

Esta curva permite analizar la forma del casco y su influencia en la resistencia al avance, así como obtener información sobre la estabilidad de la embarcación. A continuación, se presenta la curva de áreas correspondiente al buque proyectado, diseñada a partir de los datos obtenidos en el dimensionamiento y aplicando los datos previamente expuestos.

Diseño de las formas

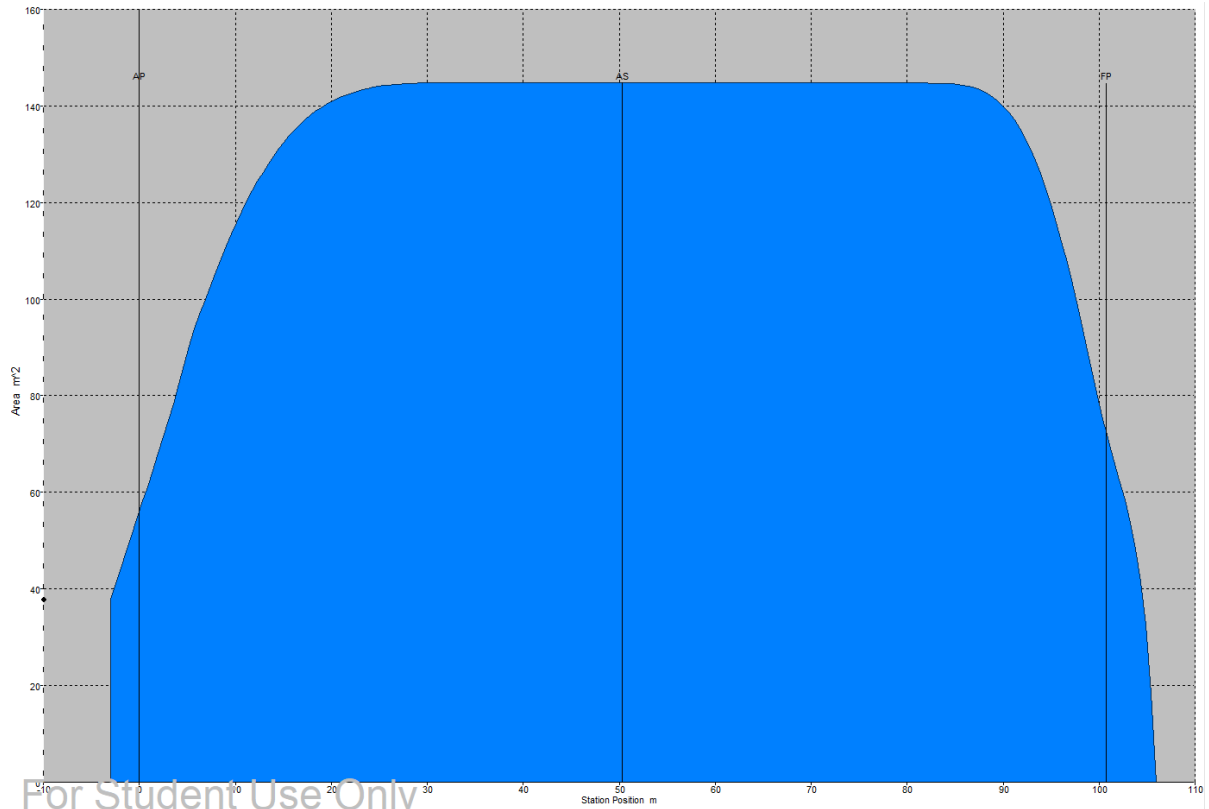


Ilustración 16. Curva de áreas.

6. Diseño de la tolva

Por otro lado, se ha diseñado la geometría de la tolva en el entorno de Maxsurf Modeler. Tras analizar las configuraciones de las cántaras de varios buques de referencia, se decidió adoptar una forma similar a la utilizada en las embarcaciones operadas por Boskalis.

La cántara presenta inclinaciones en proa y popa, con costados verticales, y en la zona central se integra una estructura piramidal denominada centre girder, que sirve principalmente para alojar la tubería encargada de distribuir el agua y facilitar la descarga de arena mediante las compuertas de fondo.

Además, se incorpora un cilindro de rebose (overflow) para evacuar el exceso de agua que se acumula durante la operación de succión. A continuación, se muestran imágenes que ilustran la generación de las formas de la cántara en el modelo tridimensional.

Diseño de las formas

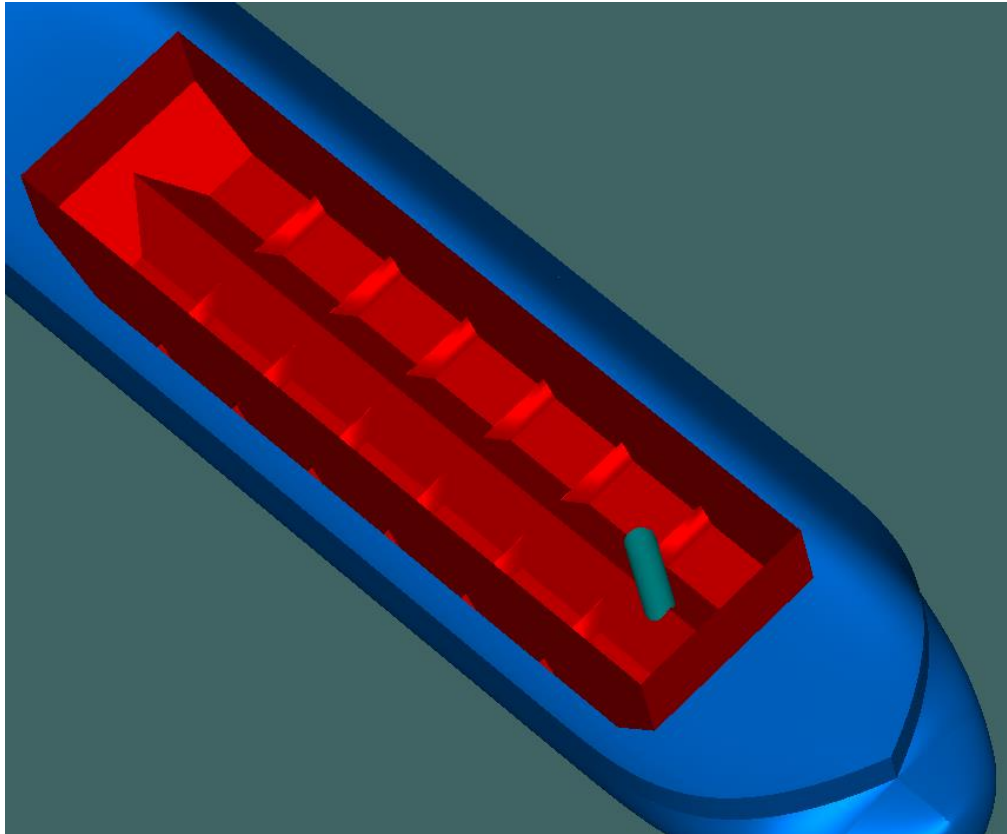


Ilustración 17. Perspectiva de la tolva modelada.

Diseño de las formas

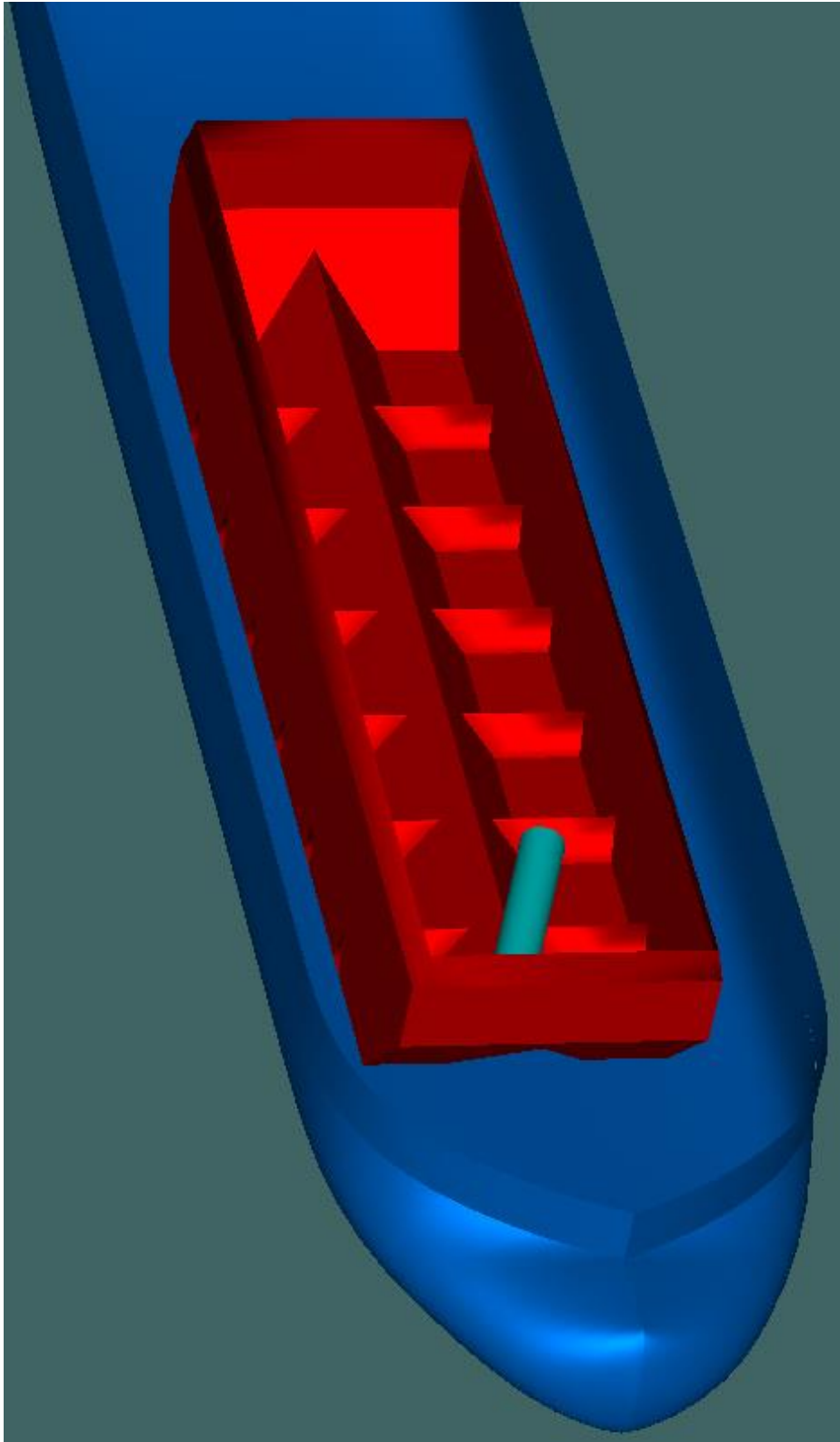


Ilustración 18. Vista hacia popa de la tolva modelada.

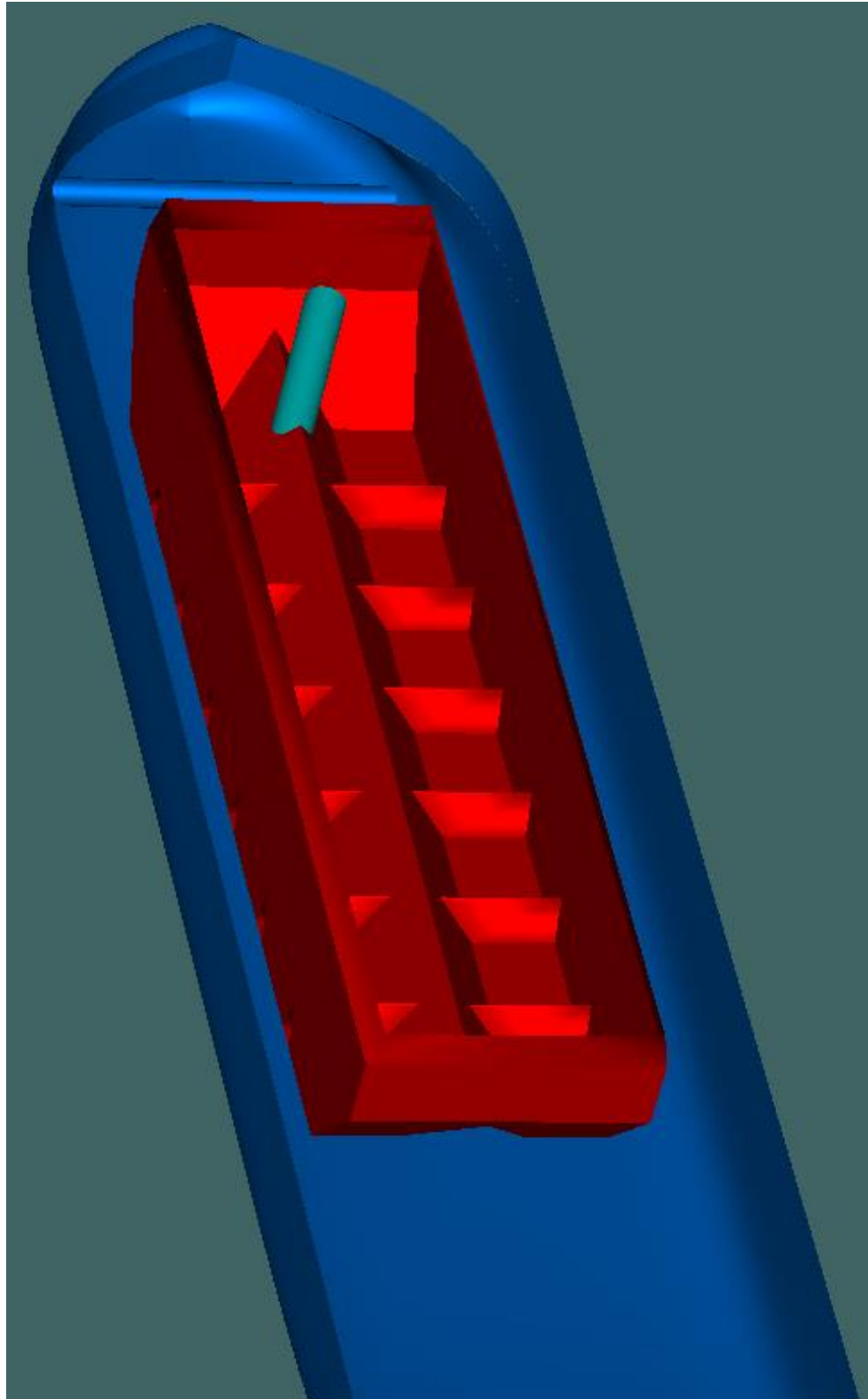


Ilustración 19. Vista hacia proa de la tolva modelada.

Las dimensiones de la tolva se han ajustado para que pueda alojar un volumen de 6000 m³, aproximadamente. Esta característica es uno de los parámetros de diseño.

7. Plano de formas

- Este plano proporciona información detallada sobre las formas de la carena y las dimensiones del casco del buque proyecto. Se resume en tres perspectivas que muestran secciones proyectadas del buque:
- Vista longitudinal: Se obtiene al seccionar sus formas mediante varios planos verticales, dispuestos en sentido proa-poa y paralelos al plano de crujía. Estas intersecciones generan un conjunto de curvas que permiten analizar el desarrollo longitudinal del casco.

En este caso, la representación se realiza a través del corte de cinco planos longitudinales distribuidos a lo largo del costado babor, incluyendo uno que coincide con el plano de crujía. La separación entre cada plano longitudinal es de 2,3 m.

- Vista de planta: Al seccionar las formas del buque mediante planos paralelos al área de la flotación y proyectar ortogonalmente los puntos de intersección sobre un mismo plano se obtiene la vista en planta del plano de formas, también conocido como la vista de líneas de agua.

En este caso, se define la línea de agua número 6 para que coincida con el calado de diseño, establecido en 6,63 metros. En total, se representan ocho líneas de agua, espaciadas a intervalos de 1,105 m. Entre el calado y el puntal se han trazado dos líneas de agua adicionales. Sin embargo, la última de línea de agua no alcanza la altura del puntal, ya que se decide mantener una separación constante entre líneas y alinear la línea de agua 6 con el calado de diseño. Como resultado, la línea de agua 8 representa la intersección del casco a una altura de 8,84 m.

- Caja de cuadernas: Se genera a través de cortes con planos transversales perpendiculares a la línea de crujía, distribuidos a lo largo de la eslora. Al proyectar los puntos de intersección de dichos planos con las formas del casco, se obtiene la vista de la caja de cuadernas del buque proyecto.

Para la representación de las cuadernas, la eslora entreperpendiculares se divide en 25 secciones equidistantes. Con el fin de obtener una mayor definición de las formas en zonas críticas o complejas, se añaden cuatro secciones adicionales entre las cuadernas 0 y 2, así como entre las cuadernas 18 y 20. De la misma manera, se incorporan 2 secciones especiales que representan el corte del bulbo de proa y el espejo de popa. En total, se han generado 28 secciones, incluyendo cuadernas intermedias (etiquetadas como 0,5) que están separadas por la mitad de la distancia habitual entre cuadernas principales.

Adicionalmente, se han representado dos curvas diagonales obtenidas mediante el corte del casco con planos inclinados, con el objetivo de completar la representación tridimensional de las formas del buque proyecto. Aunque estas curvas resultan de intersecciones espaciales y, por tanto, poseen una geometría tridimensional, en el plano de formas se proyectan en planta como el contorno generado por la intersección entre los planos diagonales y la superficie del casco.

- Diagonal I: Parte del punto triple y se hace coincidir con la última sección del buque a la manga máxima. Por lo tanto, se ha calculado el ángulo con el que tiene que incidir sobre el casco el plano diagonal.

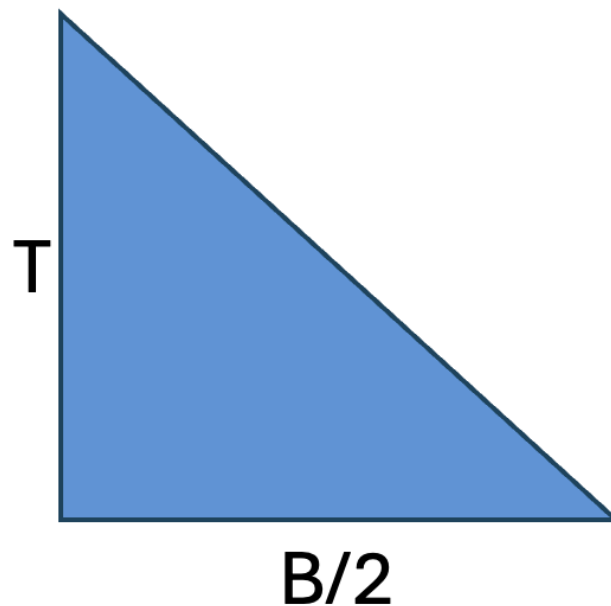


Ilustración 20. Imagen ilustrativa para el cálculo de la diagonal I.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{B/2}{T} \quad (3.1)$$

Sustituyendo los valores:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{23/2}{6,63} \quad (3.1)$$

$$\alpha = 60,05^\circ \quad (3.1)$$

No obstante, si se incorpora este valor al maxsurf modeler, se genera una curva que no corresponde con la que se necesita. Por lo tanto, se calcula el ángulo suplementario:

$$\alpha_1 = 180 - 60,036 = 119,96^\circ \quad (3.2)$$

- Diagonal II: Del mismo modo que la anterior, se genera un plano perpendicular YZ que parte del punto triple y se hace coincidir con el tercer longitudinal.

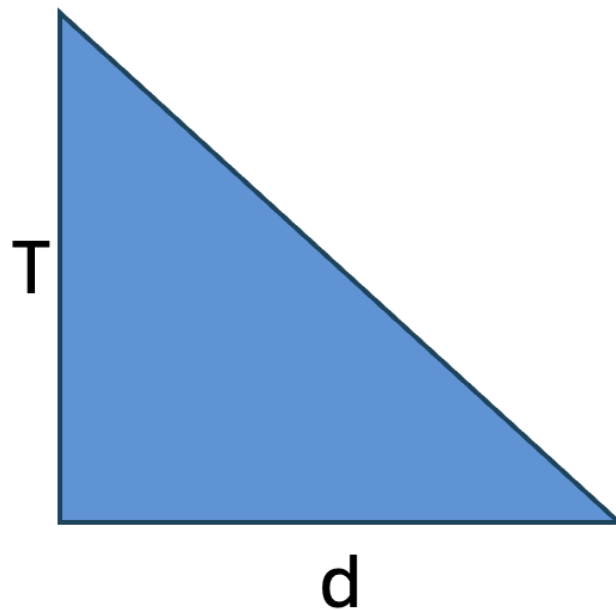


Ilustración 21. Imagen ilustrativa para el cálculo de la diagonal II.

Para calcular la distancia d , hay que considerar los planos longitudinales utilizados en el corte del casco del buque proyecto, dado que se pretende que el plano diagonal coincida con el tercer longitudinal medido desde el plano de crujía.

Entonces si la semimanga se divide entre el número total de planos longitudinales definidos, se obtiene la separación entre ellos. Se supone que dicha separación es constante a lo largo de toda la semimanga:

$$d_l = \frac{11,5}{5} = 2,3 \text{ m} \quad (3.3)$$

Por lo tanto, la posición del tercer longitudinal respecto al plano de crujía sería:

$$d = 2,3 \cdot 3 = 6,9 \text{ m} \quad (3.4)$$

Una vez conocido este valor, se puede calcular el ángulo de la diagonal a representar:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{d}{T} \quad (3.5)$$

Permutando los valores:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{6,9}{6,63} \quad (3.5)$$

$$\alpha = 46,14^\circ \quad (3.5)$$

Cuyo suplementario resulta:

Diseño de las formas

$$\alpha_2 = 180 - 46,14 = 133,86^\circ$$

(3.6)

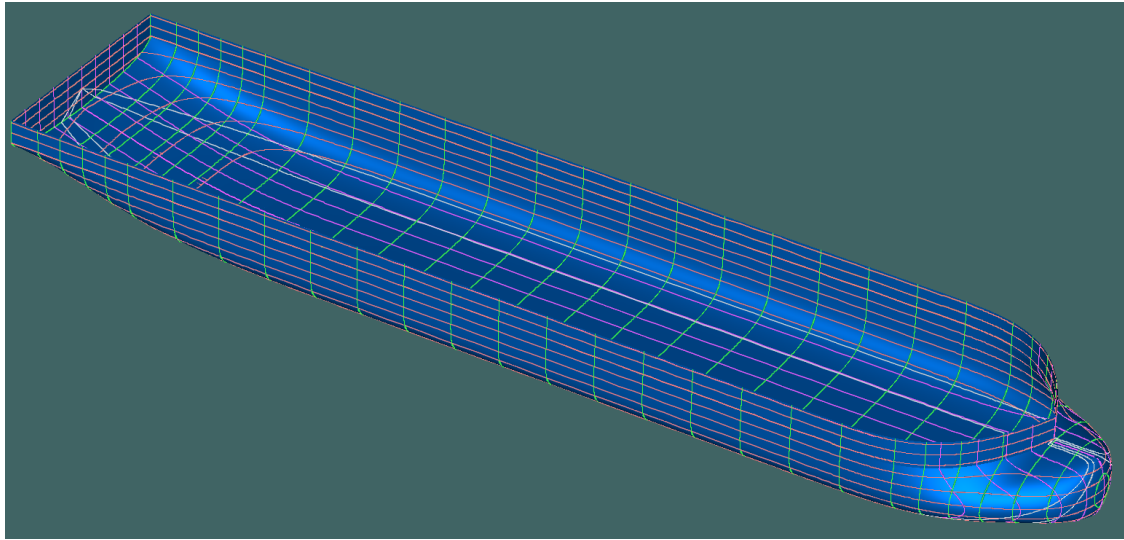


Ilustración 22. Perspectiva de las líneas que generan el plano de formas.

Diseño de las formas

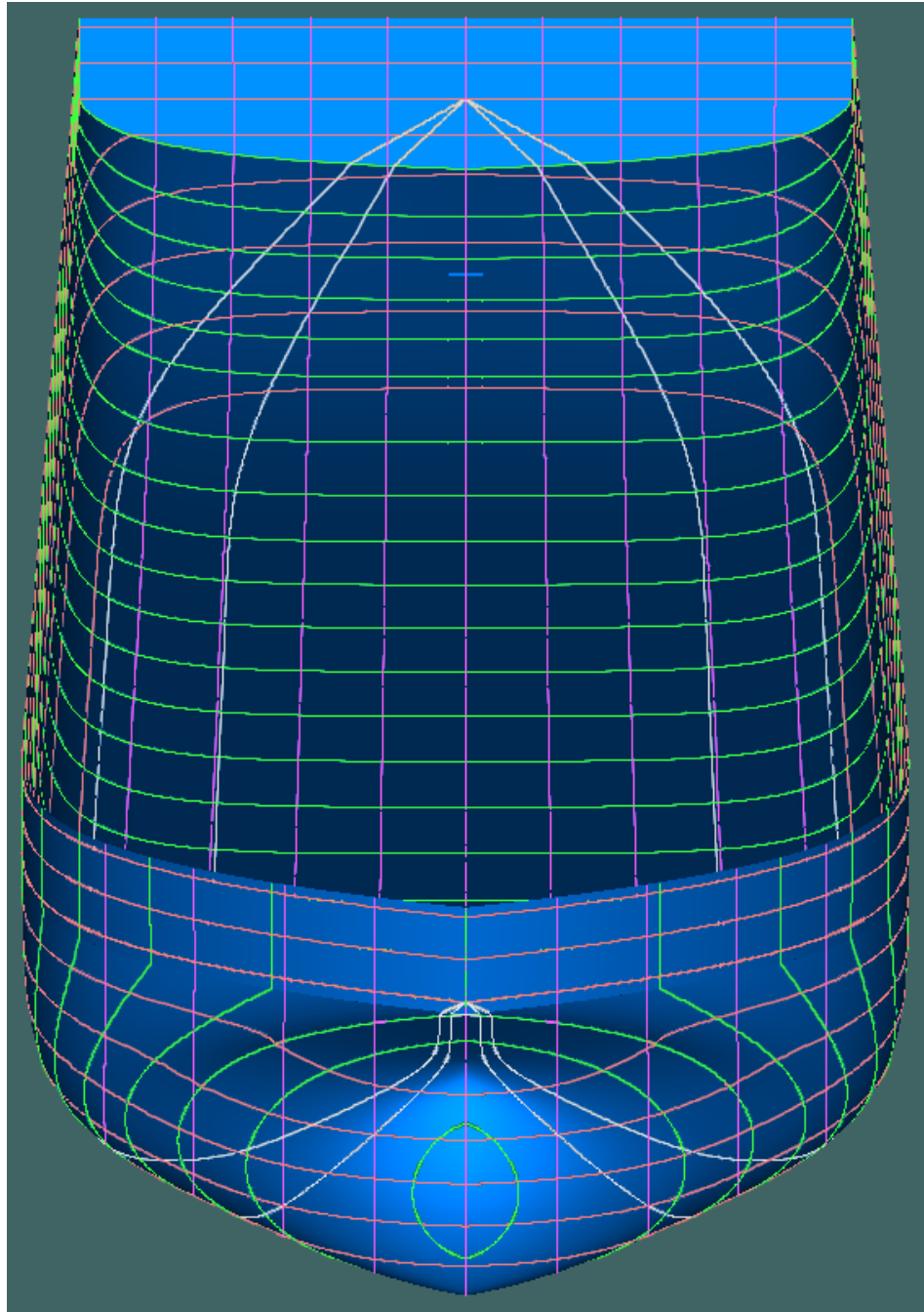


Ilustración 23. Vista superior de las líneas que generan el plano de formas.

Diseño de las formas

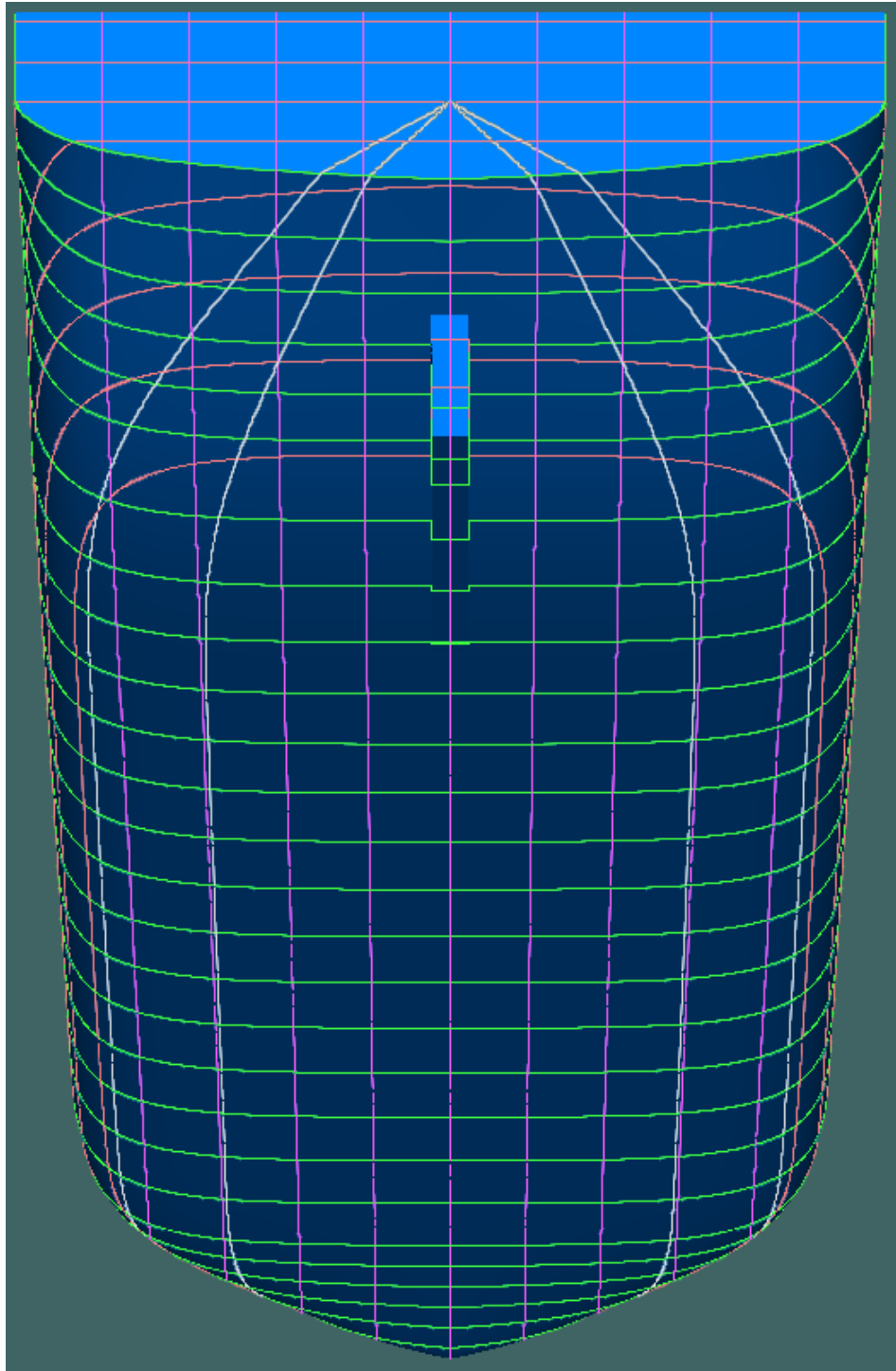


Ilustración 24. Vista inferior de las líneas que generan el plano de formas.

El plano de formas se encuentra en el apartado pertinente de los anexos.



Diseño de las formas

Capítulo 4

Disposición general

En este capítulo se describe la disposición general del buque proyectado. Para ello, se estudia la compartimentación interior, las dimensiones de la cántara modelada, los piques de proa y popa, así como la ubicación de la habitación, la cámara de máquinas y los distintos tanques estructurales, incluyendo lastre, combustible, agua dulce y aguas negras.

En primer lugar, se definen parámetros estructurales básicos como la clara entre cuadernas y bulárcamas, la separación de los refuerzos longitudinales, la altura del doble fondo en la cámara de máquinas y la zona de la cántara, con el fin de establecer la base de la estructura del casco.

Una vez establecidos estos criterios, se dimensionan los espacios mencionados mediante la posición de los mamparos transversales. Los mamparos de los piques de proa y popa se ubican siguiendo la normativa de la Sociedad de Clasificación Bureau Veritas, mientras que el resto se distribuye en función del espacio disponible para la cántara y la cámara de máquinas.

1. Elementos estructurales

En primer lugar, se especifican los diferentes elementos estructurales fijando el sistema de referencia en la perpendicular de popa, es decir, la cuaderna 0 se dispondrá en la perpendicular de popa.

En cuanto a la configuración de las disposiciones generales de las Trailing Suction Hopper Dredger, todos ellos disponen la cántara en una zona intermedia y a cruzía, evidentemente es el lugar más lógico por motivos de momentos y pesos. Por otro lado, algunos de ellos tienen la superestructura a proa y otros a popa. Sin embargo, existe un patrón y consiste en que los buques medianos entre 5000 m³ y 12000 m³ de capacidad de la cántara disponen la superestructura a proa y la cámara de máquinas a popa. Las dragas que siguen esta disposición se citan a continuación: Crestway (IMO 9420332), Medway (IMO 9524152), Beachway (IMO 9524140), Gateway (IMO 94489), Shoreway (IMO 9420344), Willem van Oranje (IMO 9449065) en resumen son los buques cuyo armador es Boskalis, una de las empresas dedicadas a la industria de dragado más importantes del mundo. Otros buques como el Sanderus (IMO 9830941) y el Ortelius (IMO 9861835) cuyo armador es European dredging company también disponen de una capacidad de cántara de 6000 m³ y misma configuración que las anteriores.

En el buque proyecto se decide seguir esta configuración de disposición general. Entonces, la cámara de máquinas se dispondrá a popa, junto a todos los equipos que sean necesarios para su funcionamiento y la acomodación se situará a proa. Además, la cántara se dispondrá en el centro, a lo largo de la eslora del buque.

Por el hecho de disponer metanol como combustible, según la regla NR670 - julio de 2024 de Bureau Veritas sección 3 en diseño y disposición del buque afirma que los tanques de metanol deben cumplir las siguientes especificaciones:

- Los tanques que dispongan de combustible no se ubicarán en espacios de acomodación o espacios de maquinaria de categoría A.

Disposición general

- Los tanques de combustible integral deberán estar protegidos por compartimentos estancos, excepto en las superficies delimitadas por el revestimiento del casco que se encuentre por debajo de la línea de flotación más baja posible. Además, los tanques que contengan combustible etil/metil alcohol deben disponer de un cofferdam entre ellos también.
- El sistema de contención de combustible debe situarse a popa del mamparo de colisión y a proa del mamparo del pique de popa.

Conociendo estos preceptos, se decide que los tanques de combustible se dispongan a babor a y estribor de la cántara. Como no se conoce el valor del calado mínimo, se decide alojar el combustible a lo largo de toda la eslora de la cántara con el objetivo de cumplir con la norma. Además, los distintos compartimentos de los tanques de metanol también dispondrán de un cofferdam entre medias, como marca la regla.

En cuanto a la estructura, se fijarán como estructuras transversales la zona de proa y popa porque no sufren a flexión del mismo modo que la zona de la cántara cuya estructura será longitudinal. Por lo tanto, el buque proyecto dispondrá de una estructura mixta.

Espaciado de cuadernas

De acuerdo con la reglamentación especificada por Bureau Veritas, la clara de cuadernas depende en gran medida de la distribución de espacios, es decir, vienen dadas en función de los diseños y las dimensiones de los compartimentos estancos. Se debe obtener una continuidad estructural a lo largo de la eslora. Además, en este tipo de buques aparece la configuración de cambio de clara de cuadernas, es decir, en la zona de proa y popa la distancia entre las cuadernas es menor que en el cuerpo cilíndrico del buque.

Estudiando las disposiciones de los buques mencionados anteriormente, se ha llegado a la conclusión de que los márgenes de las claras de cuadernas vienen comprendidos entre 500 y 700 mm. En el caso del buque proyecto se diseñará para un espaciado de cuadernas de 600 mm en las zonas hasta el mamparo de proa de cámara de máquinas y a proa del mamparo de colisión. A lo largo del cuerpo cilíndrico se decide disponer de clara de cuadernas a una distancia de 700 mm.

$$\text{Espaciado en camara de máquinas y proa} = 600 \text{ mm} \quad (4.1)$$

$$\text{Espaciado en la cántara} = 700 \text{ mm} \quad (4.2)$$

Espaciado de bulárcamas

Las bulárcamas y varengas son refuerzos transversales que aparecen en cualquier tipo de estructura, ya sea transversal o longitudinal, es decir, son refuerzos indispensables para la integridad de los buques.

Para el buque proyecto se toma la decisión de colocar una bulárcama cada tres espaciados de cuadernas. Se ha diseñado de manera que el espaciado de los mamparos de popa y proa de cámara de máquinas, así como el mamparo de colisión coincidan con una bulárcama, dado que es una cuaderna reforzada y mejoran la unión e integridad del buque proyecto. Por otro lado, se decide que el espaciado a lo largo

Disposición general

del cuerpo cilíndrico o la cántara sea de una bulárcama cada cinco espaciados de cuadernas. En resumen, las distancias diseñadas son las siguientes:

$$\text{Espaciado entre bulárcamas a popa y proa} = 1800 \text{ mm} \quad (4.3)$$

$$\text{Espaciado entre bulárcamas en la cántara} = 3500 \text{ mm} \quad (4.4)$$

Doble fondo

La normativa NR467 B R16 referente al casco y la estabilidad en su sección 3, capítulo 3 define la altura del doble fondo para todos aquellos buques que no sean buques cisterna dependiendo de los siguientes factores:

- Se instalará un doble fondo que se extienda desde el mamparo de colisión hasta el pique de popa, en la medida que sea factible y compatible con el diseño y el buen funcionamiento del buque.
- El doble fondo deberá prolongarse hasta los costados del buque de modo que proteja el fondo de la curva de la sentina. Dicha protección se considera satisfactoria si la parte interior del doble fondo no es más baja en ningún lugar que un plano paralelo a la línea de la quilla y ubicado a una distancia vertical h como mínimo, medida desde la línea de la quilla, calculada mediante la siguiente fórmula:

$$h = \frac{B}{20} = \frac{23}{20} = 1,15 \text{ m} \quad (4.5)$$

Por otro lado, en ningún caso el valor de h debe ser menor a 760 mm o superior a 2 m. Se decide dimensionar el buque proyecto con un doble fondo de 1,15 metros, puesto que esta medida cumple con los requisitos impuestos por la sociedad de clasificación.

2. Dimensiones requeridas para el diseño de la disposición general

Eslora de regla

De acuerdo con la norma de Bureau Veritas, la eslora de regla se define como la distancia medida en la línea de flotación al calado de escantillonado, desde la proa de la roda hasta la cara posterior de la mecha del timón. Entonces, el calado de escantillonado se calcula como:

$$T_{sc} = T_{verano} + 1 = 6,63 + 1 = 7,73 \text{ m} \quad (4.6)$$

No obstante, debe cumplir que no sea inferior al 96 % y superior al 97 % de la eslora extrema en la línea de la flotación al calado de escantillonado. La eslora extrema es 103,7 m. Luego:

$$L_{96\%} = 0,96 \cdot 103,7 = 99,552 \text{ m} \quad (4.7)$$

Disposición general

$$L_{97\%} = 0,97 \cdot 103,7 = 100,589 \text{ m} \quad (4.8)$$

Entonces, la eslora de regla al calado de escantillonado del buque proyecto es:

$$L = 100,5 \text{ m} \quad (4.9)$$

Eslora de línea de carga

La eslora de línea de carga es la distancia que se toma como el 96% de la eslora total a la línea de agua al 85% del menor puntal, o la eslora cuya distancia horizontal corresponde con la parte delantera de la roda hasta la mecha del timón, si esta distancia es mayor.

La altura correspondiente al 85% del menor puntal es:

$$D = 0,85 \cdot D_m = 0,85 \cdot 9.1 = 7,735 \text{ m} \quad (4.10)$$

La línea de agua que se encuentra a esa altura dispone de una eslora total de:

$$L_{85\%} = 103,7 \text{ m} \quad (4.11)$$

Si se aplica el 96% a la ecuación anterior:

$$L_{LL} = 0,96 \cdot 103,7 = 99,55 \text{ m} \quad (4.12)$$

Sin embargo, la distancia desde la parte frontal de la roda hasta el eje de la mecha del timón mide:

$$L_{LL} = 100,7 \text{ m} \quad (4.13)$$

De acuerdo con la regla se debe tener en cuenta el mayor valor, por lo que, la eslora de línea de carga es:

$$L_{LL} = 100,7 \text{ m} \quad (4.14)$$

3. Distribución de espacios

De acuerdo con la normativa vigente de Bureau Veritas, todos los buques deben disponer de, al menos, los siguientes mamparos transversales estancos:

- Mamparo de colisión.
- Mamparo del pique de popa.
- Dos mamparos estancos que delimiten el espacio de maquinaria en los buques cuya cámara de máquinas se encuentre en el centro. O un mamparo a proa del espacio de maquinaria en los buques que se encuentre la cámara de máquinas a popa. Incluso, los buques que dispongan de propulsión eléctrica, tanto la sala del generador como la de máquinas deben estar delimitados por mamparos estancos.

Por otro lado, se deben añadir mamparos transversales estancos, a continuación, se muestra la tabla que describe el número de mamparos que debe disponer el buque en función de la eslora de regla:

Disposición general

Tabla 7. Tabla de Bureau Veritas que define el número de mamparos que se deben integrar en función de la eslora de línea de carga.

Eslora (m)	Número de mamparos estancos para buques con maquinaria a popa	Número de mamparos estancos para otros buques
$L < 65$	3	4
$65 \leq L < 85$	4	5
$85 \leq L < 105$	4	5
$105 \leq L < 120$	5	6
$120 \leq L < 145$	6	7
$145 \leq L < 165$	7	8
$165 \leq L < 190$	8	9
$L \geq 190$	Se define caso por caso	

Según la tabla anterior, se decide que el buque proyecto disponga de la cámara de máquinas a popa, por lo tanto, debe configurarse de manera que disponga de al menos 4 mamparos estancos.

Mamparo de colisión

Esta estructura, ubicada en la sección de proa, tiene como función principal ofrecer una protección adicional al casco del buque en caso de colisión. Su disposición puede reducir significativamente los daños estructurales, disminuyendo el riesgo de inundación y contribuyendo a la integridad y flotabilidad del buque. Por tanto, constituye un elemento fundamental para garantizar la seguridad estructural.

Según la normativa establecida por Bureau Veritas, el mamparo de colisión debe extenderse hasta la cubierta de cierre en buques de pasaje, mientras que en buques de carga deberá alcanzar, como mínimo, la cubierta de francobordo. Dado que una draga se clasifica como buque de carga, el diseño del buque proyecto se ajusta a esta segunda disposición.

En cuanto a su ubicación, el mamparo de colisión debe situarse a una distancia desde la perpendicular de proa no inferior al 5 % de la eslora en la línea de carga o a 10 metros, eligiéndose el valor que resulte menor, conforme a los criterios reglamentarios aplicables.

$$Distancia = 0,05 \cdot 100,7 = 5,035 \text{ m} \quad (4.15)$$

Por otro lado, salvo autorización de la sociedad de clasificación, no superior al 8% de la eslora de la línea de carga o al 5% de la eslora de línea de carga + 3 m, si este valor es superior.

$$Distancia = 0,08 \cdot 100,7 = 8,056 \text{ m} \quad (4.16)$$

Disposición general

$$Distancia = 0,05 \cdot 100,7 + 3 = 8,035 \text{ m} \quad (4.17)$$

El mamparo de proa debe estar instalado entre las siguientes distancias, tomando como referencia la mecha del timón:

$$L_1 = 100,7 - 5,035 = 95,665 \text{ m} \quad (4.18)$$

$$L_2 = 100,7 + 8,056 = 108,756 \text{ m} \quad (4.19)$$

Además, se hará coincidir con una bulárcama, es decir, una cuaderna reforzada.

El buque proyecto dispone de bulbo por lo que, las distancias calculadas anteriormente, se deben medir desde cualquiera de los siguientes puntos.

- La mitad del bulbo:

$$L_{ref} = 103,35 \text{ m} \quad (4.20)$$

El rango de longitudes donde se puede ubicar el mamparo de colisión es:

$$L_1 = 103,35 - 5,035 = 98,315 \text{ m} \quad (4.21)$$

$$L_2 = 103,35 + 8,056 = 111,406 \text{ m} \quad (4.22)$$

- Una distancia 1,5% de la eslora entre perpendiculares del buque hacia delante de la perpendicular de proa:

$$L_{ref} = 100,7 + \left(\frac{1,5}{100} \cdot 100,7 \right) = 102,21 \text{ m} \quad (4.23)$$

El rango de longitudes resultante es:

$$L_1 = 102,21 - 5,035 = 97,175 \text{ m} \quad (4.24)$$

$$L_2 = 102,21 + 8,056 = 110,266 \text{ m} \quad (4.25)$$

- Una distancia de 3 metros hacia delante de la perpendicular de proa:

$$L_{ref} = 103,7 \text{ m} \quad (4.26)$$

Entonces las distancias que marcan el rango entre el que se puede instalar el mamparo de colisión es:

Disposición general

$$L_1 = 103,7 - 5,035 = 98,665 \text{ m} \quad (4.27)$$

$$L_2 = 103,7 + 8,056 = 111,756 \text{ m} \quad (4.28)$$

La norma de Bureau Veritas especifica que se debe cumplir aquella distancia que corresponde a la menor de las medidas de referencia. En consecuencia, se debe cumplir el segundo punto y el mamparo de colisión se debe disponer entre 97,175 y 110,266 metros desde la perpendicular de popa (donde se encuentra la mecha del timón).

Mamparo de pique de popa

De acuerdo con la reglamentación de Bureau Veritas, este mamparo tiene la función de separar el espacio de maquinaria de los otros espacios que disponga el buque. Los mamparos deberán ser estancos hasta la cubierta de francobordo, dado que el buque proyectado se clasifica como buque de carga. Por consiguiente, no está sujeto a normas específicas de ubicación ni diseño para este mamparo.

Se ha decidido ubicarlo a 3 metros pegado a la popa de espejo, con el fin de proporcionar una longitud adecuada para la cámara de máquinas que permita alojar todos los equipos necesarios para el buque proyectado. El mamparo de popa se colocará en la cuaderna 3, mientras que el mamparo de proa de la cámara de máquinas se situará a 25,2 metros.

Cabe destacar que el mamparo del pique de popa coincidirá con el mamparo de popa de la cámara de máquinas.

Bocina

La bocina, que corresponde a la estructura del casco destinada a proteger las líneas de ejes de los buques, debe diseñarse como un espacio estanco para garantizar la estanqueidad y evitar la entrada de agua. En buques de carga, es imprescindible incorporar medidas que reduzcan al mínimo el riesgo de penetración de agua hacia el interior del buque en caso de fallo o rotura de los sistemas asociados a la bocina.

Esta estructura debe ser resistente tanto a la abrasión como a la corrosión, asegurando la protección mecánica de los ejes y facilitando el acceso para su mantenimiento. Asimismo, el diseño debe permitir una integración óptima con el casco y los sistemas de propulsión, garantizando la integridad estructural y funcionalidad durante las operaciones de dragado.

Local del servo-timón

En este espacio se alojarán los equipos responsables del control de los timones instalados. Además, se dispondrán dos timones solidarios, uno por cada propulsor.

En el buque proyectado, esta zona se extiende desde el espejo de popa hasta el mamparo del pique de popa, comprendiendo las cuadernas desde la -5 hasta la 3, con una longitud total de 4,8 metros.

Cántara

El buque proyectado cuenta con una zona de carga ubicada en la parte central del casco, comúnmente denominada tolva o cántara. Esta área está diseñada para el



Disposición general

almacenamiento temporal de los materiales dragados del fondo marino, tales como arena o lodo, que serán transportados durante las operaciones de dragado. La tolva está concebida para soportar la presión y el peso de estos materiales, garantizando la seguridad estructural y la estabilidad del buque durante la carga y descarga.

La extensión de este espacio abarca desde la cuaderna 50 hasta la cuaderna 130, cubriendo una longitud total de 56 metros. Esta longitud permite disponer de un volumen suficiente para alojar grandes cantidades de material dragado, optimizando la eficiencia operativa del buque y su autonomía en tareas prolongadas.

Local del propulsor de proa

El espacio ubicado a proa del buque está destinado a alojar los equipos encargados del control del propulsor de proa. Este propulsor consiste en una hélice de túnel, diseñada para proporcionar maniobrabilidad adicional y mejorar la capacidad de posicionamiento del buque durante las operaciones.

Para garantizar la seguridad y estanqueidad, este compartimento está delimitado por dos mamparos estancos: el mamparo de colisión, que protege contra daños externos en caso de impacto, y el mamparo de popa del local de propulsor de proa, que separa este espacio del resto del buque, asegurando la integridad estructural y la contención en caso de infiltración de agua.

Acomodación

La acomodación del buque se sitúa en la zona de proa, decisión que busca mantener una distribución de pesos equilibrada y coherente con los criterios de estabilidad. Las Trailing Suction Hopper Dredger suelen operar en áreas costeras o próximas a la costa y por periodos relativamente cortos; por ello, durante las paradas nocturnas permanecen atracadas en puerto, lo que condiciona que las instalaciones de habilitación y acomodación no estén pensadas para un confort elevado, aunque el proyecto garantiza el cumplimiento de los estándares mínimos establecidos por la sociedad de clasificación.

La dotación prevista es de 14 personas, incluyendo al capitán, segundo y tercer oficial, jefe de máquinas, segundo y tercer oficial de máquinas, así como la tripulación general. La acomodación se dimensiona específicamente para este número de personas, asegurando espacios funcionales y adecuados para sus necesidades.

En la cubierta principal de proa se ubicarán las habitaciones de la tripulación y áreas comunes como lavandería, cocina y comedor, además de un espacio recreativo para ocio y descanso. En la cubierta de brazola se dispondrán las habitaciones de los jefes de tripulación y oficiales, proporcionando mayor privacidad y comodidad. La cubierta superior albergará las habitaciones del capitán y del jefe de máquinas, junto con despachos y oficinas destinados a tareas administrativas y reuniones.

Por último, en la penúltima cubierta de acomodación se encuentra el puente de mando, diseñado para ofrecer una visión amplia y despejada durante las operaciones de dragado, garantizando el control seguro y eficiente del buque y sus equipos.

Disposición general

4. Disposición de tanques

Tanques de metanol

La disposición y diseño de estos tanques deben cumplir estrictamente con la normativa NR670 – julio 2024 de Bureau Veritas, que establece los requisitos para el almacenamiento seguro de metanol a bordo.

El sistema de contención de combustible se ubica entre el mamparo de colisión a proa y el mamparo de pique de popa. Los tanques de almacenamiento de metanol, combustible utilizado por los motores propulsores, se distribuyen simétricamente a babor y estribor de la cántara. Su extensión longitudinal abarca desde la cuaderna 55 hasta la cuaderna 147, sin ocupar toda la eslora de la cántara, lo que permite optimizar la distribución de pesos, garantizar una compartimentación segura y cumplir con la normativa vigente para combustibles alternativos.

Los tanques de combustible integrales deben estar rodeados por cofferdams protectores, excepto en aquellas superficies delimitadas por el forro exterior por debajo de la línea de flotación más baja posible, otros tanques de combustible que contengan metanol, o espacios de preparación de combustible.

Cofferdam colindantes a los tanques de metanol

Se disponen los tanques cofferdam a proa y popa de cada tanque de metanol de acuerdo con la reglamentación vigente. Se disponen un total de 10 tanques entre los tanques de metanol a lo largo de la cántara y en la parte de proa del buque proyecto.

Todos los cofferdams protectores deben contar con un sistema de detección de fugas de líquidos, instalado alrededor de los tanques de combustible, en los conductos que rodean las tuberías de combustible, en los espacios de preparación y en cualquier otro espacio cerrado que contenga tuberías de pared simple u otros equipos relacionados con el combustible.

Tanques de acomodación

Los tanques de agua dulce tienen como finalidad abastecer a los distintos sistemas instalados en la zona de acomodación. Por esta razón, se han ubicado próximos a la superestructura que contiene la habilitación, lo que permite reducir las pérdidas de carga en el sistema de tuberías y mejorar la eficiencia del suministro.

Estos se disponen a proa del buque proyecto entre la cuaderna 130 y 134, en la parte de babor.

Los tanques de agua gris tienen como finalidad almacenar las aguas residuales procedentes de los servicios instalados en la zona de acomodación, tales como duchas, lavabos y lavadoras. Por este motivo, se han ubicado en una posición cercana a dicha zona, facilitando la recogida de aguas y reduciendo la longitud del sistema de tuberías.

Estos se disponen a popa del buque proyecto, entre las cuadernas 140 y 147, con un tanque situado a babor y otro a estribor.

El tanque de aguas negras tiene como finalidad almacenar las aguas residuales procedentes de los inodoros y urinarios ubicados en la zona de acomodación, para su posterior tratamiento o descarga conforme a la normativa vigente. Por esta razón, se ha situado próximo a dicha zona, minimizando la extensión del sistema de tuberías y favoreciendo una gestión más eficiente de los residuos.

Disposición general

Este se dispone a estribor del buque proyecto, extendiéndose longitudinalmente entre las cuadernas 130 y 137.

Tanques de aceite de lubricación

Los tanques de aceites de cilindros se ubicarán en el doble fondo de la cámara de máquinas, próximos a los motores principales para reducir pérdidas de carga y facilitar el suministro directo mediante bombas de trasiego.

Se disponen un total de cuatro tanques de aceite de lubricación de cilindros, cada uno destinado al suministro individual de un motor. Los tanques correspondientes a los motores principales de propulsión se ubican entre las cuadernas 42 y 44. Los tanques asociados al grupo generador y al motor que acciona la bomba de dragado se sitúan entre las cuadernas 20 y 21 y 43 y 44, respectivamente.

El tanque de aceite sucio se destina a la recogida y almacenamiento de los residuos aceitosos generados por los separadores del aceite lubricante del cárter húmedo. Se ubica en el doble fondo de la cámara de máquinas, en una posición baja que favorece la gravitación natural de los drenajes y facilita su posterior bombeo el tanque.

Se disponen de dos tanques de aceite sucio que se sitúan entre las cuadernas 29 y 33.

Otros tanques

Los tanques de sentinas estarán ubicados en el doble fondo de la cámara de máquinas. Esta ubicación permite la recolección eficiente de aguas de lastre, condensados y posibles fugas de líquidos, facilitando su posterior bombeo y gestión. Además, su disposición en el doble fondo contribuye a optimizar el uso del espacio y a mantener el centro de gravedad adecuado del buque, garantizando la estabilidad y seguridad operativa. Se encuentra entre las cuadernas 28 y 33.

Los tanques de lodos se ubicarán estratégicamente en el buque para permitir el almacenamiento temporal del material residual generado durante las operaciones de dragado. Su ubicación se selecciona para facilitar la gestión y el manejo seguro de estos residuos, garantizando además la estabilidad del buque y el cumplimiento de las normativas ambientales. La configuración y diseño de estos tanques considerarán aspectos de capacidad, resistencia y sistemas de vaciado adecuados para su correcta operación. Se dispone entre las cuadernas 28 y 33.

Los tanques de reboses se ubicarán en el doble fondo de la cámara de máquinas, permitiendo la recolección segura de los excedentes de combustible, aceites o agua procedentes de los diferentes sistemas de servicio. Estos tanques se sitúan entre las cuadernas 29 y 33.

El tanque de aguas aceitosas es un depósito destinado a la acumulación temporal de las mezclas de agua y aceite generadas en la cámara de máquinas, procedentes principalmente de drenajes, sentinas y bandejas de goteo. Se ubica en el doble fondo de la cámara de máquinas, en una posición que facilita la recolección por gravedad. El tanque se encuentra entre las cuadernas 26 y 29.

El tanque de aceite hidráulico se destina al almacenamiento y suministro del fluido hidráulico empleado en los distintos sistemas del buque, como los servos de gobierno, válvulas de accionamiento remoto, compuertas de la cántara y equipos de dragado. Su ubicación en el doble fondo de la cámara de máquinas, entre las cuadernas 22 y 27, permite una alimentación estable a las bombas hidráulicas, minimizando pérdidas de



Disposición general

presión y favoreciendo el retorno del fluido. Además, esta disposición contribuye a mantener un centro de gravedad bajo.

El tanque de lastre es un compartimento destinado a almacenar agua de mar para controlar el calado, la escora y el asiento del buque, garantizando su estabilidad en distintas condiciones de carga y operación. Se ubica en el bulbo de proa y se dispone entre las cuadernas 151 y 160.



Disposición general

Capítulo 5

Estudio de arquitectura naval

En este capítulo se presentan los estudios de arquitectura naval realizados para el buque proyecto, desarrollados mediante el software Maxsurf Stability. Los análisis incluyen:

- El cálculo de las características hidrostáticas.
- La obtención de las curvas de carena inclinada.

Además, se efectuará el estudio del francobordo de acuerdo con lo establecido en el Convenio Internacional sobre Líneas de Carga de 1966/88. Dado que se trata de una draga, el proyecto también deberá cumplir con las disposiciones del Convenio DR-68, el cual influye directamente en la determinación del francobordo de verano y de agua dulce.

Por último, se realizarán los cálculos de arqueo del buque conforme al Convenio Internacional sobre Arqueo de Buques, garantizando el cumplimiento normativo en materia de registro y certificación.

1. Características Hidrostáticas

Las características hidrostáticas de un buque describen sus propiedades físicas vinculadas a la flotabilidad y estabilidad en el estado de flotación. Estas propiedades varían en función del calado y están directamente relacionadas con la geometría del casco. En consecuencia, las curvas hidrostáticas representan únicamente parámetros geométricos del buque, independientemente de su condición de carga.

Tabla 8. Características hidrostáticas al calado de diseño.

Draft Amidships	6,63 m	LCB from zero pt. (+ve fwd)	51,914 m
Displacement, Δ	14253 t	LCF from zero pt. (+ve fwd)	46,959 m
Heel	0 deg	KB	3,559 m
Draft at FP	6,63 m	KG	6,63 m
Draft at AP	6,63 m	BMt	7,074 m
Draft at LCF	6,63 m	BML	137,896 m
Trim (+ by stern)	0,0 m	GMt	4,004 m
WL Length, L_{WL}	103,7 m	GML	134,825 m
Beam max extents on WL	23 m	KMt	10,634 m
Wetted Area	3497,961 m ²	KML	141,455 m
Waterpl. Area	2295,775 m ²	Immersion (TPc)	23,532 t/cm

Estudio de arquitectura naval

Prismatic Coeff. (Cp)	0,926	MTc	190,829 t · m
Block Coeff. (Cb)	0,879	RM at 1deg=GMt.Disp.sin(1)	995,876 t · m
Max Sect. Area Coeff. (Cm)	0,95	Max deck inclination	0 deg
Waterpl. Area Coeff. (Cwp)	0,963	Trim angle (+ve by stern)	0 deg

En las tablas exportadas por Maxsurf Stability aparece el dato KG (altura del centro de gravedad desde la quilla), que no es estrictamente una magnitud hidrostática, pero se incluye por defecto; por ello se ha considerado conveniente incorporarlo al conjunto de resultados.

Para el cálculo de las curvas hidrostáticas se ha asumido un trimado equivalente al 3% de la eslora entre perpendiculares. Por tanto, el trimado máximo analizado se expresa como:

$$Trimado_{m\acute{a}x} = 0,03 \cdot 100,7 = 3 \text{ m} \quad (5.1)$$

Se calcularán las curvas hidrostáticas para los trimados 3, 2, 1, 0,5, -0,5, -1, -2 y -3. Por otro lado, se considera un rango de calados de 2 hasta 8,5 m en intervalos de 0,65 metros.

Estudio de arquitectura naval

- Características hidrostáticas con trimado positivo de 0,5 m.

Tabla 9. Tabla de las características hidrostáticas con trimado positivo de 0,5 m.

Draft Amidships m	2,00	2,65	3,30	3,95	4,60	5,25	5,90	6,55	7,20	7,85	8,50
Displacement t	3531	4934	6389	7883	9408	10954	12498	14025	15555	17084	18614
Heel deg	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Draft at FP m	2,25	2,90	3,55	4,20	4,85	5,50	6,15	6,80	7,45	8,10	8,75
Draft at AP m	1,75	2,40	3,05	3,70	4,35	5,00	5,65	6,30	6,95	7,60	8,25
Draft at LCF m	2,025	2,668	3,312	3,955	4,598	5,242	5,886	6,533	7,183	7,833	8,483
Trim (+ve by stern) m	-0,50	-0,50	-0,50	-0,50	-0,50	-0,50	-0,50	-0,50	-0,50	-0,50	-0,50
WL Length m	101,67	102,17	103,48	105,79	108,09	108,51	108,03	103,70	103,70	103,70	103,70
Beam max extents on WL m	22,337	22,700	22,874	22,953	22,986	22,998	23,000	23,000	23,000	23,000	23,000
Wetted Area m ²	2201,6	2389,7	2566,3	2747,6	2933,8	3119,0	3305,4	3471,6	3614,5	3749,3	3884,0
Waterpl. Area m ²	2054,1	2149,7	2215,2	2267,1	2308,1	2325,0	2302,2	2294,0	2295,8	2295,8	2295,8
Prismatic coeff. (C _P)	0,797	0,824	0,837	0,837	0,834	0,844	0,857	0,900	0,906	0,911	0,915
Block coeff. (C _B)	0,672	0,714	0,740	0,753	0,761	0,778	0,797	0,843	0,853	0,862	0,869
Max Sect. area coeff. (C _m)	0,877	0,893	0,907	0,919	0,929	0,937	0,944	0,949	0,954	0,957	0,961
Waterpl. area coeff. (C _{wp})	0,905	0,927	0,936	0,934	0,929	0,932	0,927	0,962	0,963	0,963	0,963
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	58,574	57,460	56,536	55,696	54,891	54,104	53,370	52,690	52,127	51,664	51,278
LCF from zero pt. (+ve fwd) m	55,307	54,026	52,794	51,446	50,006	48,709	47,543	46,996	46,959	46,959	46,958
KB m	1,125	1,473	1,819	2,163	2,506	2,847	3,182	3,512	3,841	4,169	4,497
KG m	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630
BM _t m	22,905	17,828	14,457	12,080	10,338	9,022	7,976	7,172	6,483	5,902	5,417
BM _L m	432,51	341,77	283,70	244,53	215,46	188,57	159,42	139,85	126,36	115,05	105,59
GM _t m	17,359	12,636	9,615	7,586	6,191	5,220	4,514	4,042	3,685	3,435	3,279
GM _L m	426,97	336,58	278,86	240,03	211,31	184,77	155,95	136,72	123,56	112,58	103,45
KM _t m	24,029	19,301	16,276	14,243	12,843	11,869	11,159	10,684	10,323	10,071	9,914
KM _L m	433,63	343,24	285,52	246,69	217,96	191,41	162,60	143,36	130,20	119,21	110,09

Estudio de arquitectura naval

Immersion (TPc) ton/cm	21,055	22,034	22,705	23,238	23,658	23,832	23,597	23,513	23,532	23,532	23,532
MT _c ton·m	149,72	164,90	176,92	187,90	197,42	200,99	193,55	190,42	190,86	190,99	191,23
RM at 1 deg=GM _r ·Disp· sin (1) ton·m	1069,8	1088,0	1072,1	1043,7	1016,5	998,0	984,5	989,4	1000,2	1024,1	1065,3
Max deck inclination deg	0,285	0,285	0,285	0,285	0,285	0,285	0,285	0,285	0,285	0,285	0,285
Trim angle (+ve by stern) deg	-0,285	-0,285	-0,285	-0,285	-0,285	-0,285	-0,285	-0,285	-0,285	-0,285	-0,285

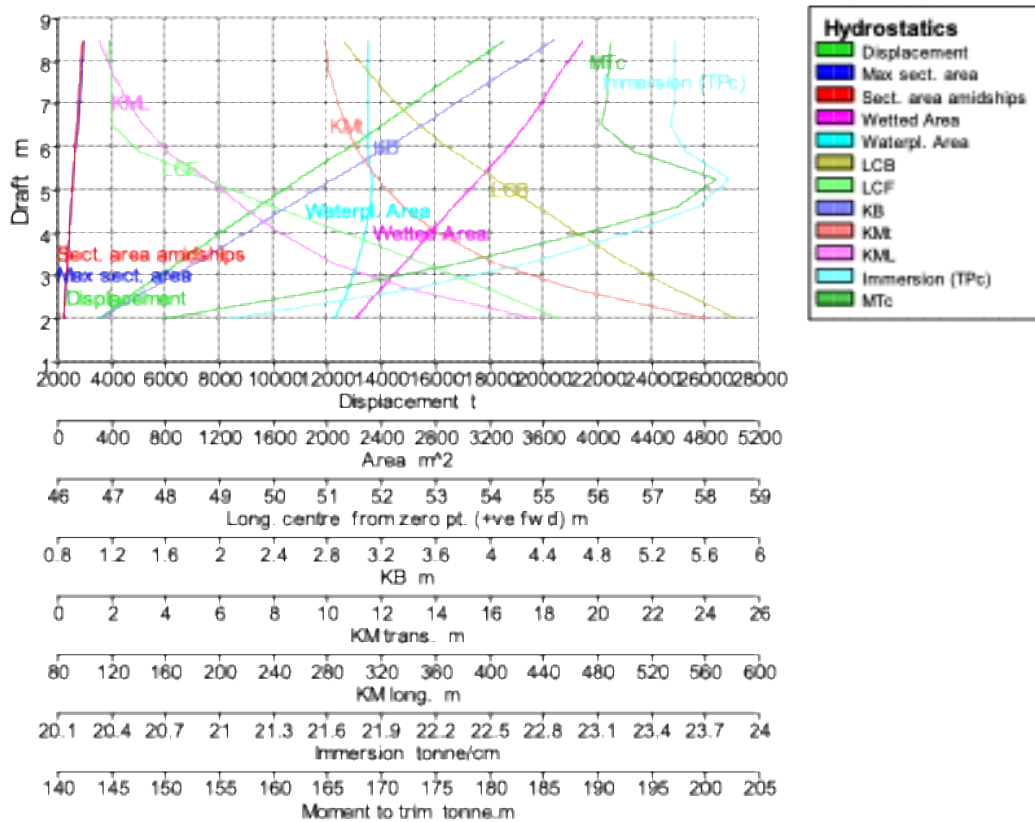


Ilustración 25. Curvas hidrostáticas con trimado positivo de 0,5 m.

Estudio de arquitectura naval

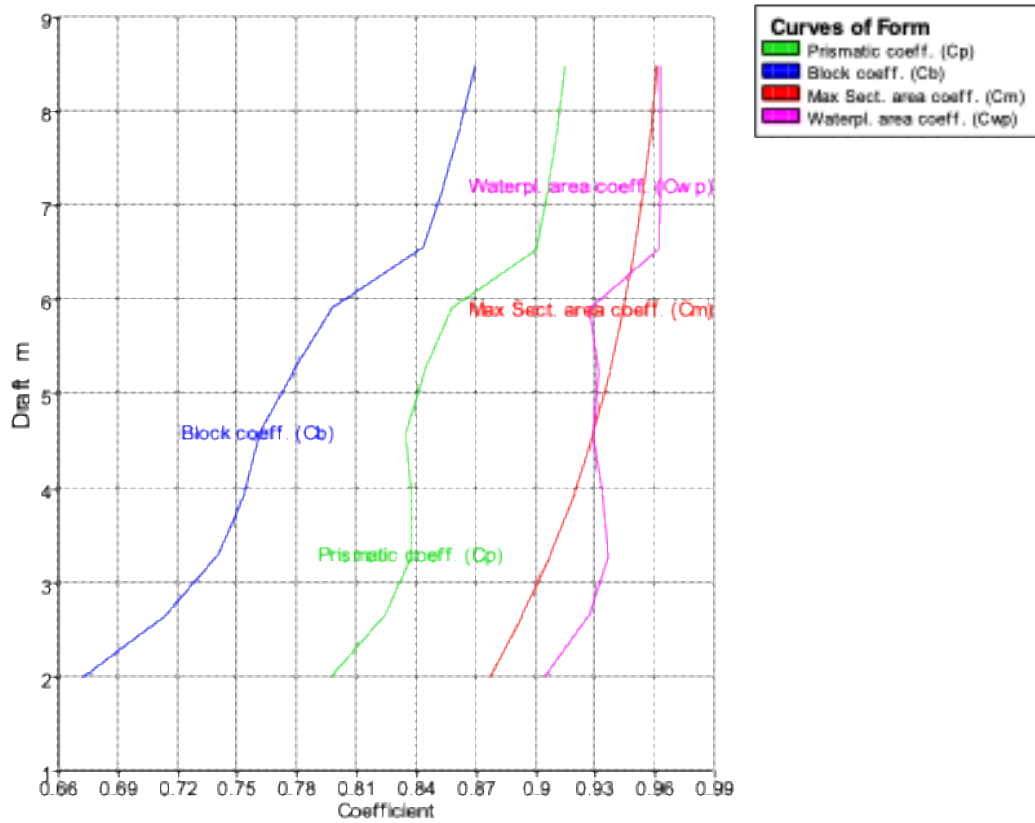


Ilustración 26. Curvas de los coeficientes hidrostáticos con trimado positivo de 0,5 m.

- Características hidrostáticas con trimado positivo de 1 m.

Tabla 10. Tabla de las características hidrostáticas con trimado positivo de 1 m.

Draft Amidships m	2,00	2,65	3,30	3,95	4,60	5,25	5,90	6,55	7,20	7,85	8,50
Displacement t	3404	4835	6327	7864	9433	11009	12582	14140	15673	17203	18733
Heel deg	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Draft at FP m	1,50	2,15	2,80	3,45	4,10	4,75	5,40	6,05	6,70	7,35	8,00
Draft at AP m	2,50	3,15	3,80	4,45	5,10	5,75	6,40	7,05	7,70	8,35	9,00
Draft at LCF m	1,970	2,628	3,289	3,951	4,609	5,264	5,920	6,578	7,234	7,884	8,534
Trim (+ve by stern) m	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
WL Length m	102,00	103,69	106,29	108,88	108,89	108,77	108,58	108,23	103,71	103,71	103,71
Beam max extents on WL m	22,371	22,712	22,877	22,955	22,987	22,998	23,000	23,000	23,000	23,000	23,000
Wetted Area m ²	2231,3	2423,3	2606,7	2789,9	2961,9	3126,2	3293,9	3461,9	3619,3	3754,0	3888,7
Waterpl. Area m ²	2093,2	2198,8	2275,8	2336,6	2364,3	2365,4	2352,9	2320,4	2295,9	2295,9	2295,9
Prismatic coeff. (C _p)	0,742	0,777	0,792	0,798	0,819	0,836	0,849	0,861	0,905	0,910	0,914
Block coeff. (C _B)	0,596	0,648	0,678	0,699	0,729	0,754	0,775	0,793	0,839	0,849	0,857

Estudio de arquitectura naval

Max Sect. area coeff. (C_m)	0,874	0,890	0,904	0,916	0,926	0,935	0,941	0,947	0,952	0,955	0,959
Waterpl. area coeff. (C_{wp})	0,917	0,934	0,936	0,935	0,945	0,946	0,942	0,932	0,963	0,963	0,963
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	51,813	52,162	52,128	51,885	51,540	51,202	50,881	50,559	50,220	49,930	49,687
LCF from zero pt. (+ve fwd) m	53,415	52,528	51,484	50,287	49,455	48,909	48,314	47,535	46,959	46,959	46,959
KB m	1,110	1,463	1,816	2,169	2,520	2,866	3,207	3,542	3,871	4,199	4,526
KG m	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630
BM_t m	24,098	18,590	15,000	12,497	10,657	9,218	8,081	7,145	6,434	5,862	5,383
BM_L m	477,60	373,84	310,62	268,07	230,42	197,19	169,52	144,24	125,42	114,27	104,93
GM_t m	18,592	13,441	10,203	8,051	6,559	5,462	4,663	4,059	3,673	3,426	3,273
GM_L m	472,09	368,69	305,82	263,62	226,32	193,44	166,11	141,16	122,66	111,83	102,82
KM_t m	25,206	20,052	16,815	14,665	13,177	12,083	11,287	10,686	10,304	10,060	9,909
KM_L m	478,68	375,28	312,42	270,22	232,93	200,05	172,72	147,78	129,28	118,46	109,46
Immersion (TP_c) ton/cm	21,455	22,538	23,327	23,950	24,234	24,245	24,117	23,784	23,533	23,533	23,533
MTc ton·m	159,56	177,03	192,15	205,89	212,00	211,48	207,54	198,21	190,91	191,04	191,28
RM at 1deg = $GM_t \cdot \text{Disp} \cdot \sin(1)$ ton·m	1104,4	1134,3	1126,7	1105,1	1079,8	1049,5	1023,9	1001,6	1004,8	1028,7	1069,9
Max deck inclination deg	0,569	0,569	0,569	0,569	0,569	0,569	0,569	0,569	0,569	0,569	0,569
Trim angle (+ve by stern) deg	0,569	0,569	0,569	0,569	0,569	0,569	0,569	0,569	0,569	0,569	0,569

Estudio de arquitectura naval

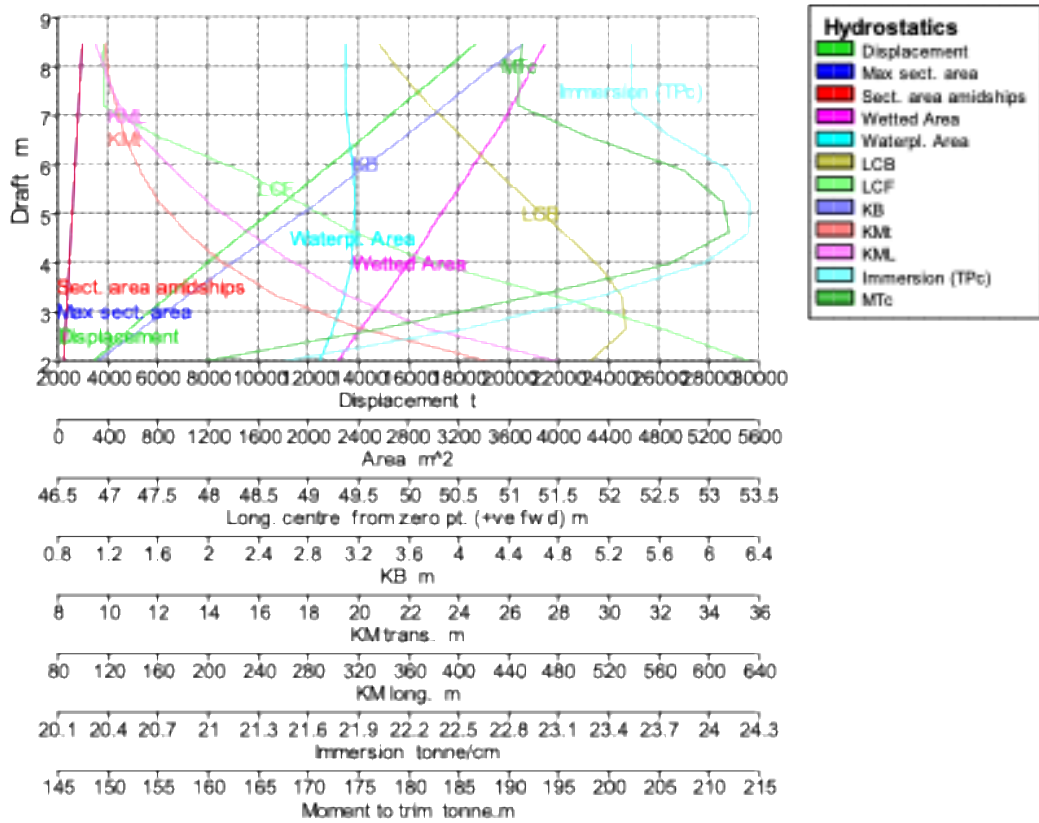


Ilustración 27. Curvas hidrostáticas con trimado positivo de 1 m.

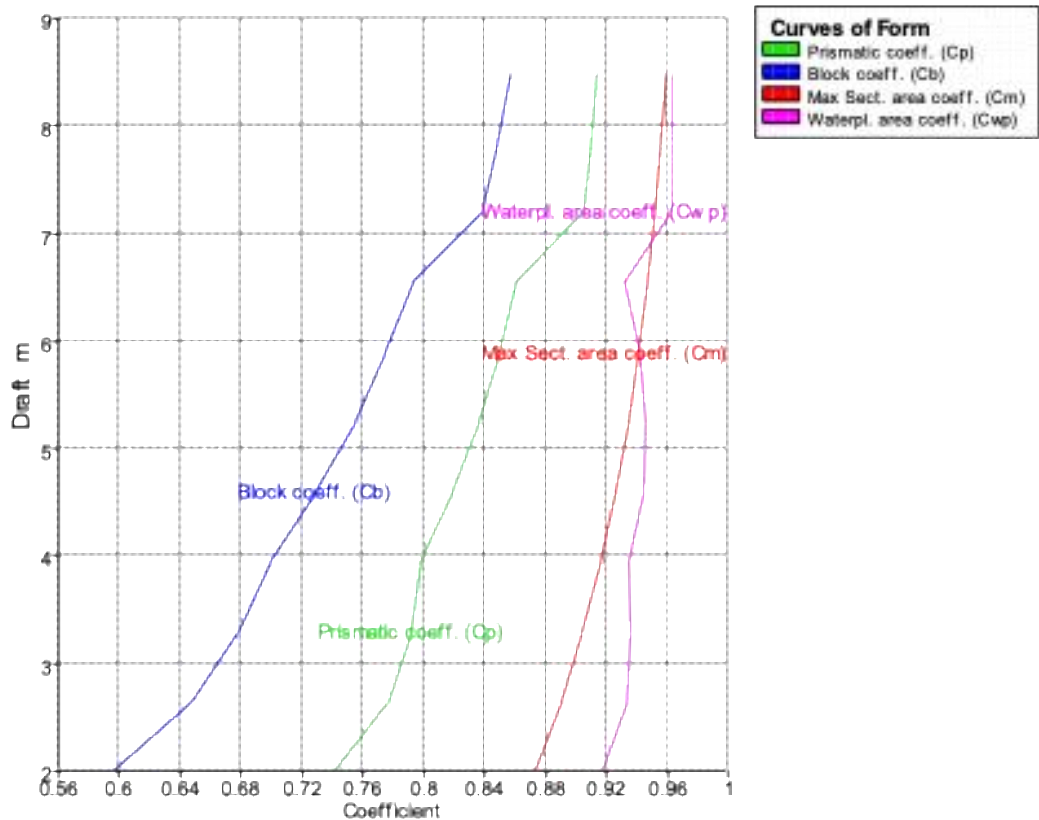


Ilustración 28. Curvas de los coeficientes hidrostáticos con trimado positivo de 1 m.

Estudio de arquitectura naval

- Características hidrostáticas con trimado positivo de 2 m.

Tabla 11. Tabla de las características hidrostáticas con trimado positivo de 2 m.

Draft Amidships m	2,00	2,65	3,30	3,95	4,60	5,25	5,90	6,55	7,20	7,85	8,50
Displacement t	3354	4799	6313	7874	9456	11043	12627	14199	15752	17282	18686
Heel deg	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Draft at FP m	1,00	1,65	2,30	2,95	3,60	4,25	4,90	5,55	6,20	6,85	7,50
Draft at AP m	3,00	3,65	4,30	4,95	5,60	6,25	6,90	7,55	8,20	8,85	9,50
Draft at LCF m	1,969	2,630	3,298	3,963	4,620	5,277	5934,000	6,594	7,261	7,917	8,337
Trim (+ve by stern) m	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00
WL Length m	102,70	105,54	108,34	108,99	108,97	108,89	108,76	108,56	108,14	103,72	80,58
Beam max extents on WL m	22,518	22,782	22,910	22,969	22,992	22,999	23,000	23,000	23,000	23,000	23,000
Wetted Area m ²	2242,0	2445,7	2636,9	2813,2	2973,6	3133,7	3288,2	3441,3	3609,6	3757,1	4416,5
Waterpl. Area m ²	2105,7	2225,7	2312,9	2365,0	2381,1	2382,1	2370,5	2348,0	2309,2	2296,2	1763,9
Prismatic coeff. (C _p)	0,642	0,689	0,718	0,749	0,776	0,798	0,815	0,829	0,842	0,884	1138,000
Block coeff. (C _b)	0,490	0,551	0,593	0,635	0,671	0,701	0,726	0,746	0,764	0,809	1048,000
Max Sect. area coeff. (C _m)	0,869	0,887	0,904	0,916	0,926	0,934	0,940	0,946	0,950	0,954	0,958
Waterpl. area coeff. (C _{wp})	0,910	0,926	0,932	0,945	0,950	0,951	0,948	0,940	0,928	0,963	0,952
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	46,917	48,343	48,959	49,169	49,229	49,223	49,174	49,092	48,961	48,787	48,933
LCF from zero pt. (+ve fwd) m	51,906	51,348	50,442	49,715	49,361	49,011	48,647	48,153	47,269	46,959	58,544
KB m	1,170	1,511	1,860	2,211	2,559	2,903	3,242	3,576	3,906	4,233	4,527
KG m	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630
BM _t m	24,407	18,880	15,253	12,708	10,790	9,307	8,113	7,156	6,404	5,836	4,110
BM _L m	497,05	391,94	327,18	277,35	234,41	200,50	172,75	149,25	127,41	113,79	47,90
GM _t m	18,880	13,722	10,456	8,267	6,698	5,558	4,702	4,078	3,653	3,408	1,979
GM _L m	491,53	386,78	322,38	272,91	230,31	196,75	169,34	146,17	124,66	111,36	45,77
KM _t m	25,572	20,388	17,110	14,917	13,347	12,207	11,354	10,731	10,309	10,067	8,636
KM _L m	498,13	393,37	328,97	279,51	236,92	203,36	175,96	152,80	131,29	118,00	52,42
Immersion (TP _c) ton/cm	21,583	22,813	23,707	24,241	24,406	24,416	24,298	24,067	23,670	23,536	18,080

Estudio de arquitectura naval

MT _c ton·m	163,69	184,34	202,10	213,39	216,27	215,76	212,33	206,11	195,00	191,12	84,93
RM at 1deg = GM _r ·Disp·sin (1) ton·m	1105,0	1149,4	1152,0	1136,1	1105,3	1071,1	1036,2	1010,5	1004,3	1027,8	645,5
Max deck inclination deg	11,378	11,378	11,378	11,378	11,378	11,378	11,378	11,378	11,378	11,378	11,378
Trim angle (+ve by stern) deg	11,378	11,378	11,378	11,378	11,378	11,378	11,378	11,378	11,378	11,378	11,378

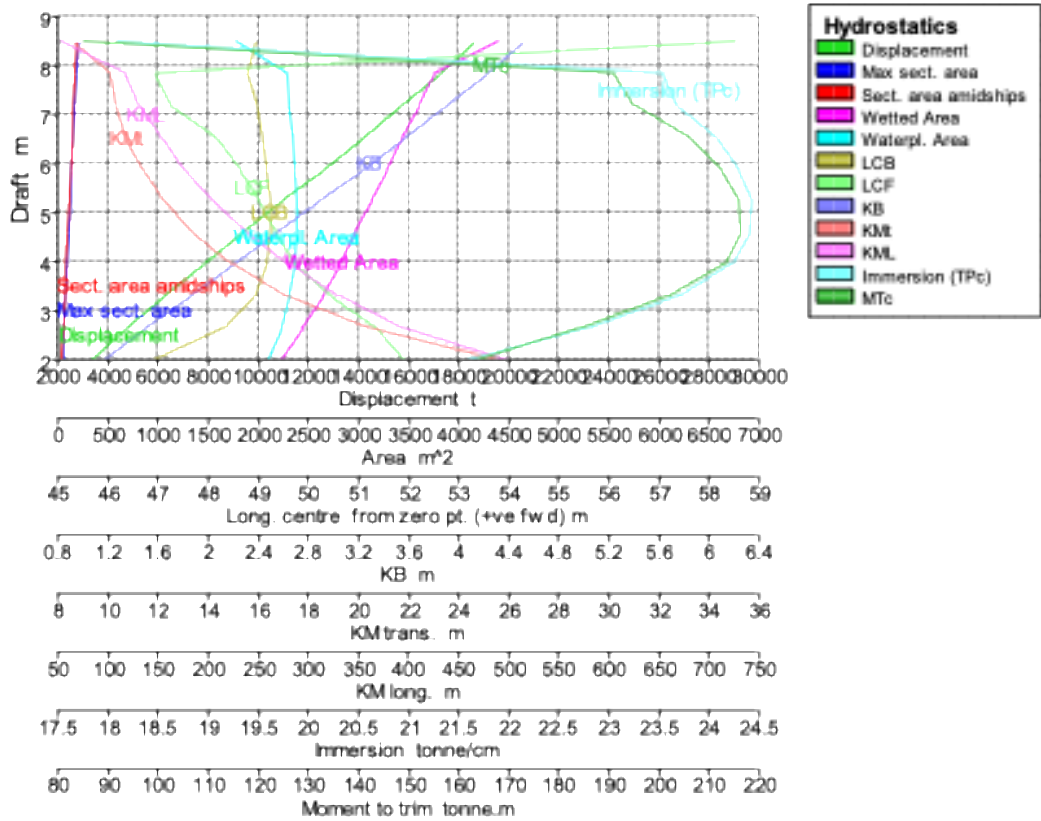


Ilustración 29. Curvas hidrostáticas con trimado positivo de 2 m.

Estudio de arquitectura naval

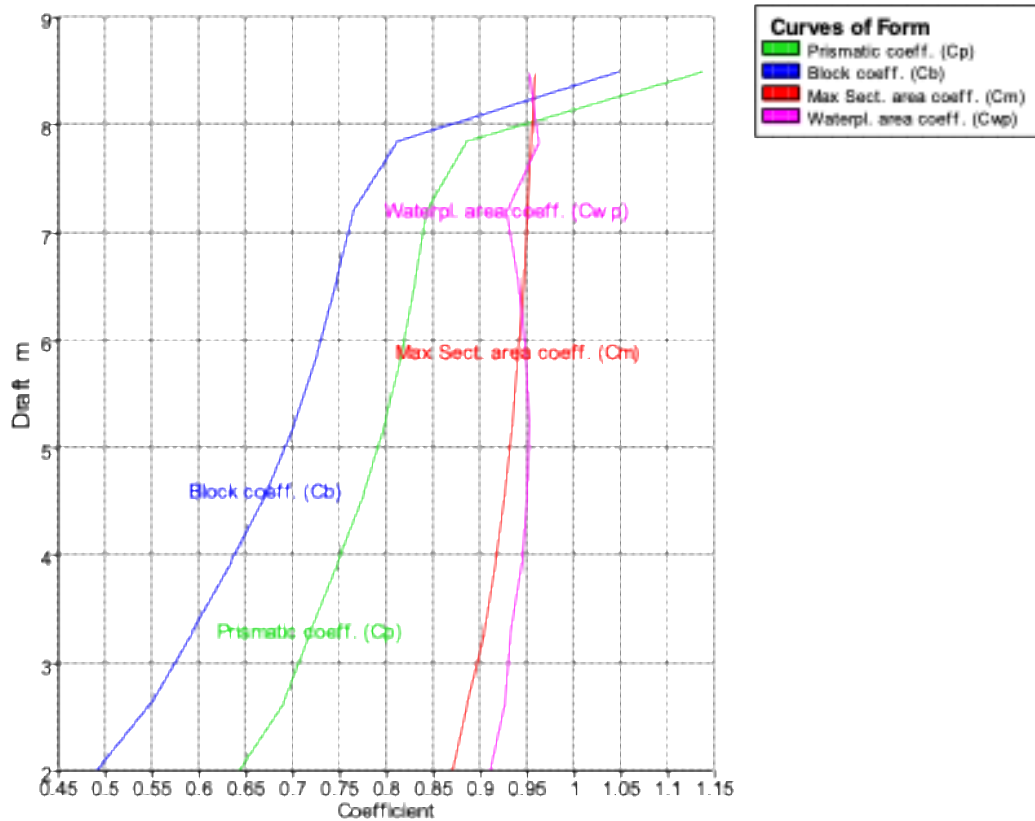


Ilustración 30. Curvas de los coeficientes hidrostáticos con trimado positivo de 2 m.

- Características hidrostáticas con trimado positivo de 3 m.

Tabla 12. Tabla de las características hidrostáticas con trimado positivo de 3 m.

Draft Amidships m	2,00	2,65	3,30	3,95	4,60	5,25	5,90	6,55	7,20	7,85	8,50
Displacement t	3341	4793	6323	7893	9481	11074	12664	14246	15815	17316	18504
Heel deg	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Draft at FP m	0,50	1,15	1,80	2,45	3,10	3,75	4,40	5,05	5,70	6,35	7,00
Draft at AP m	3,50	4,15	4,80	5,45	6,10	6,75	7,40	8,05	8,70	9,35	10,00
Draft at LCF m	2,014	2,663	3,326	3,979	4,632	5,287	5,943	6,604	7,270	7,780	8,106
Trim (+ve by stern) m	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00	3,00
WL Length m	104,41	107,53	108,86	108,97	109,01	108,99	108,90	108,76	108,54	96,46	70,52
Beam max extents on WL m	22,641	22,841	22,937	22,980	22,995	23,000	23,000	23,000	23,000	23,000	23,000
Wetted Area m ²	2240,2	2467,7	2661,1	2826,8	2985,7	3137,5	3281,6	3429,4	3584,7	4012,4	4624,1
Waterpl. Area m ²	2100,5	2247,4	2336,5	2374,3	2390,4	2392,3	2382,6	2366,6	2341,6	2036,8	1532,6
Prismatic coeff. (C _P)	0,559	0,616	0,663	0,704	0,736	0,761	0,781	0,798	0,812	0,921	1270,000
Block coeff. (C _B)	0,414	0,479	0,534	0,583	0,623	0,655	0,683	0,706	0,725	0,830	1133,000



Estudio de arquitectura naval

Max Sect. area coeff. (C_m)	0,870	0,887	0,901	0,913	0,923	0,931	0,938	0,943	0,948	0,952	0,892
Waterpl. area coeff. (C_{wp})	0,889	0,915	0,936	0,948	0,954	0,954	0,951	0,946	0,938	0,918	0,945
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	41,928	44,372	45,653	46,405	46,897	47,226	47,450	47,593	47,664	47,778	48,426
LCF from zero pt. (+ve fwd) m	49,866	49,915	49,482	49,382	49,272	49,108	48,896	48,549	47,999	52,715	63,589
KB m	1,290	1,608	1,944	2,284	2,623	2,959	3,293	3,623	3,952	4,264	4,500
KG m	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630
BM_t m	24,178	18,949	15,393	12,810	10,862	9,348	8,134	7,177	6,412	5,142	3,586
BM_L m	499,60	406,20	337,31	279,83	236,28	202,33	174,83	152,37	132,88	79,47	31,83
GM_t m	18,590	13,751	10,570	8,348	6,754	5,586	4,712	4,090	3,655	2,701	1,399
GM_L m	494,01	401,00	332,49	275,37	232,18	198,56	171,41	149,29	130,12	77,03	29,64
KM_t m	25,457	20,548	17,331	15,088	13,480	12,303	11,423	10,797	10,361	9,404	8,084
KM_L m	500,66	407,63	339,11	281,99	238,80	205,20	178,04	155,93	136,77	83,70	36,32
Immersion (TP_c) ton/cm	21,530	23,036	23,949	24,337	24,501	24,521	24,422	24,257	24,001	20,877	15,709
MT_c ton-m	163,89	190,85	208,77	215,84	218,59	218,36	215,57	211,20	204,36	132,45	54,47
RM at 1deg = $GM_t \cdot \text{Disp} \cdot \sin(1)$ ton-m	1083,9	1150,1	1166,3	1150,1	1117,5	1079,6	1041,4	1016,9	1008,8	816,1	451,9
Max deck inclination deg	17,064	17,064	17,064	17,064	17,064	17,064	17,064	17,064	17,064	17,064	17,064
Trim angle (+ve by stern) deg	17,064	17,064	17,064	17,064	17,064	17,064	17,064	17,064	17,064	17,064	17,064

Estudio de arquitectura naval

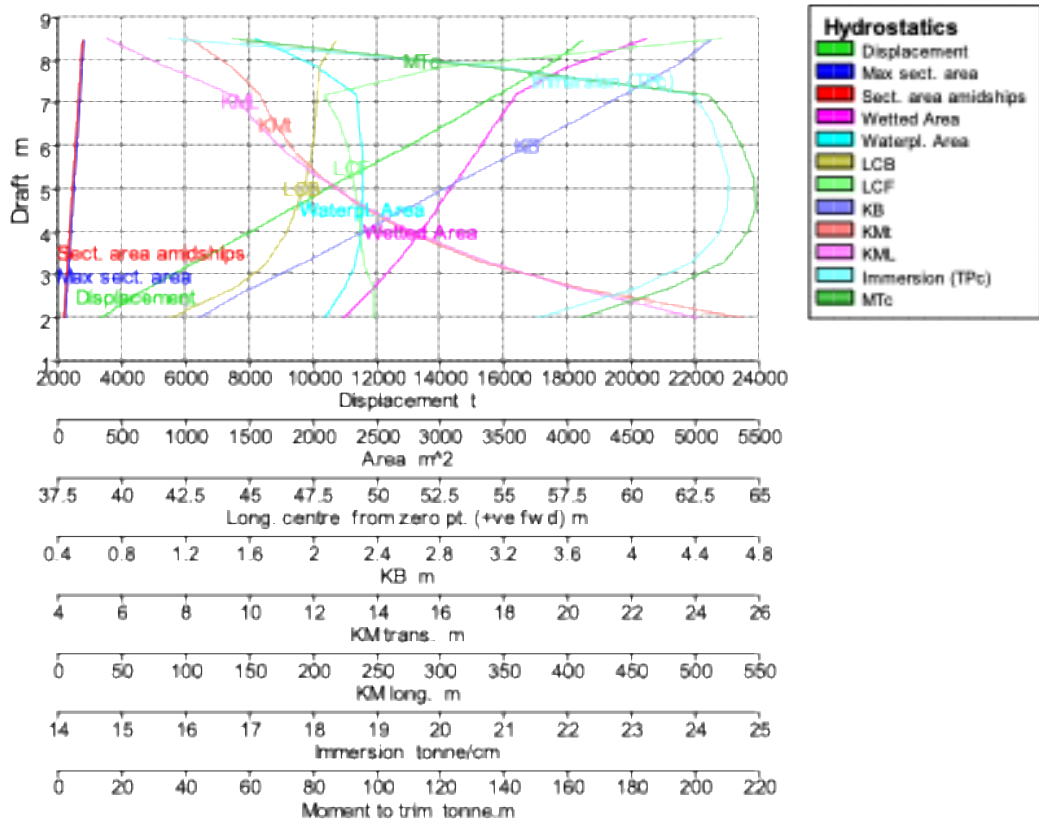


Ilustración 31. Curvas hidrostáticas con trimado positivo de 3 m.

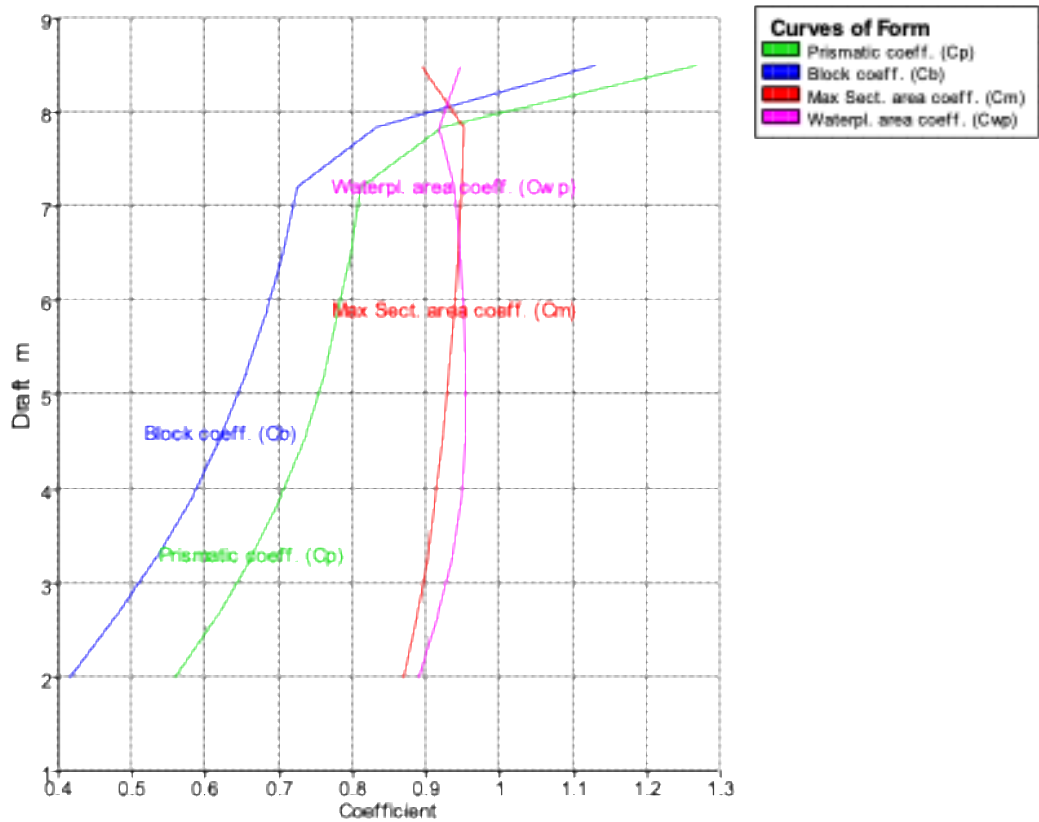


Ilustración 32. Curvas de los coeficientes hidrostáticos con trimado positivo de 3 m.

Estudio de arquitectura naval

- Características hidrostáticas con trimado negativo de 0,5 m.

Tabla 13. Tabla de las características hidrostáticas con trimado negativo de 0,5 m.

Draft Amidships m	2,00	2,65	3,30	3,95	4,60	5,25	5,90	6,55	7,20	7,85	8,50
Displacement t	3531	4934	6389	7883	9408	10954	12498	14025	15555	17084	18614
Heel deg	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Draft at FP m	2,25	2,90	3,55	4,20	4,85	5,50	6,15	6,80	7,45	8,10	8,75
Draft at AP m	1,75	2,40	3,05	3,70	4,35	5,00	5,65	6,30	6,95	7,60	8,25
Draft at LCF m	2,025	2,668	3,312	3,955	4,598	5,242	5,886	6,533	7,183	7,833	8,483
Trim (+ve by stern) m	-0,50	-0,50	-0,50	-0,50	-0,50	-0,50	-0,50	-0,50	-0,50	-0,50	-0,50
WL Length m	101,67	102,17	103,48	105,79	108,09	108,51	108,03	103,70	103,701	103,70	103,70
Beam max extents on WL m	22,337	22,700	22,874	22,953	22,986	22,998	23,000	23,000	23,000	23,000	23,000
Wetted Area m ²	2201,6	2389,7	2566,3	2747,6	2933,8	3119,0	3305,4	3471,6	3614,5	3749,3	3884,0
Waterpl. Area m ²	2054,1	2149,7	2215,2	2267,1	2308,1	2325,0	2302,2	2294,0	2295,8	2295,8	2295,8
Prismatic coeff. (C _p)	0,797	0,824	0,837	0,837	0,834	0,844	0,857	0,900	0,906	0,911	0,915
Block coeff. (C _b)	0,672	0,714	0,740	0,753	0,761	0,778	0,797	0,843	0,853	0,862	0,869
Max Sect. area coeff. (C _m)	0,877	0,893	0,907	0,919	0,929	0,937	0,944	0,949	0,954	0,957	0,961
Waterpl. area coeff. (C _{wp})	0,905	0,927	0,936	0,934	0,929	0,932	0,927	0,962	0,963	0,963	0,963
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	58,574	57,460	56,536	55,696	54,891	54,104	53,370	52,690	52,127	51,664	51,278
LCF from zero pt. (+ve fwd) m	55,307	54,026	52,794	51,446	50,006	48,709	47,543	46,996	46,959	46,959	46,958
KB m	1,125	1,473	1,819	2,163	2,506	2,847	3,182	3,512	3,841	4,169	4,497
KG m	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630
BM _t m	22,905	17,828	14,457	12,080	10,338	9,022	7,976	7,172	6,483	5,902	5,417
BM _L m	432,51	341,77	283,70	244,53	215,46	188,57	159,42	139,85	126,36	115,05	105,59
GM _t m	17,359	12,636	9,615	7,586	6,191	5,220	4,514	4,042	3,685	3,435	3,279
GM _L m	426,97	336,58	278,86	240,03	211,31	184,77	155,95	136,72	123,56	112,58	103,45
KM _t m	24,029	19,301	16,276	14,243	12,843	11,869	11,159	10,684	10,323	10,071	9,914
KM _L m	433,63	343,24	285,52	246,69	217,96	191,41	162,60	143,36	130,20	119,21	110,09
Immersion (TP _c) ton/cm	21,055	22,034	22,705	23,238	23,658	23,832	23,597	23,513	23,532	23,532	23,532

Estudio de arquitectura naval

MT _c ton-m	149,72	164,90	176,92	187,90	197,42	200,99	193,55	190,42	190,86	190,99	191,23
RM at 1deg = GM _r ·Disp·sin (1) ton-m	1069,8	1088,0	1072,1	1043,7	1016,5	998,0	984530,0	989,4	1000,2	1024,1	1065,3
Max deck inclination deg	0,285	0,285	0,285	0,285	0,285	0,285	0,285	0,285	0,285	0,285	0,285
Trim angle (+ve by stern) deg	-0,285	-0,285	-0,285	-0,285	-0,285	-0,285	-0,285	-0,285	-0,285	-0,285	-0,285

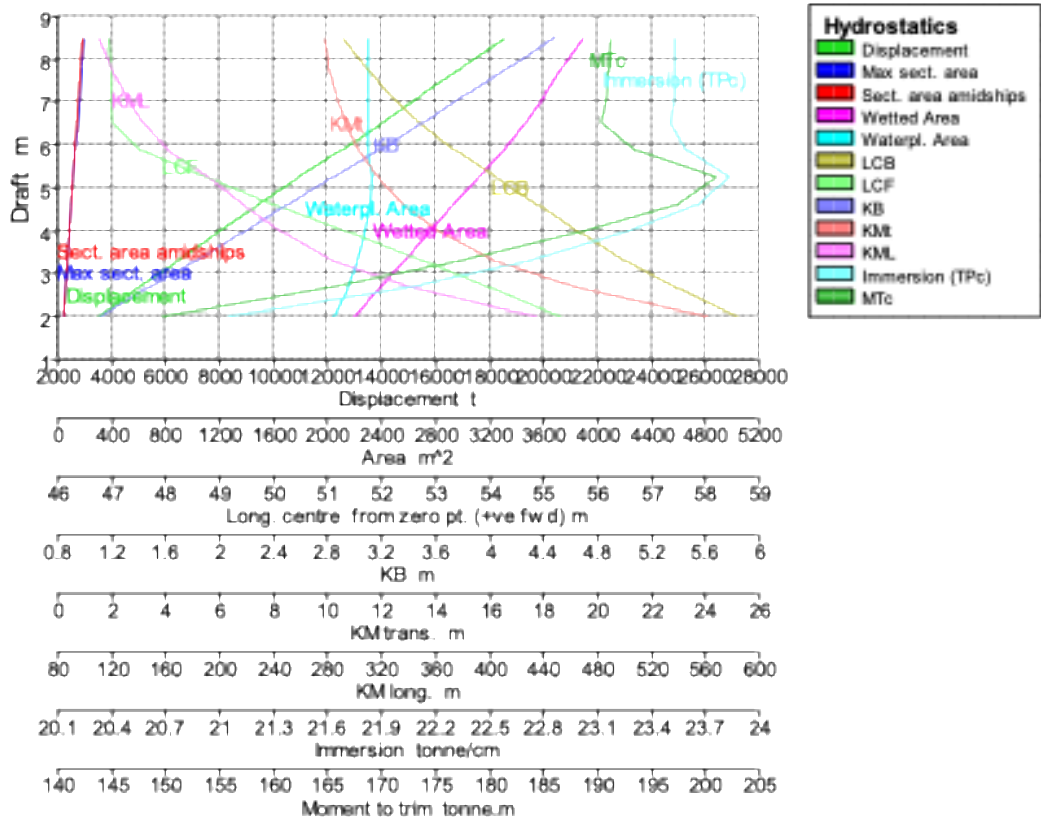


Ilustración 33. Curvas hidrostáticas con trimado negativo de 0,5 m.

Estudio de arquitectura naval

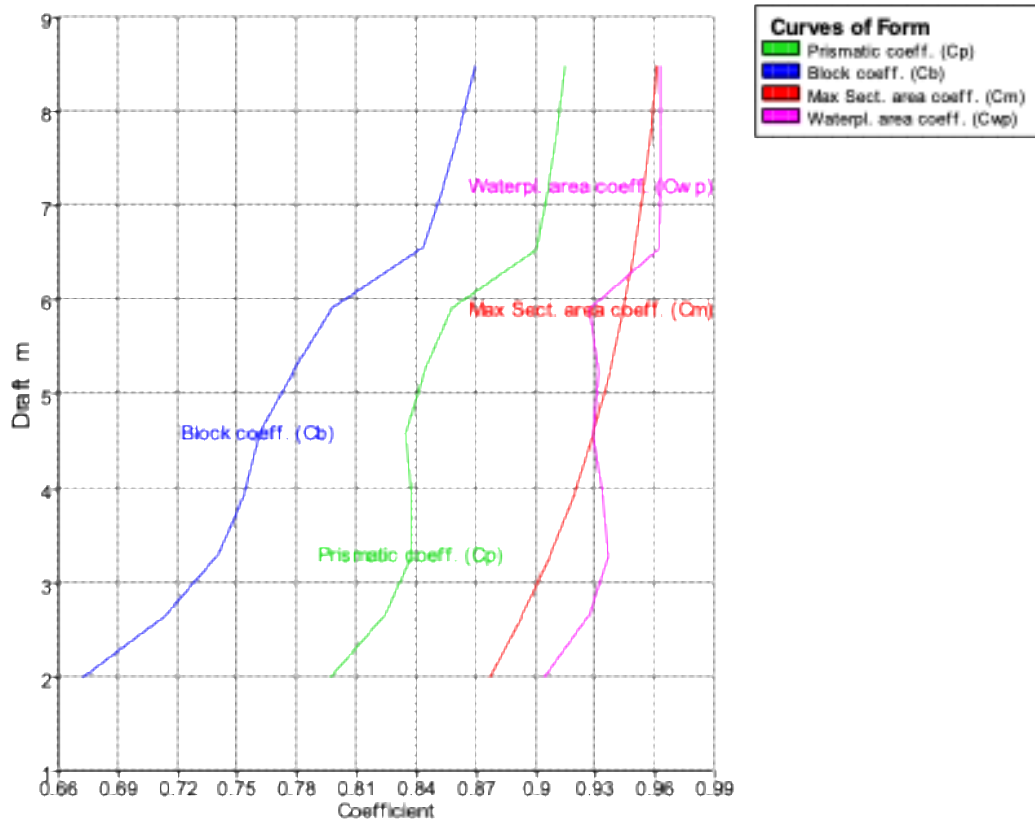


Ilustración 34. Curvas de los coeficientes hidrostáticos con trimado negativo de 0,5 m.

- Características hidrostáticas con trimado negativo de 1 m.

Tabla 14. Tabla de las características hidrostáticas con trimado negativo de 1 m.

Draft Amidships m	2,00	2,65	3,30	3,95	4,60	5,25	5,90	6,55	7,20	7,85	8,50
Displacement t	3586	4976	6418	7897	9406	10935	12463	13986	15515	17044	18574
Heel deg	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Draft at FP m	2,50	3,15	3,80	4,45	5,10	5,75	6,40	7,05	7,70	8,35	9,00
Draft at AP m	1,50	2,15	2,80	3,45	4,10	4,75	5,40	6,05	6,70	7,35	8,00
Draft at LCF m	2,055	2,691	3,328	3,964	4,599	5,233	5,869	6,517	7,166	7,816	8,466
Trim (+ve by stern) m	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00	-1,00
WL Length m	101,54	102,01	102,59	104,84	107,05	108,38	103,71	103,71	103,71	103,71	103,71
Beam max extents on WL m	22,451	22,756	22,900	22,964	22,991	22,999	23,000	23,000	23,000	23,000	23,000
Wetted Area m ²	2190,3	2375,7	2556,3	2737,0	2922,4	3117,7	3311,5	3463,4	3613,0	3747,7	3882,5
Waterpl. Area m ²	2037,9	2129,0	2195,1	2244,2	2280,9	2303,5	2281,5	2291,4	2295,9	2295,9	2295,9
Prismatic coeff. (Cp)	0,741	0,778	0,803	0,809	0,810	0,816	0,865	0,874	0,882	0,889	0,895
Block coeff. (Cb)	0,610	0,660	0,698	0,716	0,729	0,742	0,794	0,810	0,822	0,833	0,843



Estudio de arquitectura naval

Max Sect. area coeff. (Cm)	0,880	0,896	0,910	0,921	0,931	0,939	0,945	0,950	0,955	0,958	0,961
Waterpl. area coeff. (Cwp)	0,894	0,917	0,934	0,932	0,927	0,924	0,956	0,961	0,963	0,963	0,963
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	60,620	59,092	57,904	56,883	55,945	55,039	54,166	53,401	52,769	52,248	51,812
LCF from zero pt. (+ve fwd) m	55,863	54,509	53,142	51,754	50,287	48,666	47,250	47,049	46,959	46,959	46,958
KB m	1,154	1,495	1,836	2,175	2,513	2,849	3,180	3,509	3,837	4,165	4,492
KG m	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630
BMt m	22,362	17,502	14239,000	11,923	10,218	8,937	7,946	7,168	6,499	5,916	5,429
BML m	415,65	329,22	274,95	236,90	208,06	183,72	155,18	139,84	126,70	115,33	105,83
GMt m	16,785	12,281	9,370	7,404	6,046	5,110	4,459	4,016	3,682	3,432	3,277
GML m	410,07	324,00	270,08	232,38	203,89	179,89	151,69	136,69	123,88	112,84	103,68
KMt m	23,516	18,997	16,075	14,098	12,731	11,786	11,126	10,676	10,336	10,081	9,921
KML m	416,79	330,70	276,77	239,06	210,56	186,56	158,35	143,34	130,53	119,49	110,31
Immersion (TPc) tonne/cm	20,889	21,822	22,499	23,003	23,379	23,611	23,385	23,487	23,533	23,533	23,533
MTc tonne.m	146,02	160,11	172,13	182,24	190,44	195,34	187,74	189,85	190,86	191,00	191,23
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) tonne.m	1050,4	1066,5	1049,6	1020,4	992,5	975,1	969,9	980,3	997,1	1021,0	1062,2
Max deck inclination deg	0,569	0,569	0,569	0,569	0,569	0,569	0,569	0,569	0,569	0,569	0,569
Trim angle (+ve by stern) deg	-0,569	-0,569	-0,569	-0,569	-0,569	-0,569	-0,569	-0,569	-0,569	-0,569	-0,569

Estudio de arquitectura naval

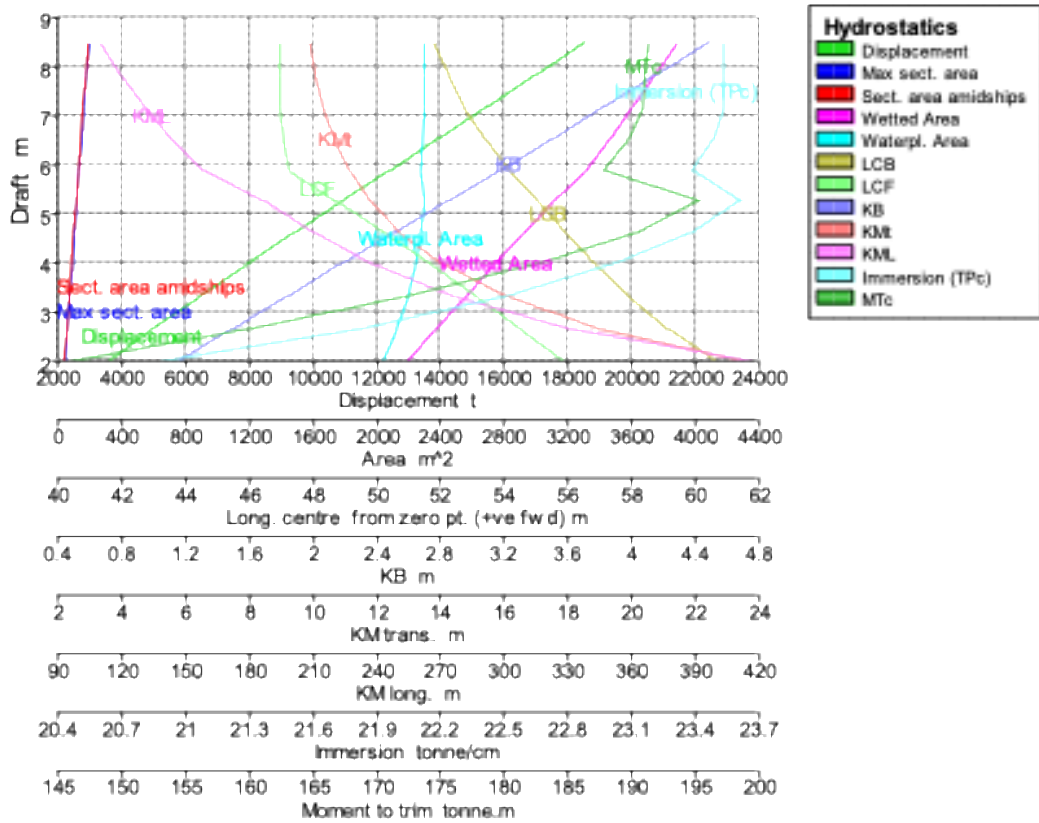


Ilustración 35. Curvas hidrostáticas con trimado negativo de 1 m.

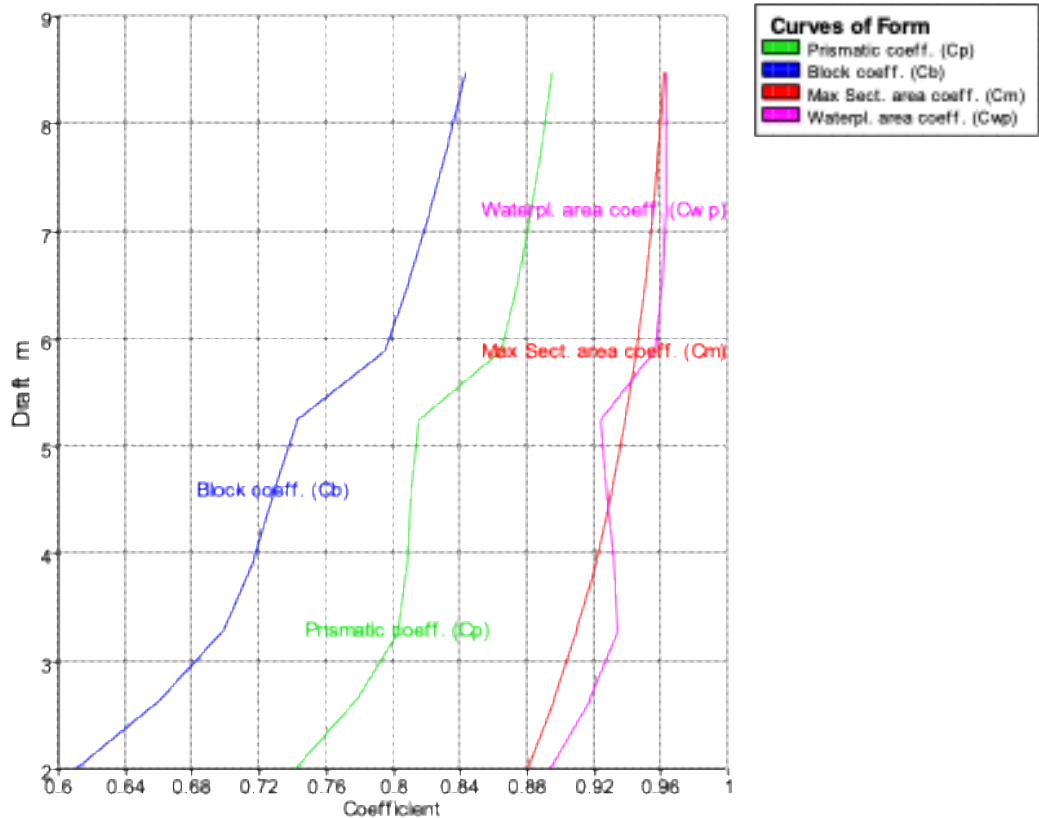


Ilustración 36. Curvas de los coeficientes hidrostáticos con trimado negativo de 1 m.

Estudio de arquitectura naval

- Características hidrostáticas con trimado negativo de 2 m.

Tabla 15. Tabla de las características hidrostáticas con trimado negativo de 2 m.

Draft Amidships m	2,00	2,65	3,30	3,95	4,60	5,25	5,90	6,55	7,20	7,85	8,50
Displacement t	3710	5074	6487	7936	9409	10896	12394	13911	15436	16965	18431
Heel deg	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Draft at FP m	3,00	3,65	4,30	4,95	5,60	6,25	6,90	7,55	8,20	8,85	9,50
Draft at AP m	1,00	1,65	2,30	2,95	3,60	4,25	4,90	5,55	6,20	6,85	7,50
Draft at LCF m	2,132	2,749	3,368	3,989	4,606	5,215	5,844	6,487	7,134	7,783	8,270
Trim (+ve by stern) m	-2,00	-2,00	-2,00	-2,00	-2,00	-2,00	-2,00	-2,00	-2,00	-2,00	-2,00
WL Length m	101,25	101,66	102,01	103,01	105,04	104,90	103,72	103,72	103,72	103,72	83,58
Beam max extents on WL m	22,634	22,842	22,939	22,981	22,996	23,000	23,000	23,000	23,000	23,000	23,000
Wetted Area m ²	2161,9	2353,8	2537,8	2718,7	2908,0	3117,6	3291,7	3446,6	3598,1	3744,6	4246,5
Waterpl. Area m ²	1997,2	2088,3	2152,1	2195,3	2224,9	2231,4	2267,8	2284,8	2293,5	2296,2	1922,3
Prismatic coeff. (Cp)	0,652	0,701	0,736	0,758	0,767	0,787	0,811	0,825	0,837	0,847	1067,000
Block coeff. (Cb)	0,519	0,577	0,623	0,655	0,674	0,700	0,730	0,750	0,766	0,780	0,981
Max Sect. area coeff. (Cm)	0,886	0,903	0,916	0,927	0,936	0,943	0,949	0,953	0,957	0,960	0,919
Waterpl. area coeff. (Cwp)	0,871	0,899	0,920	0,927	0,921	0,925	0,951	0,958	0,961	0,963	1000,000
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	64,351	62,134	60,480	59,128	57,936	56,813	55,742	54,826	54,062	53,423	52,752
LCF from zero pt. (+ve fwd) m	56,979	55,325	53,786	52,312	50,675	48,589	47,542	47,190	47,014	46,958	38,780
KB m	1,243	1,565	1,891	2,218	2,543	2,867	3,188	3,513	3,839	4,165	4,475
KG m	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630
BMt m	21,131	16,775	13,764	11,589	9,975	8,768	7,882	7,146	6,510	5,945	4,713
BML m	378,10	305,17	256,80	220,94	193,02	166,74	153,49	139,54	127,00	115,91	62,23
GMt m	15,468	11,477	8,824	7,003	5,738	4,877	4,334	3,940	3,646	3,419	2,510
GML m	372,44	299,87	251,86	216,36	188,78	162,85	149,94	136,34	124,14	113,39	60,03
KMt m	22,371	18,337	15,652	13,804	12,516	11,632	11,069	10,657	10,348	10,108	9,186
KML m	379,27	306,68	258,64	223,12	195,52	169,57	156,64	143,03	130,82	120,06	66,69
Immersion (TPC) tonne/cm	20,471	21,405	22,059	22,502	22,805	22,872	23,245	23,419	23,509	23,536	19,703

Estudio de arquitectura naval

MTc tonne.m	137,23	151,08	162,25	170,51	176,39	176,20	184,54	188,34	190,29	191,03	109,86
RM at 1deg = GMT.Disp.sin(1) tonne.m	1001,6	1016,2	999,1	969,9	942,3	927,3	937,5	956,6	982,2	1012,3	807,4
Max deck inclination deg	11,378	11,378	11,378	11,378	11,378	11,378	11,378	11,378	11,378	11,378	11,378
Trim angle (+ve by stern) deg	-11,378	-11,378	-11,378	-11,378	-11,378	-11,378	-11,378	-11,378	-11,378	-11,378	-11,378

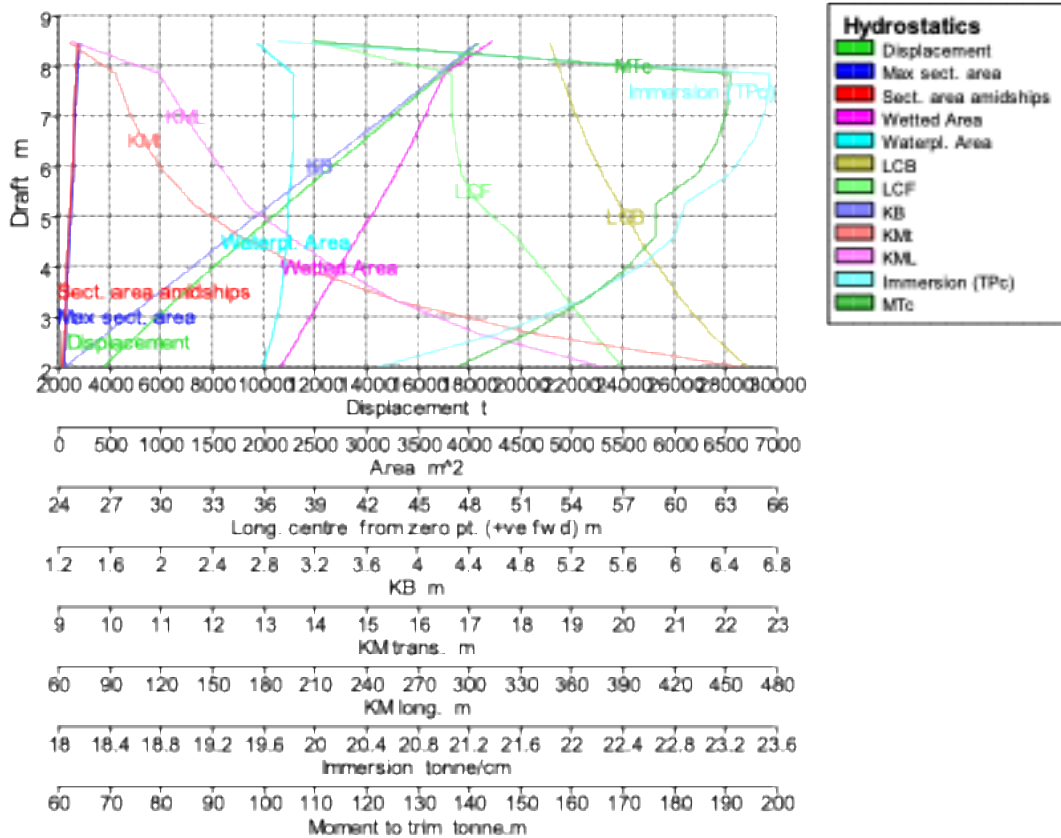


Ilustración 37. Curvas hidrostáticas con trimado negativo de 2 m.

Estudio de arquitectura naval

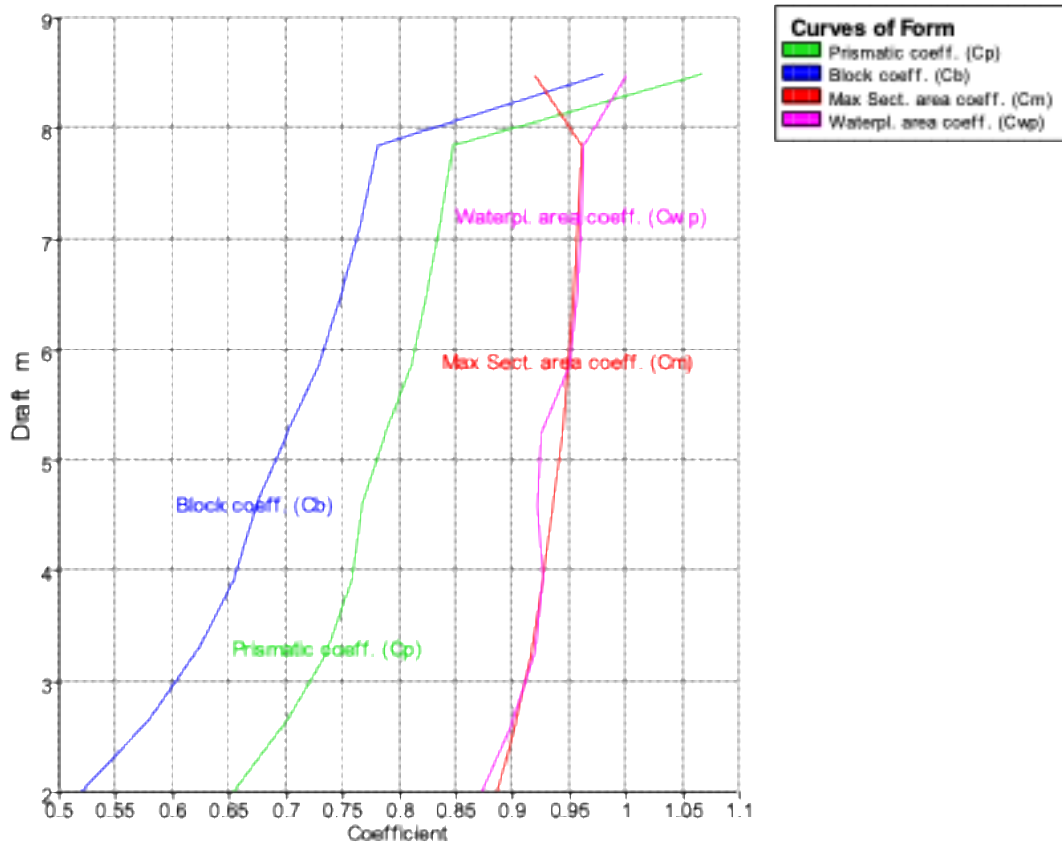


Ilustración 38. Curvas de los coeficientes hidrostáticos con trimado negativo de 2 m.

- Características hidrostáticas con trimado negativo de 3 m.

Tabla 16. Tabla de las características hidrostáticas con trimado negativo de 3 m.

Draft Amidships m	2,00	2,65	3,30	3,95	4,60	5,25	5,90	6,55	7,20	7,85	8,50
Displacement t	3854	5186	6569	7984	9418	10862	12336	13840	15360	16876	18169
Heel deg	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Draft at FP m	3,50	4,15	4,80	5,45	6,10	6,75	7,40	8,05	8,70	9,35	10,00
Draft at AP m	0,50	1,15	1,80	2,45	3,10	3,75	4,40	5,05	5,70	6,35	7,00
Draft at LCF m	2,231	2,821	3,420	4,020	4,612	5,218	5,836	6,463	7,104	7,678	8,005
Trim (+ve by stern) m	-3,00	-3,00	-3,00	-3,00	-3,00	-3,00	-3,00	-3,00	-3,00	-3,00	-3,00
WL Length m	100,93	101,29	101,60	101,82	102,80	100,85	103,08	103,75	103,75	95,35	73,52
Beam max extents on WL m	22,760	22,901	22,964	22,990	22,999	23,000	23,000	23,000	23,000	23,000	23,000
Wetted Area m ²	2130,0	2332,4	2521,0	2707,0	2906,3	3091,1	3262,1	3427,9	3581,5	3834,6	4450,9
Waterpl. Area m ²	1947,3	2042,9	2105,0	2142,9	2159,2	2188,8	2237,2	2273,6	2287,9	2186,4	1691,0
Prismatic coeff. (C _p)	0,588	0,640	0,680	0,711	0,731	0,766	0,768	0,780	0,795	0,878	1195,000



Estudio de arquitectura naval

Block coeff. (C_B)	0,458	0,517	0,564	0,603	0,630	0,670	0,680	0,697	0,716	0,797	1041,000
Max Sect. area coeff. (C_m)	0,895	0,911	0,923	0,933	0,941	0,948	0,952	0,956	0,960	0,962	0,871
Waterpl. area coeff. (C_{wp})	0,848	0,881	0,902	0,915	0,913	0,944	0,944	0,953	0,959	0,997	1,000
LCB from zero pt. (+ve fwd) m	67,584	64,870	62,838	61,193	59,761	58,444	57,283	56,248	55,359	54,583	53,504
LCF from zero pt. (+ve fwd) m	58,092	56,082	54,363	52,714	50,767	49,259	48,213	47,433	47,139	44,571	33,745
KB m	1,365	1,663	1,970	2,280	2,591	2,899	3,213	3,532	3,854	4,174	4,434
KG m	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630	6,630
BM_t m	19,751	15,966	13,243	11,236	9,738	8,638	7,787	7,096	6,494	5,821	4,206
BM_L m	338,00	280,29	237,87	204,42	175,68	157,76	148,18	138,41	126,83	100,07	42,97
GM_t m	13,975	10,569	8,213	6,566	5,420	4,668	4,165	3,824	3,570	3,240	1,917
GM_L m	332,22	274,89	232,84	199,75	171,36	153,79	144,56	135,13	123,91	97,49	40,69
KM_t m	21,107	17,622	15,207	13,512	12,325	11,533	10,996	10,625	10,345	9,992	8,638
KM_L m	339,21	281,83	239,73	206,61	178,19	160,59	151,33	141,88	130,63	104,20	47,39
Immersion (TP_c) ton/cm	19,960	20,940	21,577	21,965	22,132	22,435	22,932	23,305	23,451	22,410	17,333
MT_c ton-m	127,15	141,56	151,88	158,38	160,27	165,89	177,09	185,73	189,00	163,37	73,41
RM at 1deg = $GM_t \cdot \text{Disp} \cdot \sin(1)$ ton-m	940,0	956,6	941,5	914,9	891,0	884,8	896,7	923,6	956,9	954,2	607,8
Max deck inclination deg	17,064	17,064	17,064	17,064	17,064	17,064	17,064	17,064	17,064	17,064	17,064
Trim angle (+ve by stern) deg	-17,064	-17,064	-17,064	-17,064	-17,064	-17,064	-17,064	-17,064	-17,064	-17,064	-17,064

Estudio de arquitectura naval

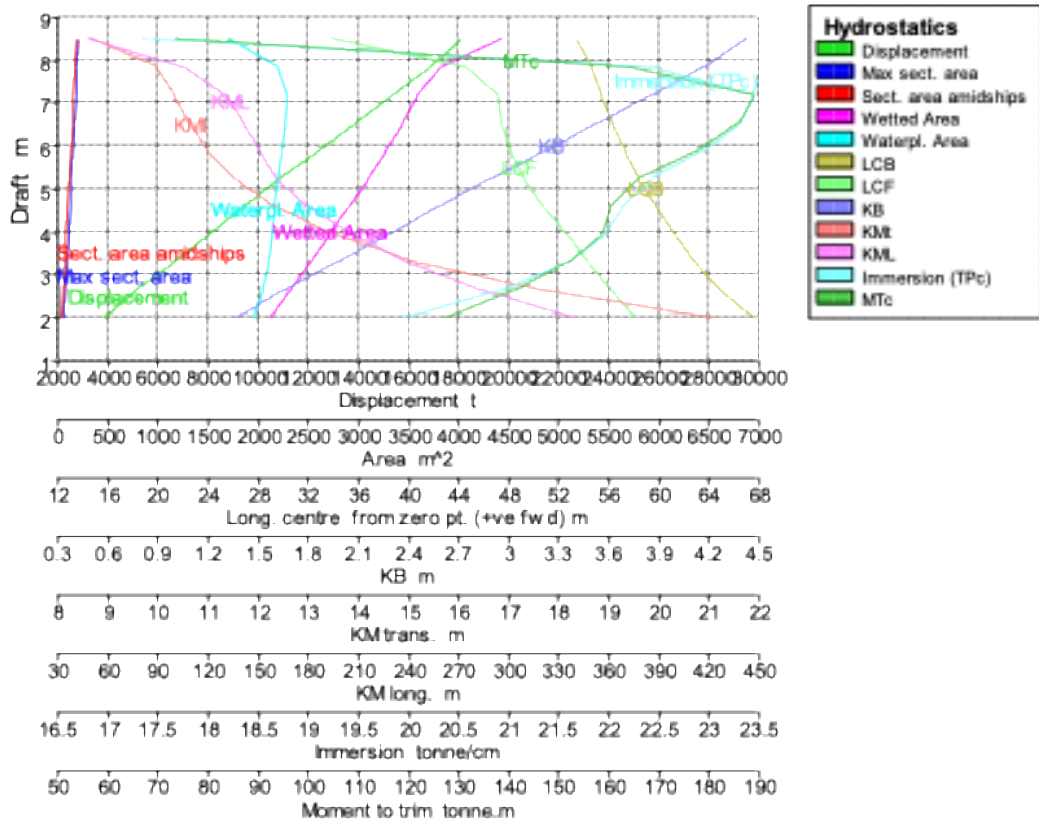


Ilustración 39. Curvas hidrostáticas con trimado negativo de 3 m.

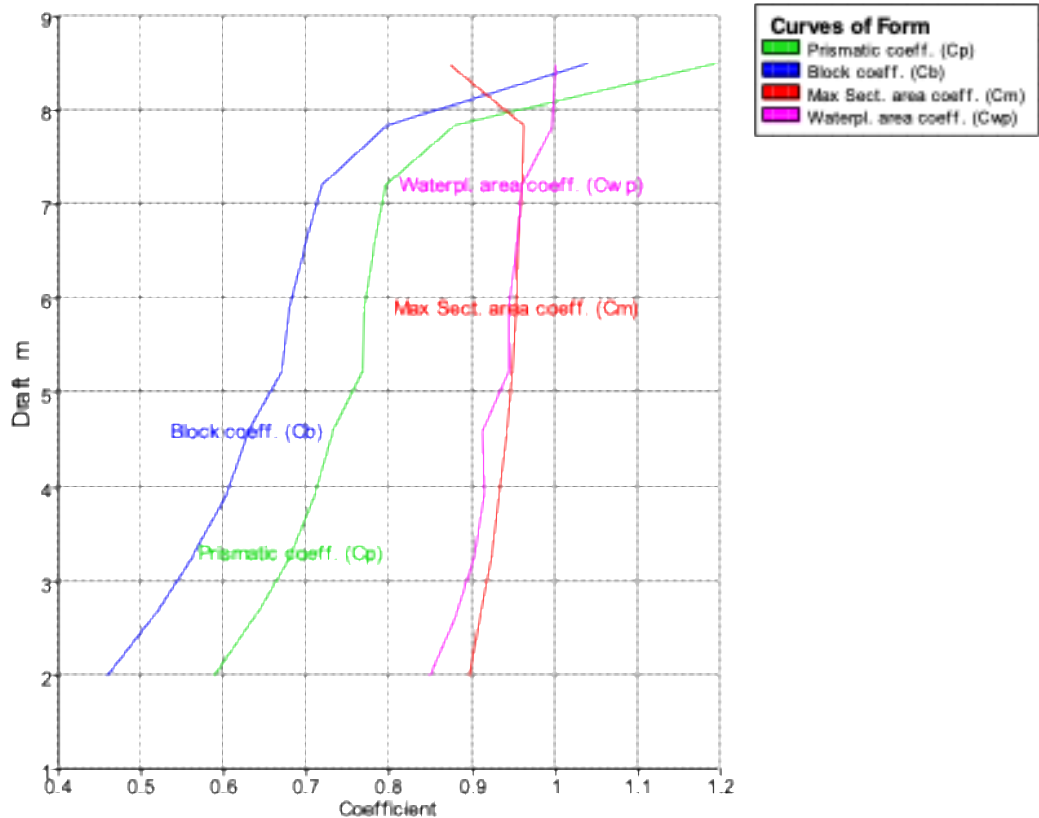


Ilustración 40. Curvas de los coeficientes hidrostáticos con trimado negativo de 3 m.

2. Curvas de carenas inclinadas

Las carenas inclinadas en buques hacen referencia a la configuración geométrica de la parte sumergida del casco que presenta una inclinación con respecto a la línea base o línea de flotación. Esta característica influye de manera significativa en el comportamiento hidrodinámico del buque, así como en su estabilidad transversal estática y dinámica. Su adecuada evaluación permite optimizar el diseño del casco con el fin de reducir la resistencia al avance, mejorar la respuesta dinámica en la mar y disminuir el consumo de combustible, mediante una interacción más eficiente entre el casco y el fluido circundante.

El estudio de carenas inclinadas es especialmente importante en embarcaciones de alta velocidad, donde la reducción de resistencia y la mejora del comportamiento en planeo son prioritarias. No obstante, también puede aplicarse a otros tipos de buques cuando se busca un buen equilibrio entre eficiencia en la propulsión, facilidad de maniobra y seguridad en la operación. La inclinación de la carena modifica la distribución de presiones hidrodinámicas a lo largo del casco, afectando así la respuesta del buque frente a distintos estados de la mar.

En el ámbito del estudio de la estabilidad transversal, uno de los indicadores principales es el brazo adrizante (GZ), cuya magnitud varía en función del ángulo de escora. Este se determina mediante la expresión:

$$GZ = KN - KG \cdot \sin \theta \quad (5.2)$$

Donde:

KN es el brazo geométrico desde la quilla hasta la línea de acción de la fuerza de flotación.

KG es la altura del centro de gravedad sobre la quilla.

θ es el ángulo de escora.

Es importante señalar que las curvas KN son válidas hasta el ángulo de escora en el que el buque comienza a inundarse, lo cual se detalla en capítulos posteriores. Los valores de las curvas de carenas inclinadas se calculan para ángulos de escora de 5° , 10° , 15° , 20° , 25° , 30° , 35° , 40° , 50° , 60° y 70° , y corresponden a desplazamientos que van desde 3500 hasta 18500 toneladas. Estos cálculos consideran los diferentes trimados resultantes del estudio de equilibrio en las diversas condiciones de carga.



- Curvas KN con trimado nulo.

Tabla 17. Tabla de las curvas KN con trimado nulo.

Displacement (intact)	Draft Amidships	Trim (+ve by stern)	LCG	TCG	Assumed VCG	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN
ton	m	m	m	m	m	0,0 deg.	5,0 deg. Starb.	10,0 deg. Starb.	15,0 deg. Starb.	20,0 deg. Starb.	25,0 deg. Starb.	30,0 deg. Starb.	35,0 deg. Starb.	40,0 deg. Starb.	50,0 deg. Starb.	60,0 deg. Starb.	70,0 deg. Starb.
3500	2,008	0,00	56,410	0,00	0,00	0,00	2,091	3,931	5,303	6,239	6,897	7,376	7,713	7,947	8,108	7,806	7,126
5000	2,697	0,00	55,712	0,00	0,00	0,00	1,670	3,242	4,590	5,631	6,408	6,997	7,453	7,751	7,884	7,564	6,911
6500	3,359	0,00	55,057	0,00	0,00	0,00	1,412	2,785	4,055	5,139	6,004	6,683	7,154	7,426	7,543	7,258	6,674
8000	4,004	0,00	54,412	0,00	0,00	0,00	1,242	2,471	3,654	4,733	5,657	6,340	6,765	7,013	7,149	6,930	6,432
9500	4,636	0,00	53,763	0,00	0,00	0,00	1,125	2,247	3,351	4,404	5,310	5,920	6,314	6,558	6,728	6,584	6,189
11000	5,261	0,00	53,139	0,00	0,00	0,00	1,041	2,082	3,120	4,129	4,906	5,449	5,823	6,073	6,297	6,234	5,937
12500	5,888	0,00	52,565	0,00	0,00	0,00	0,979	1,960	2,945	3,821	4,467	4,950	5,309	5,568	5,851	5,878	5,688
14000	6,523	0,00	52,004	0,00	0,00	0,00	0,934	1,871	2,779	3,472	4,010	4,441	4,784	5,053	5,396	5,515	5,436
15500	7,160	0,00	51,516	0,00	0,00	0,00	0,903	1,807	2,535	3,089	3,545	3,932	4,261	4,537	4,938	5,149	5,181
17000	7,797	0,00	51,114	0,00	0,00	0,00	0,881	1,661	2,215	2,673	3,074	3,432	3,751	4,033	4,486	4,786	4,930
18500	8,435	0,00	50,777	0,00	0,00	0,00	0,824	1,364	1,810	2,214	2,590	2,938	3,261	3,556	4,061	4,442	4,690



Estudio de arquitectura naval

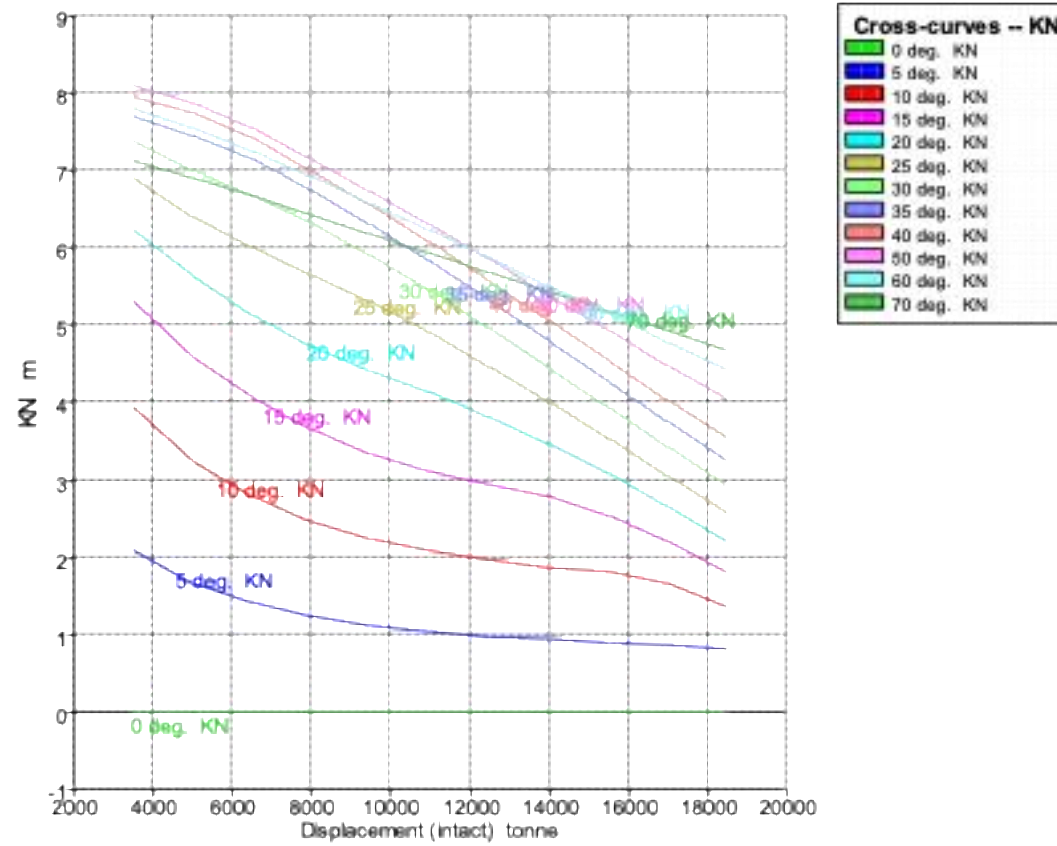


Ilustración 41. Curvas KN con trimado nulo.



Estudio de arquitectura naval

- Curvas KN con trimado positivo de 0,5 m.

Tabla 18. Tabla de las curvas KN con trimado positivo de 0,5 m.

Displacement (intact)	Draft Amidships	Trim (+ve by stern)	LCG	TCG	Assumed VCG	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN
ton	m	m	m	m	m	0,0 deg.	5,0 deg. Starb.	10,0 deg. Starb.	15,0 deg. Starb.	20,0 deg. Starb.	25,0 deg. Starb.	30,0 deg. Starb.	35,0 deg. Starb.	40,0 deg. Starb.	50,0 deg. Starb.	60,0 deg. Starb.	70,0 deg. Starb.
3500	2,028	0,500 (fixed)	54,154	0,00	0,00	0,00	2,109	3,971	5,369	6,329	7,008	7,503	7,865	8,108	8,295	7,981	7,281
5000	2,711	0,500 (fixed)	53,957	0,00	0,00	0,00	1,685	3,277	4,653	5,726	6,525	7,129	7,594	7,914	8,049	7,715	7,045
6500	3,368	0,500 (fixed)	53,594	0,00	0,00	0,00	1,425	2,817	4,114	5,223	6,110	6,810	7,288	7,555	7,670	7,381	6,784
8000	4,006	0,500 (fixed)	53,142	0,00	0,00	0,00	1,254	2,500	3,703	4,802	5,747	6,440	6,866	7,113	7,241	7,015	6,515
9500	4,632	0,500 (fixed)	52,641	0,00	0,00	0,00	1,136	2,270	3,387	4,457	5,372	5,985	6,381	6,626	6,796	6,646	6,241
11000	5,254	0,500 (fixed)	52,164	0,00	0,00	0,00	1,049	2,098	3,146	4,163	4,942	5,487	5,863	6,114	6,338	6,275	5,976
12500	5,876	0,500 (fixed)	51,724	0,00	0,00	0,00	0,983	1,969	2,963	3,837	4,484	4,969	5,329	5,590	5,874	5,902	5,712
14000	6,506	0,500 (fixed)	51,289	0,00	0,00	0,00	0,935	1,876	2,782	3,476	4,016	4,447	4,792	5,062	5,407	5,528	5,449
15500	7,143	0,500 (fixed)	50,867	0,00	0,00	0,00	0,903	1,805	2,533	3,088	3,545	3,933	4,263	4,539	4,942	5,154	5,188



Estudio de arquitectura naval

17000	7,781	0,500 (fixed)	50,519	0,00	0,00	0,00	0,881	1,656	2,212	2,671	3,073	3,431	3,751	4,033	4,487	4,788	4,932
18500	8,418	0,500 (fixed)	50,227	0,00	0,00	0,00	0,816	1,361	1,808	2,213	2,589	2,938	3,260	3,556	4,061	4,443	4,691



Estudio de arquitectura naval

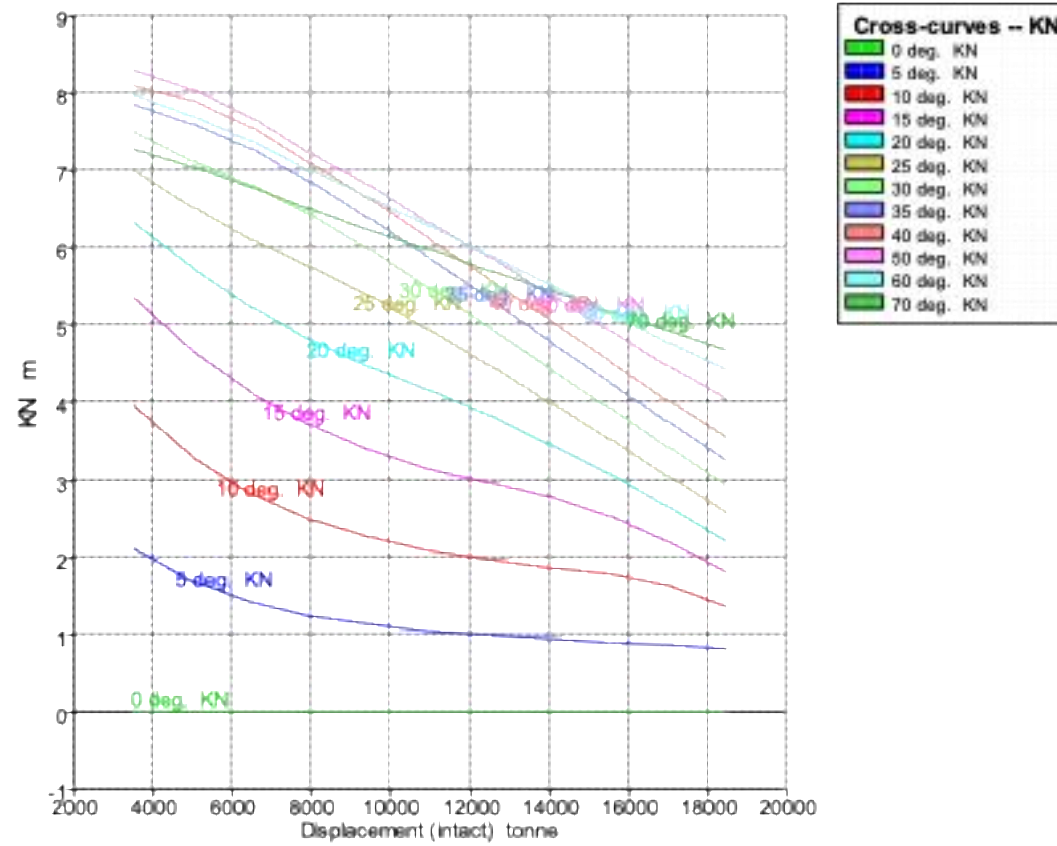


Ilustración 42. Curvas KN con trimado positivo de 0,5 m.



Estudio de arquitectura naval

- Curvas KN con trimado positivo de 1 m.

Tabla 19. Tabla de las curvas KN con trimado positivo de 1 m.

Displacement (intact)	Draft Amidships	Trim (+ve by stern)	LCG	TCG	Assumed VCG	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN
ton	m	m	m	m	m	0,0 deg.	5,0 deg. Starb.	10,0 deg. Starb.	15,0 deg. Starb.	20,0 deg. Starb.	25,0 deg. Starb.	30,0 deg. Starb.	35,0 deg. Starb.	40,0 deg. Starb.	50,0 deg. Starb.	60,0 deg. Starb.	70,0 deg. Starb.
3500	2,045	1,000 (fixed)	51846,000	0,00	0,00	0,00	2,121	3,992	5,396	6,361	7,043	7,535	7,895	8,140	8,313	7,994	7,292
5000	2,723	1,000 (fixed)	52,157	0,00	0,00	0,00	1,698	3,300	4,684	5,759	6,558	7,160	7,621	7,929	8,061	7,724	7,052
6500	3,374	1,000 (fixed)	52,090	0,00	0,00	0,00	1,438	2,841	4,143	5,253	6,140	6,833	7,303	7,566	7,676	7,389	6,790
8000	4,007	1,000 (fixed)	51,835	0,00	0,00	0,00	1,266	2,521	3,727	4,829	5,770	6,453	6,876	7,121	7,247	7,019	6,519
9500	4,628	1,000 (fixed)	51,500	0,00	0,00	0,00	1,145	2,286	3,408	4,480	5,383	5,993	6,387	6,631	6,800	6,650	6,245
11000	5,246	1,000 (fixed)	51,176	0,00	0,00	0,00	1,055	2,110	3,162	4,171	4,947	5,491	5,867	6,117	6,341	6,278	5,979
12500	5,866	1,000 (fixed)	50,866	0,00	0,00	0,00	0,988	1,978	2,972	3,839	4,486	4,970	5,331	5,592	5,876	5,904	5,715
14000	6,491	1,000 (fixed)	50,554	0,00	0,00	0,00	0,938	1,881	2,779	3,474	4,015	4,448	4,793	5,063	5,409	5,530	5,451
15500	7,126	1,000 (fixed)	50,218	0,00	0,00	0,00	0,903	1,798	2,526	3,084	3,543	3,932	4,263	4,540	4,943	5,156	5,189



Estudio de arquitectura naval

17000	7,764	1,000 (fixed)	49,924	0,00	0,00	0,00	0,880	1,644	2,205	2,667	3,071	3,430	3,751	4,033	4,488	4,789	4,933
18500	8,401	1,000 (fixed)	49,677	0,00	0,00	0,00	0,798	1,352	1,803	2,210	2,587	2,936	3,260	3,556	4,061	4,443	4,692



Estudio de arquitectura naval

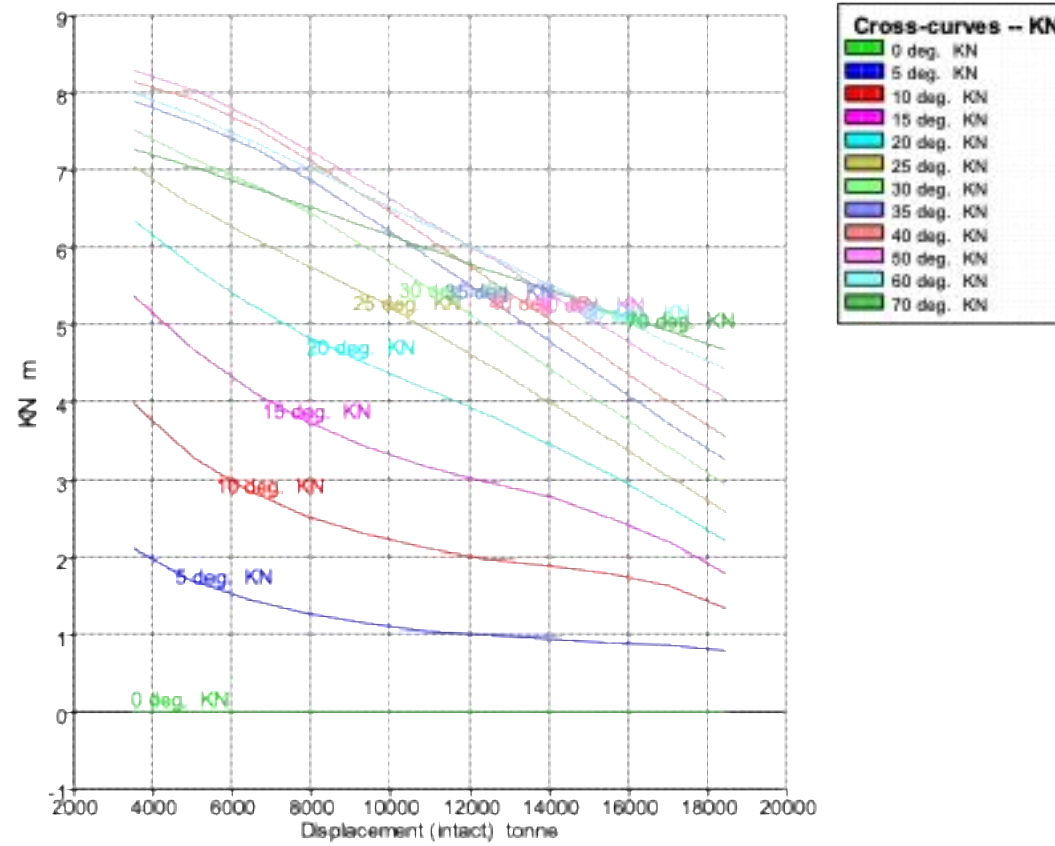


Ilustración 43. Curvas KN con trimado positivo de 1 m.



Estudio de arquitectura naval

- Curvas KN con trimado positivo de 2 m.

Tabla 20. Tabla de las curvas KN con trimado positivo de 2 m.

Displacement (intact)	Draft Amidships	Trim (+ve by stern)	LCG	TCG	Assumed VCG	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN
ton	m	m	m	m	m	0,0 deg.	5,0 deg. Starb.	10,0 deg. Starb.	15,0 deg. Starb.	20,0 deg. Starb.	25,0 deg. Starb.	30,0 deg. Starb.	35,0 deg. Starb.	40,0 deg. Starb.	50,0 deg. Starb.	60,0 deg. Starb.	70,0 deg. Starb.
3500	2,068	2,000 (fixed)	47,101	0,00	0,00	0,00	2,132	4,005	5,421	6,406	7,092	7,583	7,940	8,194	8,332	8,008	7,306
5000	2,738	2,000 (fixed)	48,431	0,00	0,00	0,00	1,718	3,336	4,728	5,806	6,608	7,213	7,657	7,941	8,072	7,735	7,064
6500	3,379	2,000 (fixed)	48,962	0,00	0,00	0,00	1,461	2,881	4,187	5,297	6,187	6,860	7,314	7,575	7,680	7,395	6,799
8000	4,002	2,000 (fixed)	49,133	0,00	0,00	0,00	1,287	2,555	3,768	4,871	5,793	6,457	6,880	7,125	7,253	7,025	6,522
9500	4,618	2,000 (fixed)	49,178	0,00	0,00	0,00	1,161	2,313	3,443	4,510	5,383	5,991	6,386	6,632	6,803	6,655	6,251
11000	5,233	2,000 (fixed)	49,166	0,00	0,00	0,00	1,067	2,132	3,192	4,172	4,941	5,486	5,863	6,115	6,342	6,281	5,983
12500	5,848	2,000 (fixed)	49,115	0,00	0,00	0,00	0,996	1,996	2,979	3,828	4,476	4,963	5,325	5,588	5,875	5,906	5,718
14000	6,467	2,000 (fixed)	49,034	0,00	0,00	0,00	0,944	1,890	2,760	3,459	4,004	4,440	4,787	5,059	5,408	5,531	5,454
15500	7,094	2,000 (fixed)	48,910	0,00	0,00	0,00	0,906	1,775	2,501	3,067	3,532	3,925	4,258	4,537	4,942	5,157	5,192



Estudio de arquitectura naval

17000	7,730	2,000 (fixed)	48,735	0,00	0,00	0,00	0,863	1,606	2,181	2,651	3,061	3,424	3,747	4,031	4,488	4,790	4,936
18500	8,400	2,000 (fixed)	48,760	0,00	0,00	0,00	0,745	1,323	1,786	2,199	2,580	2,932	3,257	3,554	4,062	4,445	4,695



Estudio de arquitectura naval

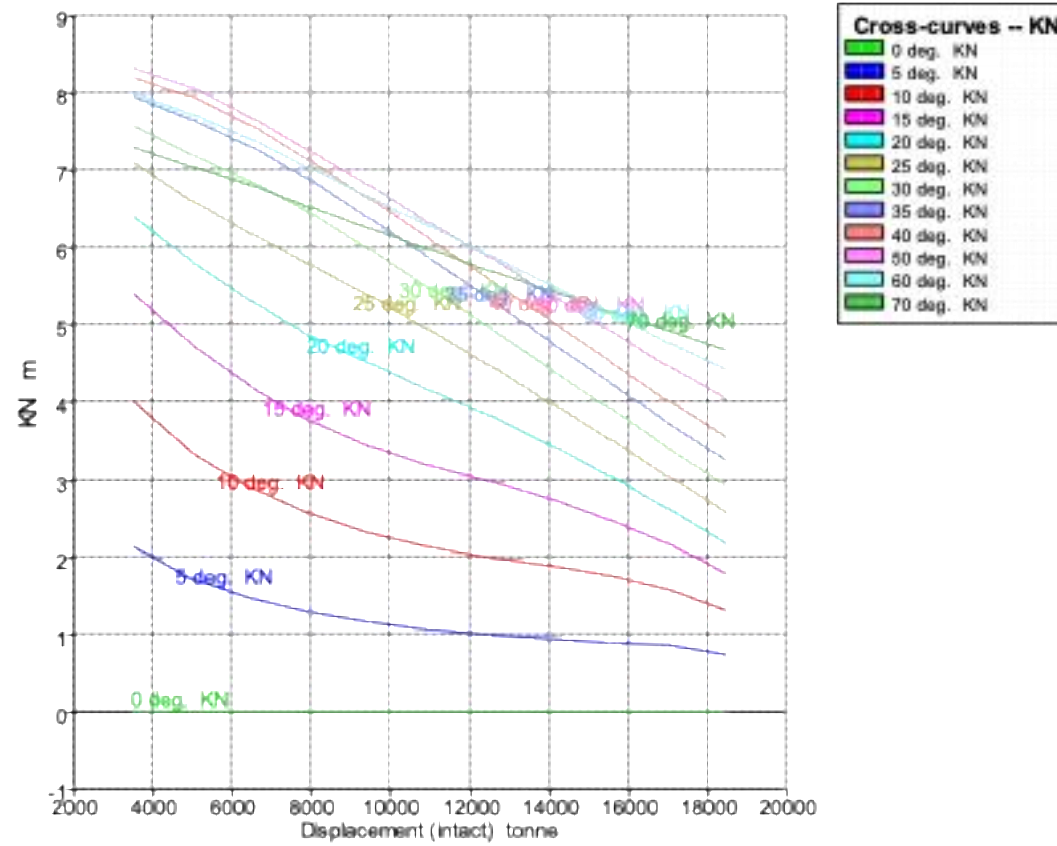


Ilustración 44. Curvas KN con trimado positivo de 2 m.



Estudio de arquitectura naval

- Curvas KN con trimado positivo de 3 m.

Tabla 21. Tabla de las curvas KN con trimado positivo de 3 m.

Displacement (intact)	Draft Amidships	Trim (+ve by stern)	LCG	TCG	Assumed VCG	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN
ton	m	m	m	m	m	0,0 deg.	5,0 deg. Starb.	10,0 deg. Starb.	15,0 deg. Starb.	20,0 deg. Starb.	25,0 deg. Starb.	30,0 deg. Starb.	35,0 deg. Starb.	40,0 deg. Starb.	50,0 deg. Starb.	60,0 deg. Starb.	70,0 deg. Starb.
3500	2,074	3,000 (fixed)	42,253	0,00	0,00	0,00	2,118	3,976	5,409	6,415	7,113	7,611	7,971	8,219	8,335	8,010	7,313
5000	2,740	3,000 (fixed)	44,551	0,00	0,00	0,00	1,731	3,353	4,739	5,822	6,635	7,242	7,668	7,935	8,065	7,735	7,069
6500	3,374	3,000 (fixed)	45,698	0,00	0,00	0,00	1,479	2,907	4,210	5,320	6,207	6,859	7,302	7,564	7,674	7,391	6,803
8000	3,994	3,000 (fixed)	46,376	0,00	0,00	0,00	1,302	2,580	3,795	4,895	5,787	6,436	6,862	7,113	7,248	7,025	6,523
9500	4,608	3,000 (fixed)	46,823	0,00	0,00	0,00	1,173	2,335	3,471	4,514	5,359	5,967	6,368	6,618	6,797	6,654	6,254
11000	5,220	3,000 (fixed)	47,125	0,00	0,00	0,00	1,077	2,152	3,208	4,155	4,914	5,462	5,844	6,101	6,335	6,279	5,985
12500	5,832	3,000 (fixed)	47,333	0,00	0,00	0,00	1,005	2,012	2,968	3,799	4,450	4,942	5,308	5,575	5,869	5,903	5,719
14000	6,448	3,000 (fixed)	47,469	0,00	0,00	0,00	0,951	1,885	2,728	3,429	3,981	4,421	4,773	5,047	5,401	5,529	5,455
15500	7,069	3,000 (fixed)	47,540	0,00	0,00	0,00	0,904	1,740	2,462	3,040	3,513	3,911	4,247	4,528	4,938	5,156	5,193



Estudio de arquitectura naval

17000	7,703	3,000 (fixed)	47,582	0,00	0,00	0,00	0,825	1,554	2,145	2,628	3,045	3,413	3,739	4,026	4,486	4,790	4,937
18500	8,497	3,000 (fixed)	48,288	0,00	0,00	0,00	0,691	1,284	1,762	2,183	2,569	2,924	3,252	3,551	4,061	4,446	4,697



Estudio de arquitectura naval

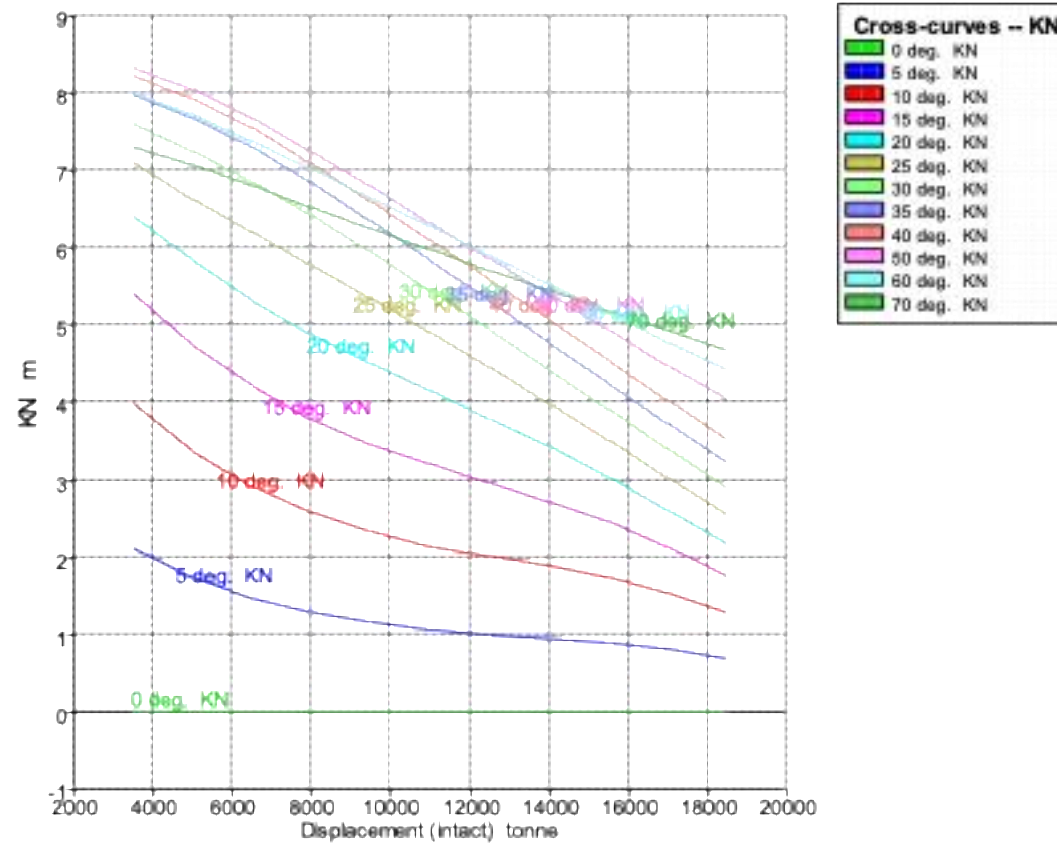


Ilustración 45. Curvas KN con trimado positivo de 3 m.



Estudio de arquitectura naval

- Curvas KN con trimado negativo de 0,5 m.

Tabla 22. Tabla de las curvas KN con trimado negativo de 0,5 m.

Displacement (intact)	Draft Amidships	Trim (+ve by stern)	LCG	TCG	Assumed VCG	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN
ton	m	m	m	m	m	0,0 deg.	5,0 deg. Starb.	10,0 deg. Starb.	15,0 deg. Starb.	20,0 deg. Starb.	25,0 deg. Starb.	30,0 deg. Starb.	35,0 deg. Starb.	40,0 deg. Starb.	50,0 deg. Starb.	60,0 deg. Starb.	70,0 deg. Starb.
3500	1,985	-0,500 (fixed)	58,609	0,00	0,00	0,00	2,071	3,904	5,288	6,246	6,926	7,429	7,789	8,037	8,243	7,945	7,253
5000	2,680	-0,500 (fixed)	57,422	0,00	0,00	0,00	1,656	3,221	4,576	5,641	6,445	7,055	7,528	7,863	8,013	7,689	7,024
6500	3,349	-0,500 (fixed)	56,480	0,00	0,00	0,00	1,400	2,767	4,044	5,148	6,038	6,743	7,238	7,517	7,646	7,361	6,767
8000	4,000	-0,500 (fixed)	55,644	0,00	0,00	0,00	1,231	2,455	3,646	4,740	5,685	6,393	6,830	7,084	7,221	7,002	6,502
9500	4,639	-0,500 (fixed)	54,856	0,00	0,00	0,00	1,116	2,235	3,343	4,406	5,330	5,953	6,355	6,605	6,780	6,634	6,230
11000	5,269	-0,500 (fixed)	54,096	0,00	0,00	0,00	1,034	2,073	3,112	4,127	4,914	5,465	5,845	6,099	6,327	6,266	5,967
12500	5,901	-0,500 (fixed)	53,385	0,00	0,00	0,00	0,975	1,953	2,938	3,817	4,467	4,954	5,316	5,579	5,865	5,895	5,705
14000	6,539	-0,500 (fixed)	52,718	0,00	0,00	0,00	0,933	1,867	2,773	3,467	4,007	4,439	4,784	5,054	5,400	5,522	5,443
15500	7,177	-0,500 (fixed)	52,164	0,00	0,00	0,00	0,902	1,803	2,533	3,087	3,543	3,929	4,259	4,535	4,937	5,150	5,183



Estudio de arquitectura naval

17000	7,814	-0,500 (fixed)	51,708	0,00	0,00	0,00	0,881	1,660	2,215	2,673	3,074	3,431	3,750	4,031	4,484	4,785	4,928
18500	8,452	-0,500 (fixed)	51,326	0,00	0,00	0,00	0,821	1,365	1,810	2,215	2,590	2,938	3,261	3,556	4,060	4,441	4,689



Estudio de arquitectura naval

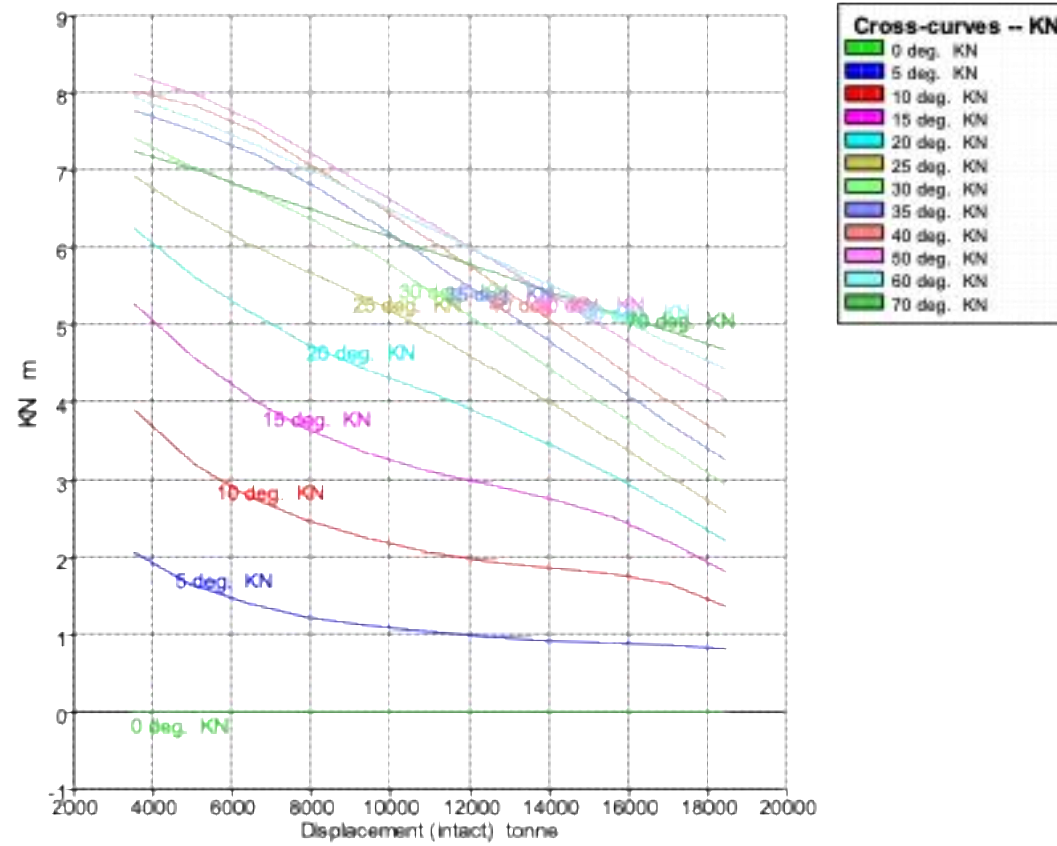


Ilustración 46. Curvas KN con trimado negativo de 0,5 m.



Estudio de arquitectura naval

- Curvas KN con trimado negativo de 1 m.

Tabla 23. Tabla de las curvas KN con trimado negativo de 1 m.

Displacement (intact)	Draft Amidships	Trim (+ve by stern)	LCG	TCG	Assumed VCG	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN
tonne	m	m	m	m	m	0,0 deg.	5,0 deg. Starb.	10,0 deg. Starb.	15,0 deg. Starb.	20,0 deg. Starb.	25,0 deg. Starb.	30,0 deg. Starb.	35,0 deg. Starb.	40,0 deg. Starb.	50,0 deg. Starb.	60,0 deg. Starb.	70,0 deg. Starb.
3500	1,959	-1,000 (fixed)	60,745	0,00	0,00	0,00	2,047	3,858	5,234	6,196	6,880	7,384	7,745	7,998	8,209	7,922	7,236
5000	2,661	-1,000 (fixed)	59,085	0,00	0,00	0,00	1,639	3,188	4,532	5,592	6,398	7,014	7,491	7,825	7,988	7,672	7,011
6500	3,336	-1,000 (fixed)	57,862	0,00	0,00	0,00	1,387	2,741	4,005	5,105	5,997	6,703	7,203	7,490	7,628	7,348	6,757
8000	3,995	-1,000 (fixed)	56,838	0,00	0,00	0,00	1,220	2,432	3,614	4,705	5,648	6,359	6,804	7,064	7,208	6,993	6,494
9500	4,640	-1,000 (fixed)	55,914	0,00	0,00	0,00	1,106	2,216	3,318	4,378	5,297	5,928	6,336	6,589	6,769	6,626	6,224
11000	5,278	-1,000 (fixed)	55,030	0,00	0,00	0,00	1,027	2,060	3,094	4,100	4,892	5,447	5,830	6,087	6,318	6,259	5,962
12500	5,916	-1,000 (fixed)	54,177	0,00	0,00	0,00	0,971	1,945	2,925	3,800	4,453	4,942	5,306	5,570	5,859	5,889	5,701
14000	6,556	-1,000 (fixed)	53,429	0,00	0,00	0,00	0,931	1,864	2,760	3,457	3,998	4,431	4,777	5,048	5,395	5,517	5,440
15500	7,194	-1,000 (fixed)	52,813	0,00	0,00	0,00	0,902	1,795	2,527	3,082	3,538	3,925	4,254	4,530	4,933	5,147	5,180



Estudio de arquitectura naval

17000	7,831	-1,000 (fixed)	52,303	0,00	0,00	0,00	0,881	1,653	2,212	2,671	3,072	3,429	3,748	4,029	4,482	4,783	4,926
18500	8,469	-1,000 (fixed)	51,876	0,00	0,00	0,00	0,805	1,360	1,808	2,213	2,589	2,937	3,260	3,555	4,059	4,440	4,688



Estudio de arquitectura naval

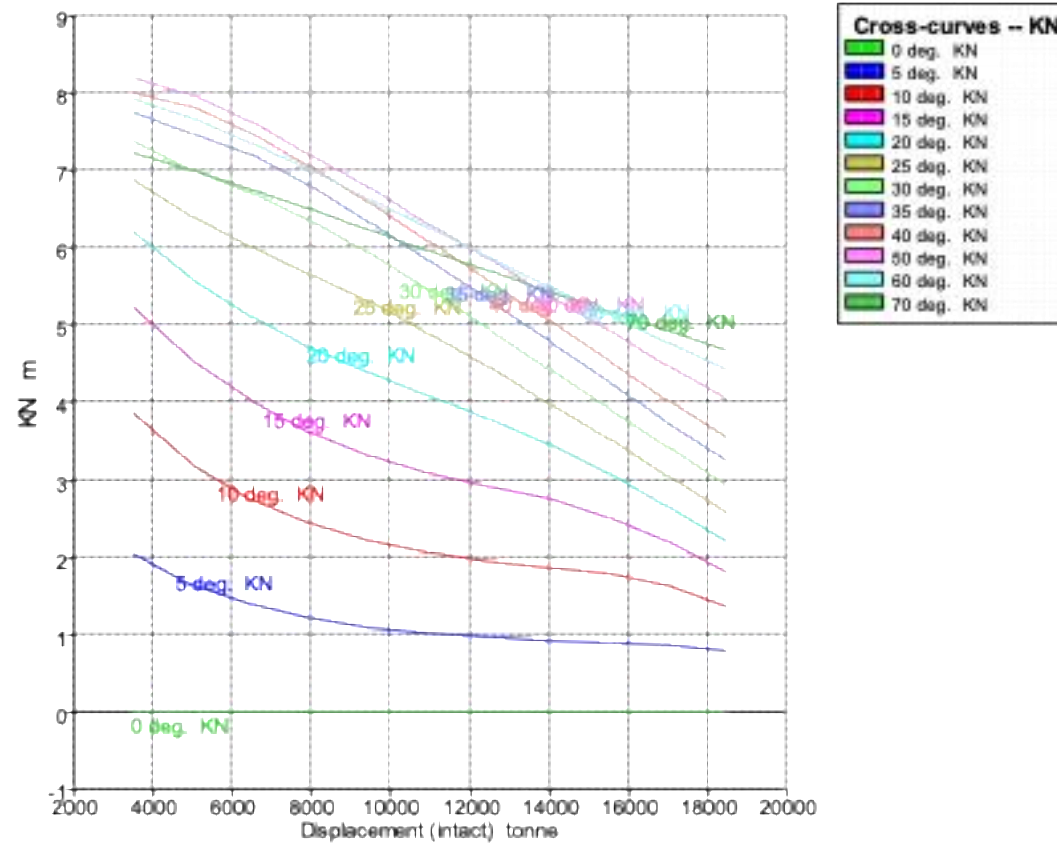


Ilustración 47. Curvas KN con trimado negativo 1 m.



Estudio de arquitectura naval

- Curvas KN con trimado negativo de 2 m.

Tabla 24. Tabla de las curvas KN con trimado negativo de 2 m.

Displacement (intact)	Draft Amidships	Trim (+ve by stern)	LCG	TCG	Assumed VCG	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN
ton	m	m	m	m	m	0,0 deg.	5,0 deg. Starb.	10,0 deg. Starb.	15,0 deg. Starb.	20,0 deg. Starb.	25,0 deg. Starb.	30,0 deg. Starb.	35,0 deg. Starb.	40,0 deg. Starb.	50,0 deg. Starb.	60,0 deg. Starb.	70,0 deg. Starb.
3500	1,897	-2,000 (fixed)	64,810	0,00	0,00	0,00	1,986	3,745	5,106	6,079	6,778	7,284	7,652	7,915	8,124	7,863	7,195
5000	2,616	-2,000 (fixed)	62,265	0,00	0,00	0,00	1,602	3,115	4,432	5,485	6,295	6,923	7,407	7,733	7,926	7,630	6,981
6500	3,306	-2,000 (fixed)	60,504	0,00	0,00	0,00	1,360	2,686	3,925	5,009	5,905	6,611	7,115	7,423	7,582	7,315	6,733
8000	3,978	-2,000 (fixed)	59,117	0,00	0,00	0,00	1,198	2,388	3,547	4,627	5,562	6,270	6,736	7,010	7,174	6,969	6,475
9500	4,640	-2,000 (fixed)	57,917	0,00	0,00	0,00	1,087	2,179	3,268	4,316	5,214	5,861	6,283	6,547	6,741	6,606	6,211
11000	5,296	-2,000 (fixed)	56,791	0,00	0,00	0,00	1,013	2,034	3,058	4,036	4,831	5,397	5,790	6,054	6,296	6,243	5,950
12500	5,946	-2,000 (fixed)	55,736	0,00	0,00	0,00	0,964	1,932	2,893	3,749	4,411	4,907	5,276	5,545	5,841	5,876	5,690
14000	6,588	-2,000 (fixed)	54,847	0,00	0,00	0,00	0,928	1,857	2,722	3,426	3,972	4,408	4,756	5,030	5,381	5,507	5,431
15500	7,228	-2,000 (fixed)	54,109	0,00	0,00	0,00	0,902	1,770	2,499	3,062	3,522	3,911	4,241	4,518	4,923	5,138	5,174



Estudio de arquitectura naval

17000	7,865	-2,000 (fixed)	53,493	0,00	0,00	0,00	0,867	1,618	2,193	2,658	3,062	3,421	3,741	4,023	4,476	4,777	4,922
18500	8,536	-2,000 (fixed)	52,787	0,00	0,00	0,00	0,756	1,339	1,797	2,206	2,584	2,934	3,257	3,553	4,058	4,438	4,686



Estudio de arquitectura naval

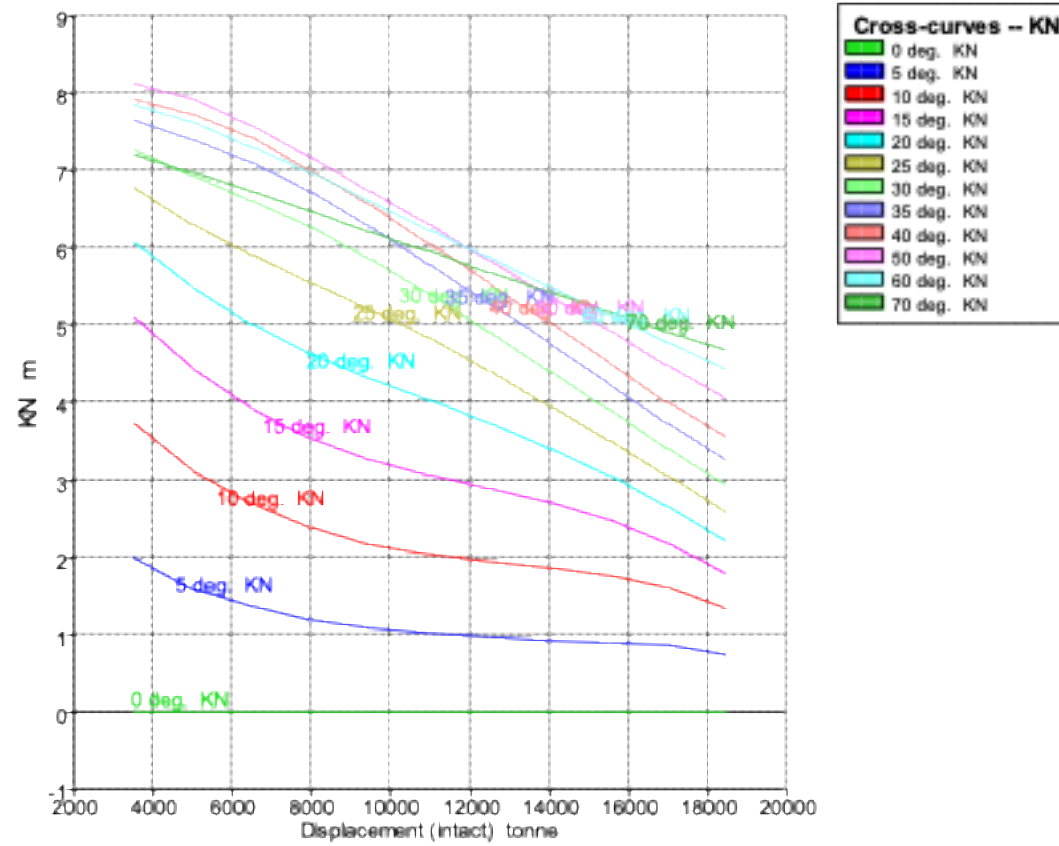


Ilustración 48. Curvas KN con trimado negativo de 2 m.



Estudio de arquitectura naval

- Curvas KN con trimado negativo de 3 m.

Tabla 25. Tabla de las curvas KN con trimado negativo de 3 m.

Displacement (intact)	Draft Amidships	Trim (+ve by stern)	LCG	TCG	Assumed VCG	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN	KN
ton	m	m	m	m	m	0,0 deg.	5,0 deg. Starb.	10,0 deg. Starb.	15,0 deg. Starb.	20,0 deg. Starb.	25,0 deg. Starb.	30,0 deg. Starb.	35,0 deg. Starb.	40,0 deg. Starb.	50,0 deg. Starb.	60,0 deg. Starb.	70,0 deg. Starb.
3500	1,821	-3,000 (fixed)	68,556	0,00	0,00	0,00	1,911	3,609	4,954	5,942	6,656	7,176	7,556	7,827	8,031	7,789	7,144
5000	2,561	-3,000 (fixed)	65,242	0,00	0,00	0,00	1,559	3,031	4,319	5,367	6,186	6,824	7,305	7,628	7,846	7,576	6,944
6500	3,268	-3,000 (fixed)	62,986	0,00	0,00	0,00	1,331	2,628	3,840	4,908	5,803	6,506	7,010	7,334	7,522	7,273	6,704
8000	3,957	-3,000 (fixed)	61,244	0,00	0,00	0,00	1,177	2,344	3,480	4,543	5,461	6,162	6,646	6,940	7,130	6,937	6,452
9500	4,637	-3,000 (fixed)	59,760	0,00	0,00	0,00	1,072	2,146	3,216	4,243	5,115	5,772	6,213	6,491	6,705	6,581	6,196
11000	5,311	-3,000 (fixed)	58,415	0,00	0,00	0,00	1,002	2,011	3,022	3,964	4,749	5,331	5,736	6,011	6,267	6,222	5,935
12500	5,971	-3,000 (fixed)	57,260	0,00	0,00	0,00	0,957	1,918	2,854	3,684	4,354	4,859	5,236	5,511	5,817	5,859	5,678
14000	6,619	-3,000 (fixed)	56,253	0,00	0,00	0,00	0,925	1,839	2,672	3,379	3,934	4,375	4,728	5,005	5,363	5,493	5,421
15500	7,260	-3,000 (fixed)	55,400	0,00	0,00	0,00	0,897	1,730	2,453	3,030	3,498	3,890	4,223	4,502	4,910	5,128	5,166



Estudio de arquitectura naval

17000	7,906	-3,000 (fixed)	54,632	0,00	0,00	0,00	0,832	1,567	2,161	2,638	3,047	3,409	3,731	4,014	4,469	4,771	4,916
18500	8,700	-3,000 (fixed)	53,256	0,00	0,00	0,00	0,705	1,306	1,778	2,194	2,576	2,928	3,253	3,550	4,056	4,437	4,684



Estudio de arquitectura naval

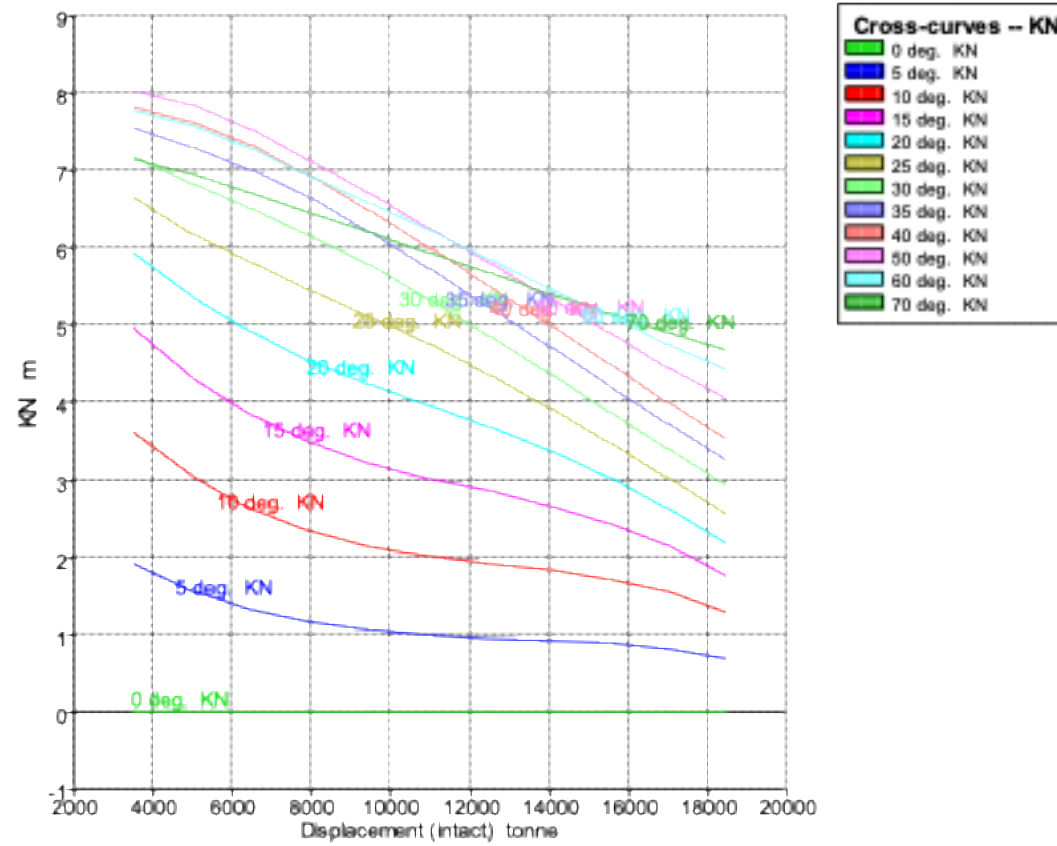


Ilustración 49. Curvas KN con trimado negativo de 3 m.



3. Francobordo

El francobordo se define como la distancia vertical existente entre la línea de flotación y la cubierta principal del buque. Este parámetro tiene una gran relevancia desde el punto de vista de la seguridad marítima, ya que determina la altura libre que mantiene el buque sobre el nivel del mar, influyendo directamente en su estabilidad, capacidad de carga y protección frente a condiciones meteorológicas adversas.

Un francobordo correctamente dimensionado asegura que el buque conserve una altura suficiente sobre el agua, evitando la entrada de olas en cubierta y contribuyendo a mantener la navegabilidad, la estanqueidad y la operación segura del mismo.

Además, el valor del francobordo tiene repercusiones en el comportamiento hidrodinámico, ya que afecta la resistencia al avance y la maniobrabilidad, especialmente bajo condiciones de mar agitada.

Su determinación se realiza aplicando lo establecido en el Convenio Internacional sobre Líneas de Carga de 1966, con las enmiendas de 1988, donde se definen los criterios y procedimientos de cálculo. De acuerdo con esta norma, la eslora de carga se toma como el 96 % de la eslora total medida sobre una línea de flotación cuya distancia al canto superior de la quilla equivale al 85 % del puntal mínimo de trazado.

Para el buque proyecto, la cubierta principal se encuentra situada a una altura de 9,1 m. Dado que esta cubierta se prolonga de proa a popa y de banda a banda, se considera, conforme a la normativa internacional, como la cubierta de francobordo. Esta condición permite aplicar correctamente los criterios del convenio y determinar el francobordo mínimo reglamentario, asegurando el cumplimiento de las exigencias de seguridad estructural y operativa que requiere este tipo de embarcación.

$$L = 96\% \cdot L_{D_{\text{trazado}}} \quad (5.3)$$

$$D = 0,85 \cdot 9,1 = 7,735 \text{ m} \quad (5.4)$$

$$L = 0,96 \cdot 103,7 = 99,552 \text{ m} \quad (5.5)$$

Por otro lado, la regla afirma que, si la distancia de la eslora medida en esa flotación desde la cara proel de la roda hasta el eje de la mecha del timón es mayor, se debe considerar esta última longitud. Entonces:

$$L = 100,7 \text{ m} \quad (5.6)$$

Por lo tanto, se realizarán los cálculos del francobordo con esta última distancia.

Las perpendiculares del buque se encontrarán en los extremos de proa y popa de la eslora. Además, la perpendicular de proa debe coincidir con la cara de proa de la roda en la flotación en que se mide la eslora.

El centro del buque se define como el punto medio de la eslora.

Estudio de arquitectura naval

La manga se tomará como la manga máxima del buque, medida desde el centro de este hasta la línea de trazado de la cuaderna.

$$B = 23 \text{ m} \quad (5.7)$$

El coeficiente de bloque viene dado por la siguiente fórmula:

$$C_b = \frac{\nabla}{L \cdot B \cdot d_1} \quad (5.8)$$

Donde:

∇ el volumen desplazo al trazado del buque, excluidos los apéndices, tomado a un calado de trazado d_1 .

d_1 el 85 % del puntal mínimo de trazado.

Las formas que se diseñan en el maxsurf modeler permiten obtener el volumen sumergido correspondiente al calado de trazado. De acuerdo con las hidrostáticas, el volumen desplazado es:

$$\nabla = 16442,605 \text{ m}^3 \quad (5.9)$$

Entonces, el coeficiente de bloque definido en la norma es:

$$C_b = \frac{16442,605}{100,7 \cdot 23 \cdot 7,735} = 0,918 \quad (5.10)$$

También se recogen dos datos importantes para el cálculo del francobordo de los datos hidrostáticos de las formas. Estos son el coeficiente de la flotación y el área de flotación a proa de $L/2$ para el calado d_1 .

$$A_{wf} = 2295,77 \text{ m}^2 \quad (5.11)$$

$$C_{wf} = 0,991 \quad (5.12)$$

En consecuencia, el francobordo será asignado como la distancia vertical medida verticalmente hacia abajo, en el centro del buque, desde el canto alto de la línea de cubierta hasta el canto alto de línea de carga correspondiente.

Una vez se han establecido las definiciones, el convenio internacional de líneas de carga distingue entre dos tipos de buques.

Los buques tipo A:

- Se proyectan para transportar solamente cargas líquidas a granel.
- Disponen de una gran integridad en la cubierta expuesta y sólo pequeñas aberturas de acceso a los compartimentos de carga, cerradas por tapas de acero u otro material equivalente, estancas e instalación de frisas.
- Poseer baja permeabilidad de los espacios de carga llenos.

Estudio de arquitectura naval

Los buques tipo B:

- Son todos aquellos que no se ajustan a lo dispuesto anteriormente para los buques de tipo A.

El buque proyecto es un buque tipo B. La regla 28 del convenio internacional de líneas de carga, define el francobordo tabular en función de la eslora establecida, en formato tabla. Se realiza una interpolación lineal entre 100 y 101 m de eslora para calcular el adecuado.

A continuación, se presenta un extracto de la tabla de francobordos aplicable a buques de tipo B:

Tabla 26. Tabla de francobordo para buques de tipo B.

Eslora del buque (m)	Francobordo (mm)	Eslora del buque (m)	Francobordo (mm)
70	721	91	1096
71	738	92	1116
72	754	93	1135
73	769	94	1154
74	784	95	1172
75	800	96	1190
76	816	97	1209
77	833	98	1229
78	850	99	1250
79	868	100	1271
80	887	101	1293
81	905	102	1315
82	923	103	1337
83	942	104	1359
84	960	105	1380
85	978	106	1401
86	996	107	1421
87	1015	108	1440

Estudio de arquitectura naval

88	1034	109	1459
89	1054	110	1479
90	1075	111	1500

$$\begin{aligned} \text{Francobordo}_{28} &= 1271 + \left(\frac{100,7 - 100}{101 - 100} \right) \cdot (1293 - 1271) \\ &= 1286,4 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.13)$$

A continuación, se presentan las correcciones correspondientes al francobordo, calculadas en función de las distintas dimensiones relevantes.

Corrección de eslora

Según la regla 29 del convenio, esta corrección solamente es aplicable a buques de eslora inferior a 100 m., por lo que, no es necesario calcularla para el francobordo del buque proyecto.

Corrección por coeficiente de bloque

De acuerdo con la regla 30 del convenio, en el caso en el que el coeficiente de bloque sea superior a 0,68, el francobordo tabular se multiplica por el siguiente factor:

$$\text{factor} = \frac{C_b + 0,68}{1,36} = \frac{0,918 + 0,68}{1,36} = 1,175 \quad (5.14)$$

Por lo tanto, el francobordo resultante de esta corrección es:

$$\text{Incremento}_{30} = 1286,4 \cdot 1,175 = 1511,52 \text{ mm} \quad (5.15)$$

Corrección por el puntal

Según la regla 31, esta corrección se aplica si el puntal del buque es mayor a la eslora establecida entre 15. Se plantea la ecuación descrita para el buque proyecto:

$$9,1 > \frac{100,7}{15} = 6,71 \quad (5.16)$$

Como el criterio se cumple, se aplica el incremento del francobordo correspondiente:

$$\text{Incremento} = \left(D - \frac{L}{15} \right) \cdot R \quad (5.17)$$

R se obtiene a partir de la siguiente ecuación para esloras inferiores a 120 m:

$$R = \frac{L}{0,48} = \frac{100,7}{0,48} = 209,79 \quad (5.18)$$

Por lo que, el incremento de francobordo de la regla 31, es el siguiente:



$$\text{Incremento}_{031} = \left(9,1 - \frac{100,7}{15}\right) \cdot 209,79 = 500,7 \text{ mm} \quad (5.19)$$

Reducción por superestructuras y troncos

Según la regla 37, para calcular la reducción, en primer lugar, se debe interpolar linealmente entre dos valores dados por la regla que son 860 mm para 85 m y 1070 mm para 122 m.

Tabla 27. Tabla de la longitud efectiva total de superestructuras y troncos.

Porcentaje de reducción para todos los tipos de superestructuras	Longitud efectiva total de superestructuras y troncos										
	0	0,1L	0,2L	0,3L	0,4L	0,5L	0,6L	0,7L	0,8L	0,9L	1L
	0	7	14	21	31	41	52	63	75,3	87,7	100

A continuación, se realiza el cálculo de interpolación para la eslora del buque proyecto:

$$\text{Reducción}_{\text{máx}} = 860 + \left(\frac{100,7 - 85}{122 - 85}\right) \cdot (1070 - 860) = 949,11 \text{ mm} \quad (5.20)$$

El cálculo anterior sería la reducción de superestructura equivalente a 1 L.

Por otro lado, el buque dispone de dos superestructuras, una a proa de la cántara donde se ubica la acomodación y el puente de gobierno del buque y otra a popa de la cántara donde se aloja el guardacalor, local del generador de emergencia, entre otros locales que apoyan los equipos encargados de la propulsión del buque.

La longitud de la superestructura de proa y sus cálculos de reducción asociados son:

$$L_{\text{super.proa}} = 10,5 \text{ m} \quad (5.21)$$

$$\text{Longitud efectiva de proa} = \frac{L_{\text{super.proa}}}{L} = \frac{10,5}{100,7} = 0,1 \quad (5.22)$$

$$\% \text{Reducción} = 7 \quad (5.23)$$

$$\text{Reducción final}_{\text{proa}} = 0,07 \cdot 949,11 = 66,44 \text{ mm} \quad (5.24)$$

La longitud de la superestructura a popa de la cántara y sus cálculos de reducción asociados son:

$$L_{\text{super.popa}} = 13,2 \text{ m} \quad (5.25)$$



$$\text{Longitud efectiva de popa} = \frac{L_{\text{super.popa}}}{100,7} = \frac{13,2}{100,7} = 0,13 \quad (5.26)$$

$$\%_{\text{Reducción}} = 7 + \left(\frac{0,13 - 0,1}{0,2 - 0,1} \right) \cdot (14 - 7) = 9,1 \quad (5.27)$$

$$\text{Reducción final}_{\text{popa}} = 0,091 \cdot 949,11 = 86,37 \text{ mm} \quad (5.28)$$

Por lo tanto, la reducción final debida a la disposición de las dos superestructuras es:

$$\text{Reducción}_{\text{Final37}} = 66,44 + 86,37 = 152,81 \text{ mm} \quad (5.29)$$

Corrección por arrufo

El buque proyecto no dispone de arrufo, por lo que se debe verificar la modificación que presente con la de un buque estándar, establecida en la regla 38 de la ILCC.

	Situación	Ordenada (en mm)	Factor
Mitad de popa	Perpendicular de popa	$25\left(\frac{L}{3} + 10\right)$	1
	$\frac{1}{6}L$ desde la P. de Pp.	$11,1\left(\frac{L}{3} + 10\right)$	3
	$\frac{1}{3}L$ desde la P. de Pp.	$2,8\left(\frac{L}{3} + 10\right)$	3
	Centro del buque	0	1
Mitad de proa	Centro del buque	0	1
	$\frac{1}{3}L$ desde la P. de Pr.	$5,6\left(\frac{L}{3} + 10\right)$	3
	$\frac{1}{6}L$ desde la P. de Pr.	$22,2\left(\frac{L}{3} + 10\right)$	3
	Perpendicular de proa	$50\left(\frac{L}{3} + 10\right)$	1

Ilustración 50. Curva de arrufo normal.

Se calculan los valores de la tabla anterior relacionados con el buque proyecto:

Estudio de arquitectura naval

Tabla 28. Cálculos del arrufo normal.

	Situación	Ordenada (mm)	Factor	Valor final (mm)
Mitad de popa	Perpendicular de popa	1089,17	1	1089,17
	$\frac{1}{6}$ L desde la P. de Pp.	483,59	3	1450,77
	$\frac{1}{3}$ L desde la P. de Pp.	121,99	3	365,97
	Centro del buque	0,00	1	0
Mitad de proa	Centro del buque	0,00	1	0
	$\frac{1}{3}$ L desde la P. de Pr.	243,97	3	731,91
	$\frac{1}{6}$ L desde la P. de Pr.	967,18	3	2901,54
	Perpendicular de proa	2178,33	1	2178,33

$$Popa = \frac{\sum P_{proyecto} - \sum P_{estandar}}{8} = \frac{0 - 2905,91}{8} = 363,24 \text{ mm} \quad (5.30)$$

$$Proa = \frac{\sum P_{proyecto} - \sum P_{estandar}}{8} = \frac{0 - 5811,78}{8} = 726,47 \text{ mm} \quad (5.31)$$

La variación final de arrufo es la siguiente:

$$Variación = Popa + Proa = \frac{363,24 + 726,47}{2} = 544,86 \text{ mm} \quad (5.32)$$

Finalmente, la corrección que se aplica de acuerdo con la norma 38 resulta:

$$Incremento = variación \cdot \left(0,75 - \frac{S}{2 \cdot L}\right) \quad (5.33)$$

Siendo:

S la longitud total de las superestructuras cerradas.

L la eslora de flotación.

Por lo tanto, el incremento final de francobordo es:

$$Incremento_{38} = 544,86 \cdot \left(0,75 - \frac{23,7}{2 \cdot 100,7}\right) = 344,53 \text{ mm} \quad (5.33)$$

Francobordos mínimos

Se calculan los francobordos de acuerdo con las normas establecidas en la regla 40 del ILCC.

- Francobordo de verano

El francobordo mínimo de verano tras aplicar las reglas pertinentes queda como:

$$Fb_{\text{verano}} = (1286,4 \cdot 1,175) + 500,7 - 152,81 + 344,53 = 2203,94 \text{ mm} \quad (5.34)$$

Por lo tanto, el calado de verano es:

$$T_{\text{verano}} = 9,1 - 2,203 = 6,897 \text{ m} \quad (5.35)$$

- Francobordo tropical

El francobordo mínimo en la zona tropical será el francobordo obtenido restando del francobordo de verano 1/48 del calado de verano.

$$Fb_{\text{tropical}} = 2203,94 - \frac{6897}{48} = 2060,25 \text{ mm} \quad (5.36)$$

Por lo tanto, el calado tropical resulta:

$$T_{\text{tropical}} = 9,1 - 2,06 = 7,04 \text{ m} \quad (5.37)$$

- Francobordo de invierno

El francobordo mínimo de invierno es el francobordo que se obtiene sumando al francobordo de verano el 1/48 del calado de verano.

$$Fb_{\text{invierno}} = 2203,94 + \frac{6897}{48} = 2347,63 \text{ mm} \quad (5.38)$$

Por lo que, el calado de invierno es:

$$T_{\text{invierno}} = 9,1 - 2,35 = 6,75 \text{ m} \quad (5.39)$$

- Francobordo de invierno en el Atlántico Norte

El convenio internacional sobre líneas de carga define que, si el buque a proyectar dispone de una eslora superior a 100 metros, el francobordo de invierno en el Atlántico Norte es el mismo que el de invierno.

$$Fb_{AN} = 2347,63 \text{ mm} \quad (5.40)$$

Siendo el calado exactamente el mismo:

Estudio de arquitectura naval

$$T_{AN} = 6,75 \text{ m} \quad (5.41)$$

- Francobordo de agua dulce

El francobordo en agua dulce de densidad igual a uno se consigue restando el francobordo mínimo en agua salada al valor:

$$\frac{\Delta}{40 \cdot T} \quad (5.42)$$

El desplazamiento en toneladas a la flotación de verano y en toneladas resulta el siguiente valor:

$$\Delta = 14882 \text{ t} \quad (5.43)$$

Las toneladas por centímetro de inmersión en agua salada y a la flotación de verano es:

$$T = 23,532 \frac{\text{t}}{\text{cm}} \quad (5.44)$$

Una vez obtenidos los valores, se calcula el francobordo de agua dulce:

$$Fb_{\text{agua dulce}} = 2203,94 - \left(\frac{14882}{40 \cdot 23,532} \right) = 2188,13 \text{ mm} \quad (5.45)$$

Por lo tanto, el calado de agua dulce es:

$$T_{\text{agua dulce}} = 9,1 - 2,188 = 6,912 \text{ m} \quad (5.46)$$

Altura mínima de proa y flotabilidad de reserva

Según la regla 39, apartado 1, la altura de proa definida como la distancia vertical en la perpendicular de proa entre la línea de flotación asignada al francobordo de verano y la parte superior de la cubierta de intemperie en el costado, no será inferior a:

$$F_b = \left(6075 \cdot \left(\frac{L}{100} \right) - 1875 \cdot \left(\frac{L}{100} \right)^2 + 200 \cdot \left(\frac{L}{100} \right)^3 \right) \cdot \left(2,08 + 0,609 \cdot C_b - 1,603 \cdot C_{wf} - 0,0129 \cdot \left(\frac{L}{d_1} \right) \right) \quad (5.47)$$

Siendo:

F_b la altura mínima de proa, en mm.

L la eslora establecida anteriormente.

B la manga de trazado definida anteriormente.

d_1 el calado al 85% del puntal mínimo de trazado.

C_b el coeficiente de bloque definido anteriormente.

C_{wf} el coeficiente del área de la flotación a proa de $L/2$.

Estudio de arquitectura naval

A_{wf} el área de la flotación a proa de $L/2$ para el calado d_1 .

Al calado de 6,897 m, el área de la flotación no es el mismo en la zona de proa que en la zona de popa del buque proyecto. No obstante, para calcular el área de la flotación, se resuelve cogiendo el valor del área obtenido de los datos hidrostáticos y dividiéndolo entre dos:

$$A_{wf} = \frac{2295,77}{2} = 1147,86 \text{ m}^2 \quad (5.48)$$

Entonces, el coeficiente del área de la flotación es:

$$C_{wf} = \frac{1147,86}{\frac{100,7}{2} \cdot 23} = 0,991 \quad (5.49)$$

Y, la altura mínima de proa resulta:

$$F_b = 4420,41 \cdot 0,88 = 3901,22 \text{ mm} \quad (5.47)$$

Por otro lado, según el apartado 5 de la regla 39, todos los buques asignados con un francobordo de tipo B, a excepción de los petroleros, quimiqueros y gaseros, deberán disponer de una flotabilidad de reserva. La regla ratifica que en la sección delimitada por $0.15L$ a popa de la perpendicular de proa, la suma de las áreas proyectadas entre la flotación en carga de verano, el borde de la cubierta y el área de la superestructura cerrada no será inferior a:

$$F = \left(0.15 \cdot F_{min} + 4 \cdot \left(\frac{L}{3} + 10 \right) \right) \cdot \frac{L}{1000} \quad (5.50)$$

Siendo:

F es la flotabilidad.

$$F_{min} = (F_0 \cdot f_1) + f_2$$

F_0 francobordo tabular.

f_1 corrección por el coeficiente de bloque.

f_2 corrección por puntal.

Estudio de arquitectura naval

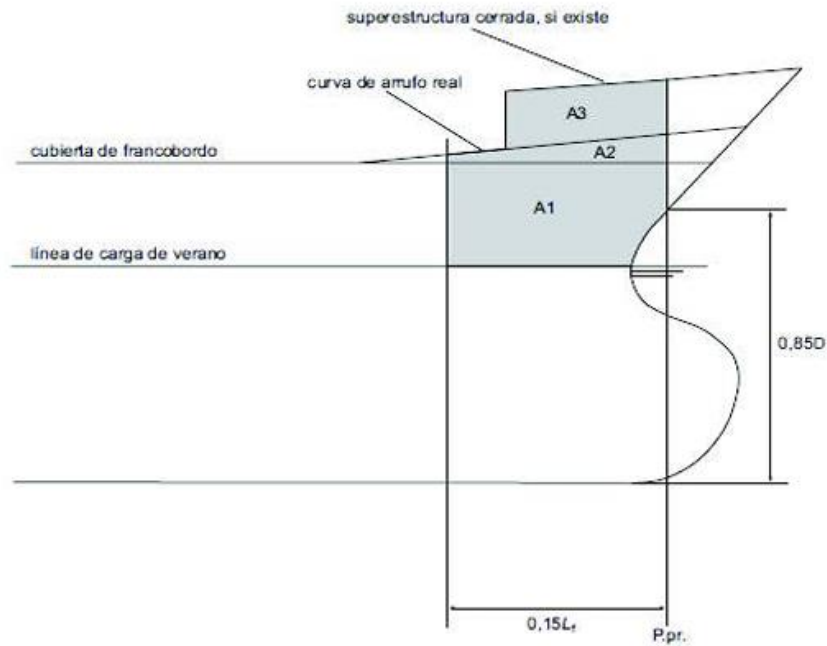


Ilustración 51. Áreas para el cálculo de la flotabilidad de reserva.

Las áreas del buque proyecto son:

$$A_1 = 15,105 \cdot (9,1 - 6,897) = 33,28 \text{ m}^2 \quad (5.51)$$

$$A_2 = 15,105 \cdot \left(\frac{10 - 9,1}{2} \right) = 6,8 \text{ m}^2 \quad (5.52)$$

$$A_3 = 10 \cdot 0,8 = 8 \text{ m}^2 \quad (5.53)$$

$$A_T = A_1 + A_2 + A_3 = 48,08 \text{ m}^2 \quad (5.54)$$

Por otro lado, se calcula el valor de la ecuación:

$$F_{min} = (1286,4 \cdot 1,175) + 500,7 = 2012,22 \text{ mm} \quad (5.55)$$

$$F = \left(0,15 \cdot 2012,22 + 4 \cdot \left(\frac{100,7}{3} + 10 \right) \right) \cdot \frac{100,7}{1000} = 47,94 \quad (5.50)$$

La flotabilidad de reserva se cumple porque:

$$A_T > F \quad (5.56)$$

Estudio de arquitectura naval

Para cumplir con la flotabilidad de reserva, el buque proyecto dispondrá de una prolongación del casco en su proa que alcance los 10,8 metros.

Francobordo de dragado

Las dragas disponen de un francobordo reducido que se recoge en el convenio DR-68 cuyo principal propósito es especificar el criterio de diseño, construcción y estándares de supervivencia, y medidas de seguridad operacional para que las dragas puedan operar con un francobordo menor al establecido en el convenio internacional de líneas de carga.

Según el capítulo 3 del convenio DR-68, la draga proyecto se le puede asignar un francobordo reducido para la carga, el transporte y la descarga de dragado. La reducción de francobordo es el francobordo de verano calculado para un buque tipo B de acuerdo con la regla 40 del Convenio internacional de líneas de carga reducido por 2/3 del francobordo de verano que resulta sin tener en cuenta la regla 39:

$$Fb_{DR-68} = 2203,94 - \left(\frac{2}{3} \cdot 2203,94\right) = 734,65 \text{ mm} \quad (5.57)$$

Por lo que, el calado de dragado resulta:

$$T_{DR} = 9,1 - 0,735 = 8,365 \text{ m} \quad (5.58)$$

Por otro lado, el francobordo mínimo de agua dulce también cambia porque se debe restar al francobordo de dragado obtenido anteriormente el valor:

$$\frac{\Delta}{40 \cdot T} \quad (5.42)$$

Para el calado de dragado, los valores de desplazamiento y toneladas por centímetros de inmersión son:

$$\Delta = 18336 \text{ t} \quad (5.59)$$

$$T = 23,532 \frac{\text{t}}{\text{cm}} \quad (5.60)$$

El francobordo de dragado en agua dulce es:

$$Fb_{DR-AD} = 734,65 - \left(\frac{18336}{40 \cdot 23,532}\right) = 715,17 \text{ mm} \quad (5.61)$$

Por lo que, el calado en agua dulce de acuerdo con el convenio DR-68 es:

$$T_{DR-AD} = 9,1 - 0,715 = 8,385 \text{ m} \quad (5.62)$$

4. Arqueo

El arqueo es una medida que permite expresar el volumen interno de un buque y, por tanto, su capacidad de carga. En este apartado se procederá al cálculo del arqueo bruto (GT) y del arqueo neto (NT), ambos fundamentales tanto para la aplicación de requisitos técnicos como para la consideración de aspectos económicos y fiscales vinculados a la operación del buque.

El procedimiento de cálculo se basa en lo establecido por el Convenio Internacional sobre Arqueo de Buques de 1969, el cual, en su Artículo 6, especifica que la determinación del arqueo será responsabilidad de la Administración. No obstante, dicha autoridad podrá delegar esta tarea en personas u organismos debidamente autorizados para tal fin.

Arqueo bruto

Es la expresión del tamaño total de un buque y se calcula aplicando la siguiente fórmula:

$$GT = k_1 \cdot V \quad (5.63)$$

Donde:

V es el volumen total de todos los espacios cerrados del buque, en m^3 .

k_1 cumple con la siguiente ecuación:

$$k_1 = 0,2 + 0,02 \cdot \log_{10} V \quad (5.64)$$

El volumen total de todos los espacios cerrados del buque, contando la superestructura y el guardacalor se justifican a continuación:

Gracias a las formas modeladas en Maxsurf Modeler, se puede calcular el volumen total de todos los espacios cerrados por debajo de la cubierta principal:

$$V_{Esp.cerrados\ total} = 19576,34\ m^3 \quad (5.65)$$

Este espacio cerrado tiene en cuenta la capacidad de la cántara hasta la cubierta principal, por lo tanto, el volumen final de los espacios cerrados resulta:

$$V_{cántara-cub.principal} = 5415,15\ m^3 \quad (5.66)$$

Entonces:

$$V_{Esp.\ cerrados} = 19576,34 - 5415,15 = 14161,19\ m^3 \quad (5.67)$$

Por otro lado, el volumen de las superestructuras de proa y popa suman el siguiente volumen, según el dimensionamiento realizado en la disposición general:

$$V_{Superestructuras} = 1281,21\ m^3 \quad (5.68)$$

Por último, de acuerdo con la disposición general diseñada, se calcula el volumen del guardacalor, aproximadamente:

Estudio de arquitectura naval

$$V_{guardacalor} = 80 \text{ m}^3 \quad (5.69)$$

En conclusión, se dispone de un volumen total del espacio cerrado en el buque proyecto de:

$$V = 14161,19 + 1281,21 + 80 = 15522,4 \text{ m}^3 \quad (5.70)$$

Por lo tanto, k_1 :

$$k_1 = 0,2 + 0,02 \cdot \log_{10}(15522,4) = 0,284 \quad (5.64)$$

Y, finalmente, el arqueo bruto del buque proyecto es:

$$GT = 0,284 \cdot 15522,4 = 4406 \quad (5.63)$$

Arqueo neto

Es la expresión de la capacidad utilizable de un buque y se calcula aplicando la siguiente fórmula:

$$NT = k_2 \cdot V_c \cdot \left(\frac{4 \cdot d}{3 \cdot D}\right)^2 + k_3 \cdot \left(N_1 + \frac{N_2}{10}\right) \quad (5.71)$$

Se debe cumplir que:

El factor $\frac{4 \cdot d}{3 \cdot D}$ no será mayor de 1.

El término $k_2 \cdot V_c \cdot \left(\frac{4 \cdot d}{3 \cdot D}\right)^2$ no será inferior a $0,25 \cdot GT$.

NT no puede ser menor a $0,3 \cdot GT$.

Por otro lado, se definen las variables que forman parte de la ecuación del arqueo neto:

V_c es el volumen total de los espacios de carga.

$$k_2 = 0,2 + 0,02 \cdot \log_{10} V_c \quad (5.72)$$

$$k_3 = 1,25 \cdot \frac{GT + 10000}{10000} \quad (5.73)$$

Donde:

D es el puntal de trazado del buque.

d es el calado de trazado del buque.

N_1 es el número de pasajeros en camarotes que no tengan más de ocho literas.

N_2 es el número de los pasajeros restantes.

GT es el arqueo bruto, calculado anteriormente.

Estudio de arquitectura naval

A continuación, se calculan los parámetros pertinentes al cálculo del arqueo neto:

$$V_c = 6000 \text{ m}^3 \quad (5.74)$$

$$k_2 = 0,2 + 0,02 \cdot \log_{10}(6000) = 0,276 \quad (5.75)$$

$$k_3 = 1,25 \cdot \left(\frac{4406 + 10000}{10000} \right) = 1,8 \quad (5.76)$$

$$D = 7,735 \text{ m} \quad (5.77)$$

$$d = 6,63 \text{ m} \quad (5.78)$$

$$N_1 = 10 \quad (5.79)$$

$$N_2 = 6 \quad (5.80)$$

El arqueo neto resulta:

$$NT = 0,276 \cdot 6000 \cdot \left(\frac{4 \cdot 6,63}{3 \cdot 7,735} \right)^2 + 1,8 \cdot \left(10 + \frac{6}{10} \right) = 2182 \quad (5.81)$$

Capítulo 6

Predicción de potencia propulsora

En primer lugar, se lleva a cabo la estimación de la potencia propulsora necesaria para el buque proyectado, con el objetivo de determinar la energía requerida para mantener la velocidad de diseño frente a la resistencia hidrodinámica que el casco experimenta al desplazarse en el agua.

A partir de este valor inicial, se introducen los coeficientes propulsivos, los cuales permiten corregir la potencia estimada considerando los efectos de interacción entre el casco y la hélice, así como las pérdidas mecánicas que se producen en el sistema de transmisión desde el motor hasta el propulsor.

1. Estimación de la potencia efectiva

La potencia efectiva representa la cantidad de energía que debe suministrarse para vencer la resistencia total que el agua opone al movimiento del buque a una determinada velocidad. Su estimación constituye uno de los pasos iniciales y fundamentales en el diseño del sistema de propulsión, ya que proporciona una base objetiva para dimensionar adecuadamente tanto la hélice como los motores propulsores.

Como punto de partida para la estimación de la potencia efectiva, se ha empleado el módulo Maxsurf Resistance, a partir de las formas del casco previamente modeladas en Maxsurf Modeler. Estas formas han sido exportadas al módulo de análisis hidrodinámico con el fin de evaluar la resistencia al avance del buque proyecto a distintas velocidades.

Entre los distintos métodos que ofrece Maxsurf Resistance para el cálculo de la resistencia, se ha seleccionado el método empírico de Holtrop & Mennen, ampliamente utilizado por su fiabilidad en buques de desplazamiento. Este método descompone la resistencia total en distintas componentes que son:

- Resistencia por fricción del casco (rozamiento del agua contra la superficie mojada).
- Resistencia de forma (efecto debido al volumen y geometría del casco).
- Resistencia generada por la formación de olas en superficie.
- Resistencia producida por los apéndices del buque (quillas de balance, timones, apéndices).
- Resistencia del aire sobre las superestructuras expuestas.
- Corrección adicional por diferencias entre modelos a escala y el buque real.

El software genera como resultado una tabla de valores de resistencia en función de la velocidad, a partir de la cual se ha elaborado una gráfica que permite visualizar la evolución de la resistencia total frente a la velocidad del buque. Esta representación es clave para identificar la potencia efectiva correspondiente a la velocidad de diseño y servirá como base para los cálculos propulsivos posteriores.

Predicción de potencia propulsora

Tabla 29. Tabla de resistencia total del buque proyecto en función de la velocidad.

Velocidad de servicio (kn)	Nº de Froude con Eslora de flotación	Nº de Froude con Volumen	Resistencia total (kN)	Potencia efectiva (kW)
0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
0,500	0,008	0,017	1,000	0,260
1,000	0,016	0,034	4,300	2,237
1,500	0,024	0,050	10,600	8,202
2,000	0,032	0,067	20,400	20,946
2,500	0,040	0,084	33,800	43,525
3,000	0,048	0,101	51,200	78,999
3,500	0,056	0,117	72,300	130,208
4,000	0,065	0,134	97,000	199,618
4,500	0,073	0,151	124,900	289,256
5,000	0,081	0,168	155,800	400,698
5,500	0,089	0,184	189,100	535,107
6,000	0,097	0,201	224,600	693,291
6,500	0,105	0,218	261,900	875,775
7,000	0,113	0,235	300,700	1082,874
7,500	0,121	0,251	340,800	1314,763
8,000	0,129	0,268	381,900	1571,541
8,500	0,137	0,285	423,800	1853,300
9,000	0,145	0,302	466,600	2160,186
9,500	0,153	0,318	510,000	2492,461
10,000	0,161	0,335	554,100	2850,562
10,500	0,169	0,352	598,900	3235,155
11,000	0,177	0,369	644,500	3647,192
11,500	0,186	0,385	691,000	4087,955

Predicción de potencia propulsora

12,000	0,194	0,402	738,500	4559,055
12,500	0,202	0,419	787,300	5062,610
13,000	0,210	0,436	837,500	5601,113
13,500	0,218	0,452	889,300	6176,294
14,000	0,226	0,469	943,300	6794,099
14,500	0,234	0,486	1000,100	7460,215
15,000	0,242	0,503	1058,500	8167,742
15,500	0,250	0,519	1118,100	8915,747
16,000	0,258	0,536	1182,500	9732,892
16,500	0,266	0,553	1255,200	10654,337
17,000	0,274	0,570	1334,900	11674,426
17,500	0,282	0,586	1414,000	12730,094
18,000	0,290	0,603	1485,900	13759,413
18,500	0,298	0,620	1552,700	14777,742
19,000	0,307	0,637	1624,100	15875,129
19,500	0,315	0,653	1711,200	17166,239
20,000	0,323	0,670	1823,200	18758,221

Predicción de potencia propulsora

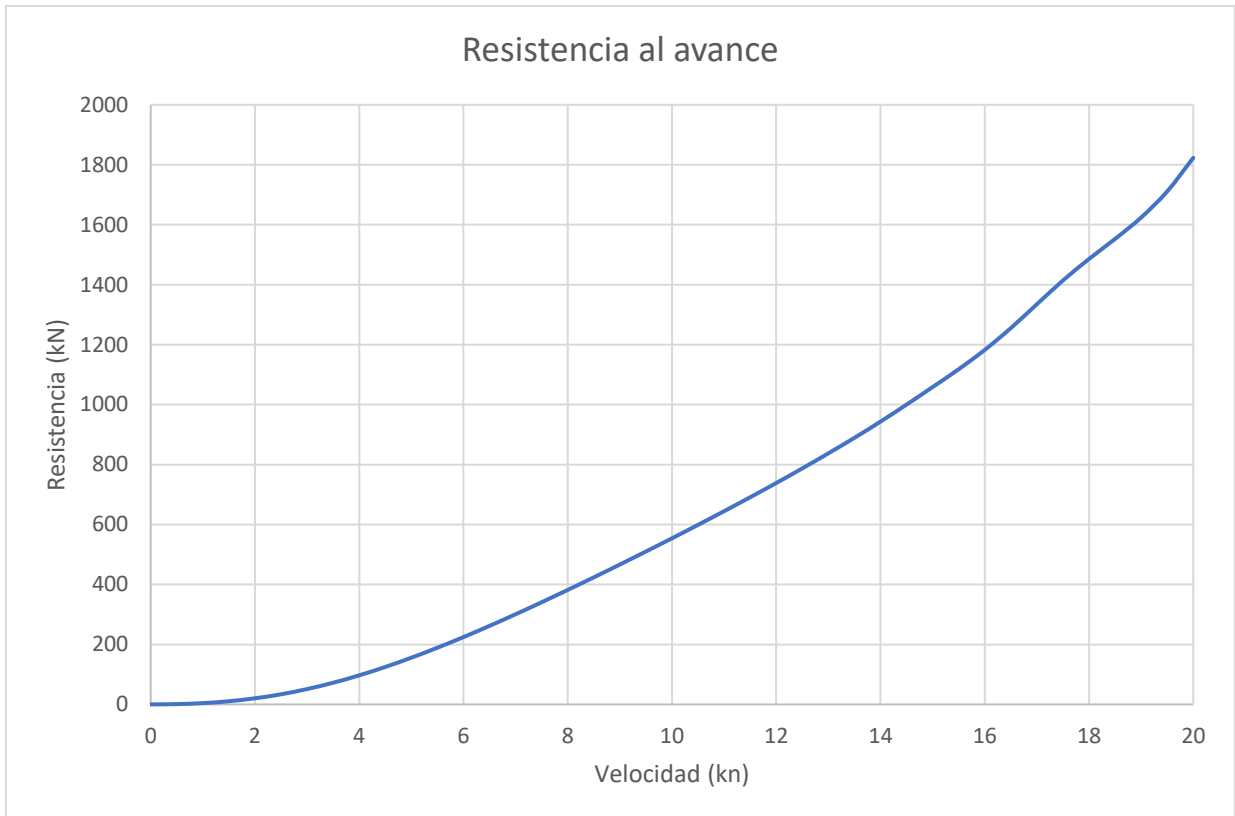


Ilustración 52. Curva de la resistencia al avance del buque proyecto.

Como ya se ha mencionado en capítulos anteriores, la velocidad de diseño del buque proyecto es de 12 nudos. Por lo tanto, la resistencia total de Holtrop obtenida a la velocidad de diseño resulta:

$$R_T = 738,5 \text{ kN} \quad (6.1)$$

Se obtiene la potencia efectiva a partir de la siguiente ecuación:

$$P_E = R_T \cdot V \quad (6.2)$$

Sustituyendo la ecuación anterior, por la resistencia obtenida a 12 nudos:

$$P_E = 738,5 \cdot 12 \cdot 0,514 = 4559,06 \text{ kW} \quad (6.2)$$

2. Cálculo de los coeficientes propulsivos

La siguiente imagen muestra los principales parámetros y rendimientos que se deben considerar para calcular la potencia final de freno del motor que se debe instalar en una embarcación.

La combinación y análisis de estos parámetros permiten determinar la potencia total que debe entregar el motor, asegurando que sea suficiente para vencer todas las resistencias y mantener la velocidad operativa requerida.

Predicción de potencia propulsora

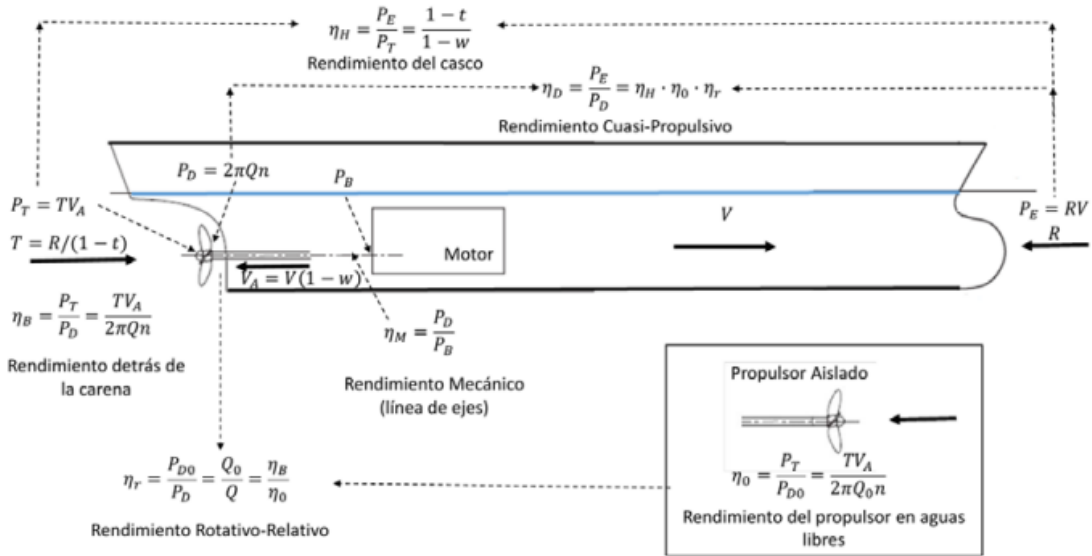


Ilustración 53. Potencias y rendimientos propulsivos.

Entonces, la potencia efectiva se relaciona con la potencia de freno mediante la siguiente ecuación:

$$P_B = \frac{P_E}{MCR \cdot \eta_D} \quad (6.3)$$

El rendimiento cuasi-propulsivo se define como el producto del rendimiento del propulsor en aguas libres, del rendimiento rotativo-relativo y el rendimiento del casco:

$$\eta_D = \eta_0 \cdot \eta_r \cdot \eta_H \quad (6.4)$$

Donde:

MCR es el régimen de funcionamiento de diseño del motor que se considera como el 85% de la potencia nominal continua.

η_0 es el rendimiento en aguas libres de la hélice.

η_r es el rendimiento rotativo-relativo.

η_H es el rendimiento del casco.

Con el objetivo de calcular el rendimiento cuasi-propulsivo, en primer lugar, se determina el rendimiento del casco. Para ello, se definen el coeficiente de estela y el coeficiente de succión, los cuales se estiman mediante la aproximación de Taylor para buques con dos ejes, descrita en la siguiente ecuación:

$$w = 0,55 \cdot C_b - 0,2 \quad (6.5)$$

Donde:

w es el coeficiente de estela.

C_b es el coeficiente de bloque establecido a la eslora de flotación, que tiene un valor de 103,7 m.

Sustituyendo los valores:

Predicción de potencia propulsora

$$w = 0,55 \cdot 0,879 - 0,2 = 0,28 \quad (6.5)$$

Por otro lado, el coeficiente de succión se calcula a través de la aproximación de Holtrop para doble hélice cuya expresión es:

$$t = 0,325 \cdot C_B - 0,1885 \cdot \frac{D}{\sqrt{B \cdot T}} \quad (6.6)$$

Donde:

C_b es el coeficiente de bloque a la eslora de flotación.

D es el puntal que es la distancia vertical desde la línea base a la cubierta principal.

B es la manga de diseño del buque.

T es el calado de diseño del buque.

Sustituyendo:

$$t = 0,325 \cdot 0,879 - 0,1885 \cdot \frac{9,1}{\sqrt{23 \cdot 6,63}} = 0,15 \quad (6.6)$$

De acuerdo con el autor, la estimación del coeficiente de succión se debe encontrar entre el siguiente rango:

$$0,15 \leq t \leq 0,25 \quad (6.6)$$

Por lo que se cumple.

Una vez se conocen los valores del coeficiente de estela y succión, se puede calcular el rendimiento del casco:

$$\eta_H = \frac{1 - 0,15}{1 - 0,28} = 1,18 \quad (6.7)$$

De acuerdo con la aproximación de Taylor para buques con doble línea de ejes el rendimiento rotativo-relativo es de aproximadamente:

$$0,95 < \eta_r < 1 \quad (6.8)$$

Se decide que el rendimiento rotativo relativo sea el valor medio del rango anterior:

$$\eta_r = 0,98 \quad (6.9)$$

El rendimiento mecánico se estima en función de la potencia de freno instalada y de la presencia o no de reductora, según los valores indicados en la siguiente tabla. Las líneas de ejes sin reductora presentan rendimientos superiores, mientras que la presencia de reductora implica pérdidas mecánicas adicionales.

Predicción de potencia propulsora

Tabla 30. Tabla de los rendimientos mecánicos.

Reductora	Potencia de freno instalada (bhp)	Rendimiento mecánico
NO	bhp < 1000	0,97
NO	1000 < bhp < 10000	0,98
NO	bhp > 10000	0,985 - 0,99
SI	bhp < 1000	0,93 - 0,94
SI	1000 < bhp < 10000	0,94 - 0,96
SI	bhp > 10000	0,96 - 0,97

La potencia instalada de freno se encontrará en el rango, de acuerdo con la estimación del capítulo 2 Dimensionamiento:

$$1000 < bhp < 10000 \quad (6.10)$$

Además, el acoplamiento del motor que es de 4T dispone de una reductora porque la velocidad es demasiado alta para la hélice, ya que podría cavitarse en gran medida. Por lo tanto, el rendimiento mecánico se encuentra entre el rango:

$$0,94 < \eta_m < 0,96$$

Entonces se decide que el rendimiento mecánico sea la media de los valores máximo y mínimo:

$$\eta_m = 0,95$$



Predicción de potencia propulsora



Capítulo 7

Propulsión y gobierno

En primer lugar, se define el tipo de propulsión adoptado para el buque proyectado y se calculan los huelgos entre el codaste y el propulsor.

A partir de los parámetros determinados en el capítulo anterior, se lleva a cabo el dimensionamiento preliminar de la hélice, empleando las series sistemáticas Wageningen B.

Por otro lado, se realiza un análisis preliminar mediante el software OpenProp, orientado a optimizar el rendimiento de la hélice en condiciones de aguas libres y verificar su adecuación al régimen de operación previsto.

Por último, se realiza la elección de los motores propulsores de metanol.

1. Tipo de propulsión y timón

Con el objetivo de diseñar el sistema de propulsión del buque, se opta por una configuración convencional compuesta por dos líneas de ejes, cada una acoplada a un motor de combustión interna mediante una reductora.

Por otro lado, las hélices se han dimensionado con un diámetro de *4 metros* y un número de palas igual a *4*. El diámetro de la hélice es una variable muy importante que contribuye en el rendimiento total propulsivo. Por esta razón, se elige la dimensión en función de los siguientes puntos.

- Una hélice de gran diámetro puede generar un empuje significativo a velocidades bajas. Esto es crucial para una draga dado que debe maniobrar y operar con precisión mientras realiza tareas de dragado, que requieren un empuje constante y controlado.
- Cuanto mayor es el diámetro mayor es la eficiencia a bajas revoluciones por minuto. Incluso, ayuda a reducir la cavitación evitando que se produzcan burbujas de vapor que dañen las palas de la hélice.

Como consecuencia de las velocidades bajas, se decide que la hélice gire a *100 rpm*. Además, se opta por hélices de paso variable, lo que requiere disponer un espacio hueco en el interior de las líneas de ejes para alojar las mangueras hidráulicas encargadas del control del paso.

Además, se incorporan toberas alrededor de las hélices con el objetivo de mejorar la eficiencia propulsiva, especialmente en condiciones de operación a baja velocidad, como las que predominan durante las maniobras de dragado. Estas estructuras canalizan y aceleran el flujo de agua que atraviesa la hélice, optimizando la transferencia de energía y reduciendo las pérdidas por turbulencia y cavitación. En configuraciones con dos líneas de ejes independientes, la incorporación de toberas mejora la distribución del empuje y reduce vibraciones. Según datos experimentales y aplicaciones reales, la instalación de toberas puede aportar una ganancia propulsiva de entre el 7% y el 10%.

En cuanto a los timones, para el buque proyectado se ha optado por la instalación de uno semicompensado, utilizado ampliamente en dragas de succión con tolva (TSHD).

Propulsión y gobierno

La elección de este tipo de timón se justifica por su capacidad para ofrecer un control direccional preciso incluso a bajas velocidades, condición habitual durante las maniobras de dragado, carga y descarga de la cántara.

Además, el timón semicompensado contribuye a mantener la estabilidad del rumbo durante las operaciones de transporte y vertido de material, donde las variaciones de carga y las corrientes generadas por el flujo de arena pueden afectar al comportamiento del buque.

2. Cálculo de los huelgos entre el propulsor y el casco

Para dimensionar el diámetro del propulsor habrá que tener en cuenta el espacio disponible en la línea base y el codaste del buque proyecto. De acuerdo con los apuntes de diseño de cámara de máquinas, se determinan los huelgos mínimos que deberán dejarse para el correcto funcionamiento del propulsor. Por lo tanto, según el espacio disponible y los requerimientos mínimos se podrá calcular el diámetro máximo:

Los huelgos principales son:

Distancia mínima entre las puntas de las palas y el casco.

$$h_{\text{hélice-casco}} = 17\% D \quad (7.1)$$

Sustituyendo el diámetro de la hélice:

$$h_{\text{hélice-casco}} = 0,17 \cdot 4 = 0,68 \text{ m} \quad (7.1)$$

Distancia mínima entre las puntas de las palas y la quilla.

$$h_{\text{hélice-quilla}} = 4\% D \quad (7.2)$$

Permutando:

$$h_{\text{hélice-quilla}} = 0,04 \cdot 4 = 0,16 \text{ m} \quad (7.2)$$

Por otro lado, existen distancias longitudinales mínimas entre el casco, el timón y la hélice.

Distancia mínima entre el codaste de popa y la hélice.

$$h_{\text{codaste-hélice}} = 27\% D \quad (7.3)$$

Sustituyendo:

$$h_{\text{codaste-hélice}} = 0,27 \cdot 4 = 1,08 \text{ m} \quad (7.3)$$

Distancia mínima desde el extremo más a proa del timón y la hélice.

$$h_{\text{timón-hélice}} = 0,04 \cdot 4 = 0,16 \text{ m} \quad (7.4)$$

La distancia vertical mínima entre las puntas de las palas y el casco se establece en 0,68 metros, mientras que entre las puntas de las palas y la quilla se asegura un margen mínimo de 0,16 metros. En el plano horizontal, la separación mínima entre la hélice y

el codaste es de 1,08 metros y la distancia entre el extremo de proa del timón y la hélice es de 0,16 metros.

3. Cálculo de la hélice

Potencia de empuje

En función de la potencia efectiva, se obtiene la potencia de empuje como:

$$P_T = \frac{P_E}{\eta_H} \quad (7.5)$$

Sustituyendo:

$$P_T = \frac{4559,28 \cdot 10^3}{1,18} = 3863,8 \text{ kW} \quad (7.5)$$

Para continuar con la obtención de potencias, se debe calcular el rendimiento de la hélice en aguas libres.

Dimensionamiento de la hélice

El cálculo de la hélice se realizará con las series B sistemáticas de wageningen. En primer lugar, se aplica la fórmula de keller para calcular la relación área/disco y así, poder elegir una curva de la hélice:

$$\frac{A_e}{A_0} = \frac{(1.3 + 0.3 \cdot Z) \cdot T}{(P_0 - P_V) \cdot D^2} + K \quad (7.6)$$

Donde:

Z es en número de palas.

T es el empuje de la hélice.

D es el diámetro máximo de la hélice.

P_0 es la presión absoluta.

P_V es la presión de vapor.

K es una constante que se aproxima en función de la siguiente imagen:

Tabla 31. Valores correspondientes para la constante K.

$k = 0,0$	Para buques rápidos navales con doble línea de ejes
$k = 0,1$	Para buques lentos navales con doble línea de ejes
$k = 0,2$	Para buques de una línea de eje

Los buques base que se tienen en cuenta disponen de un número de palas igual a cuatro, por lo tanto, el buque proyecto se diseña para:

$$Z = 4 \quad (7.7)$$

Propulsión y gobierno

Hay varias opciones para calcular el empuje de la hélice, no obstante, se utilizará la siguiente fórmula para calcularlo:

$$P_T = T \cdot V_A \quad (7.8)$$

Siendo, V_A la velocidad de avance que se estima como:

$$V_A = V \cdot (1 - w) \quad (7.9)$$

Entonces, el empuje final considerando que es doble línea de ejes:

$$T = \frac{P_T}{V \cdot (1 - w)} = \frac{3863,8 \cdot 10^3}{(12 \cdot 0,514 \cdot (1 - 0,28)) \cdot 2} = 435018,55 \text{ N} \quad (7.10)$$

El diámetro máximo se estima como:

$$D_{m\acute{a}x} = 0,63 \cdot T \quad (7.11)$$

Sustituyendo el calado del buque proyecto:

$$D_{m\acute{a}x} = 0,63 \cdot 6,63 = 4,18 \text{ m} \quad (7.11)$$

Se cumple dado que las hélices del buque proyecto se dimensionan para un diámetro de:

$$D = 4 \text{ m} \quad (7.12)$$

La presión absoluta se estima en función de la siguiente ecuación:

$$P_0 = P_{atm} + \rho \cdot g \cdot h \quad (7.13)$$

Donde P_{atm} es la presión atmosférica, ρ es la densidad del agua de mar, g es la gravedad y h es la distancia de la superficie del agua al eje de la hélice. Además, se debe tener en cuenta que la distancia de la base del barco al extremo de la pala deber ser:

$$z > 5\% \cdot D \quad (7.14)$$

Permutando:

$$z > 0,05 \cdot 4 = 0,2 \text{ m} \quad (7.14)$$

Por lo tanto, la ecuación para calcular h es la siguiente:

$$h = T - z - \left(\frac{D}{2}\right) \quad (7.15)$$

Sustituyendo los términos:

Propulsión y gobierno

$$h = 6,63 - 0,2 - \left(\frac{4}{2}\right) = 4,43 \text{ m} \quad (7.15)$$

Se puede calcular la presión absoluta porque se conocen todos los términos que la forman:

$$P_0 = 101325 + 1025 \cdot 9,81 \cdot 4,43 = 145869,76 \text{ Pa} \quad (7.13)$$

La presión de vapor se estima en:

$$P_V = 1646 \text{ Pa} \quad (7.16)$$

Por último, como el buque proyecto dispone de dos líneas de ejes el valor de k es:

$$k = 0,1 \quad (7.17)$$

Entonces, con todos los valores anteriores, se puede aplicar la fórmula de Keller:

$$\frac{A_e}{A_0} = \frac{(1,3 + 0,3 \cdot 4) \cdot 435018,55}{(145869,76 - 1646) \cdot 4^2} + 0,1 = 0,57 \quad (7.6)$$

Con la finalidad de escoger una curva de las series B de Wageningen, se redondea la relación área-disco, concluyendo el siguiente valor:

$$\frac{A_e}{A_0} \approx 0,6 \quad (7.6)$$

La fórmula anterior (7.14) define la variable relación área-disco. Este parámetro determina la elección de una curva de las series B de Wageningen. A partir del coeficiente de empuje y el grado de avance, se puede estimar con las imágenes de las curvas el coeficiente de par y, finalmente, se obtiene el rendimiento del propulsor en aguas libres.

En primer lugar, se calcula el grado de avance de la hélice mediante la siguiente ecuación:

$$J_A = \frac{V_A}{n \cdot D} \quad (7.15)$$

Donde:

V_A es la velocidad de avance.

n son las revoluciones por segundo del propulsor.

D es el diámetro de la hélice.

Sustituyendo:

$$J_A = \frac{12 \cdot 0,514 \cdot (1 - 0,28)}{\left(\frac{100}{60}\right) \cdot 4} = 0,666 \quad (7.15)$$

En segundo lugar, se calcula el coeficiente de empuje con la siguiente expresión:

Propulsión y gobierno

$$K_T = \frac{T}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4} \tag{7.16}$$

Donde:

T es el empuje del propulsor teniendo en cuenta que se diseña para disponer de dos líneas de ejes.

ρ es la densidad del agua.

n son el número de revoluciones por segundo.

D es el diámetro de la hélice.

Sustituyendo:

$$K_T = \frac{435018,55}{1000 \cdot \left(\frac{100}{60}\right)^2 \cdot 4^4} = 0,612 \tag{7.16}$$

El coeficiente de par se obtiene a partir de las curvas de las hélices de la Serie Wageningen, a continuación, se muestra la imagen de la curva que representa el tipo de hélice instalada en el buque proyecto.

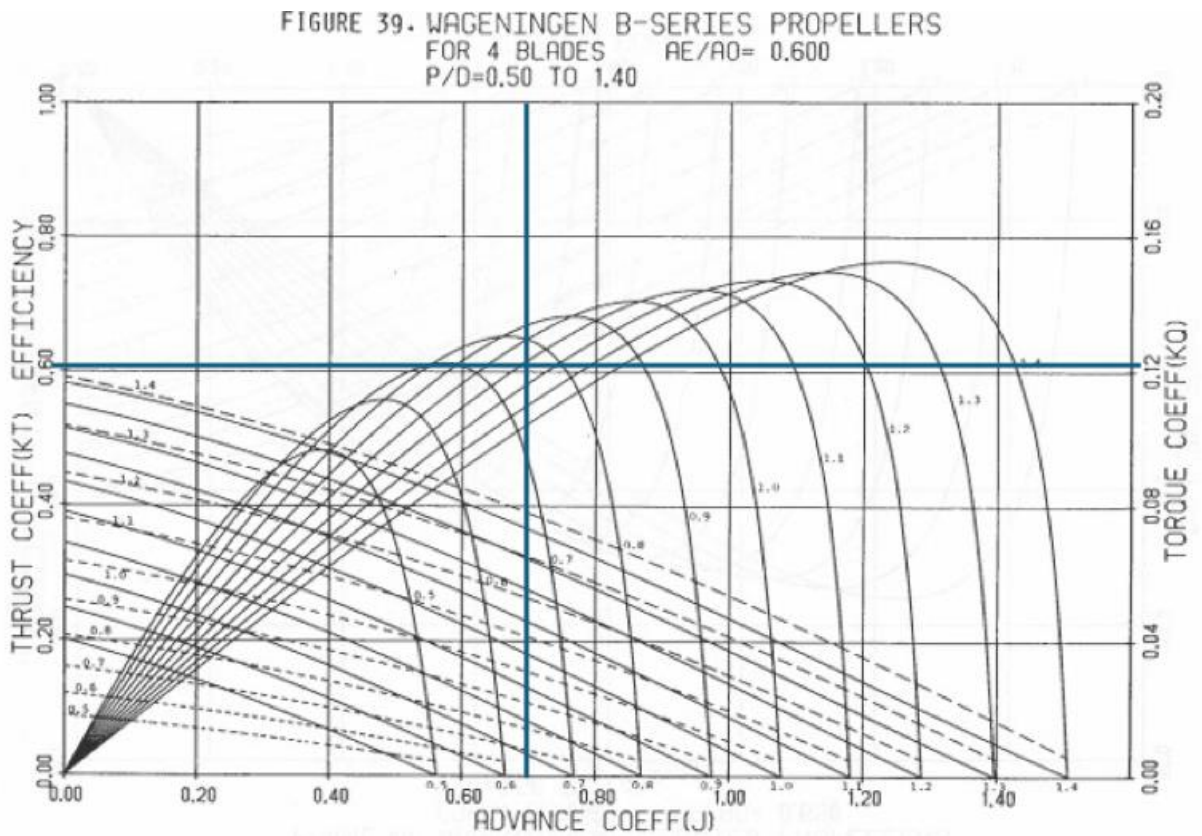


Ilustración 54. Curva de Wageningen con relación área-disco de 0,6.

Para la relación área-disco de 0,6, los datos obtenidos del coeficiente de empuje y la relación paso-diámetro son:

$$K_{Q0} = 0,122 \tag{7.17}$$

$$\frac{P}{D} = 1,1 \quad (7.18)$$

Cálculo del rendimiento del propulsor en aguas libres

El rendimiento del propulsor en aguas libres se calcula a través de la siguiente ecuación:

$$\eta_0 = \frac{K_T \cdot J_A}{2 \cdot \pi \cdot K_{Q0}} \quad (7.19)$$

Sustituyendo el coeficiente de empuje, el grado de avance y el coeficiente de par:

$$\eta_0 = \frac{0,612 \cdot 0,666}{2 \cdot \pi \cdot 0,122} = 0,532 \quad (7.19)$$

El rendimiento cuasi-propulsivo es:

$$\eta_D = \eta_H \cdot \eta_0 \cdot \eta_r \quad (7.20)$$

Sustituyendo el rendimiento del casco, el rendimiento del propulsor en aguas libres y el rendimiento rotativo relativo:

$$\eta_D = 1,18 \cdot 0,532 \cdot 0,98 = 0,615 \quad (7.20)$$

La potencia del propulsor aislado se calcula como:

$$P_{D0} = \frac{P_T}{\eta_0} \quad (7.21)$$

Sustituyendo la potencia de empuje considerando que se instalan dos líneas de ejes en el buque proyecto y el rendimiento del propulsor en aguas libres:

$$P_{D0} = \frac{3863,8 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,532} = 3631,39 \text{ kW} \quad (7.21)$$

Rendimiento detrás de la carena

En el capítulo anterior, se define el valor del rendimiento rotativo-relativo, a partir del cual se obtiene la potencia del propulsor:

$$\eta_r = \frac{P_{D0}}{P_D} \quad (7.22)$$

Despejando:

$$P_D = \frac{P_{D0}}{\eta_r} \quad (7.21)$$

Propulsión y gobierno

Sustituyendo la potencia del propulsor en aguas libres y el rendimiento rotativo-relativo:

$$P_D = \frac{3631,39 \cdot 10^3}{0,98} = 3705,5 \text{ kW} \quad (7.21)$$

El rendimiento detrás de la carena se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\eta_B = \frac{P_T}{P_D} \quad (7.23)$$

Sustituyendo la potencia de empuje y la potencia del propulsor:

$$\eta_B = \frac{3863,8/2}{3705,5} = 0,521 \quad (7.23)$$

El par del propulsor en aguas libres y el par del propulsor

El par en el propulsor en aguas libres se obtiene a través de la siguiente ecuación:

$$Q_0 = \frac{T \cdot V_A}{2 \cdot \pi \cdot \eta_0 \cdot n} \quad (7.24)$$

Sustituyendo el empuje T , la velocidad de avance V_A , el rendimiento en aguas libres η_0 y las revoluciones por segundo n :

$$Q_0 = \frac{435018,55 \cdot 12 \cdot 0,514 \cdot (1 - 0,28)}{2 \cdot \pi \cdot 0,532 \cdot \left(\frac{100}{60}\right)} = 346,77 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (7.24)$$

Por otro lado, se puede calcular el par del propulsor como:

$$\eta_r = \frac{Q_0}{Q} \quad (7.22)$$

Despejando y sustituyendo el valor del rendimiento rotativo-relativo y el del par del propulsor aislado:

$$Q = \frac{346,77 \cdot 10^3}{0,98} = 353,85 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (7.25)$$

Potencia de freno

Por último, se calcula la potencia de freno mediante la siguiente expresión:

$$P_B = \frac{P_D}{\eta_m} \quad (7.26)$$

Sustituyendo la potencia detrás de la carena y el rendimiento mecánico de la línea de ejes, se obtiene la potencia de freno:

$$P_B = \frac{3705,5 \cdot 10^3}{0,95} = 3900,53 \text{ kW} \tag{7.26}$$

Se necesita una potencia de salida de los motores de 3900,53 kW, por cada línea de ejes. Por lo tanto, se tiene una potencia total de freno de 7801,05 kW.

4. Estudio de OpenProp

Con el objetivo de complementar las estimaciones realizadas a partir de las curvas de Wageningen, se ha recurrido al uso del software OpenProp para llevar a cabo un análisis más preciso del comportamiento de la hélice, utilizando como base los parámetros obtenidos previamente. Este entorno de cálculo permite simular el rendimiento hidrodinámico de distintas configuraciones de hélice, proporcionando resultados más detallados y ajustados a las condiciones reales de operación.

En primer lugar, se realiza un estudio paramétrico con el objetivo de identificar las variables del sistema propulsivo que pueden modificarse para maximizar la eficiencia del propulsor en aguas libres. En este análisis se han evaluado configuraciones de hélice con un número de palas comprendido entre 3 y 6, diámetros entre 2 y 4 metros, y velocidades de rotación entre 100 y 200 rpm, permitiendo establecer las combinaciones más adecuadas para las condiciones operativas del buque proyectado.

A continuación, se muestra una imagen de la interfaz del programa en la que se añaden todos los parámetros:

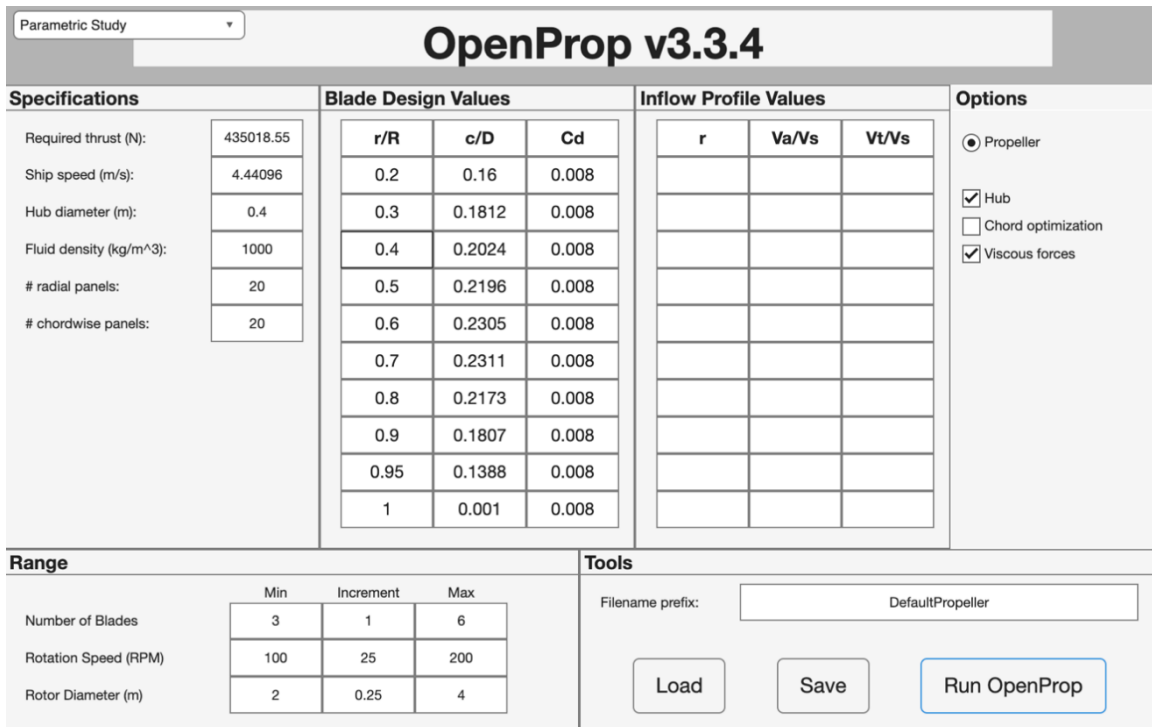


Ilustración 55. Interfaz de introducción de datos del estudio paramétrico de OpenProp.

Los resultados obtenidos del estudio paramétrico son las siguientes gráficas:

Propulsión y gobierno

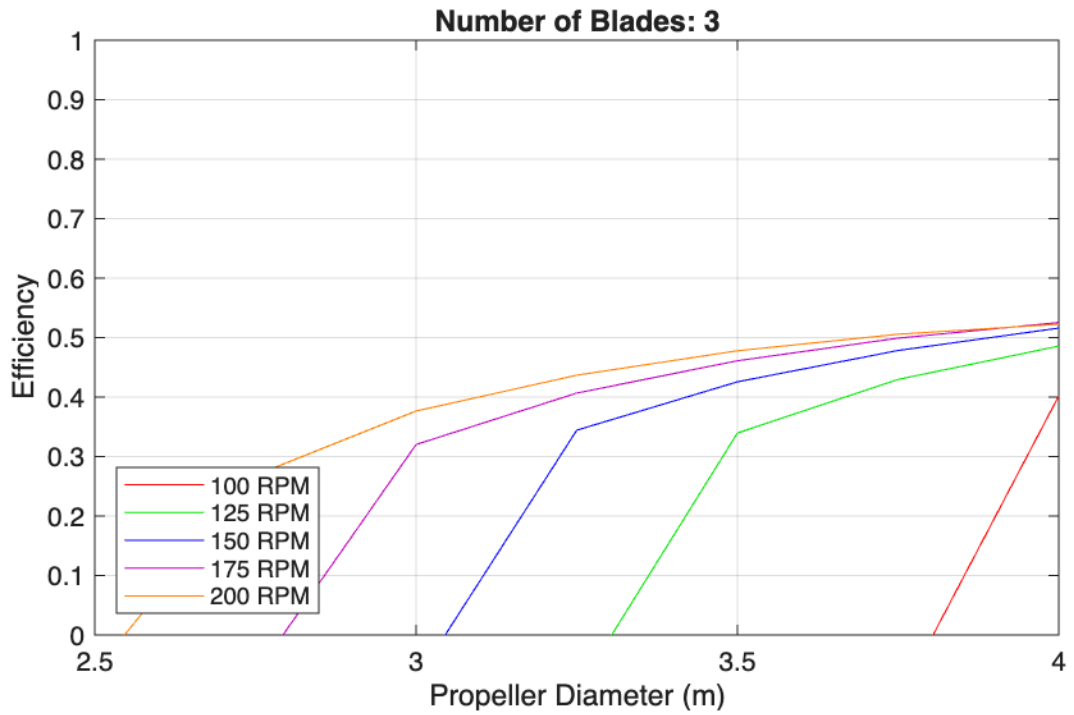


Ilustración 56. Estudio paramétrico del propulsor para 3 palas.

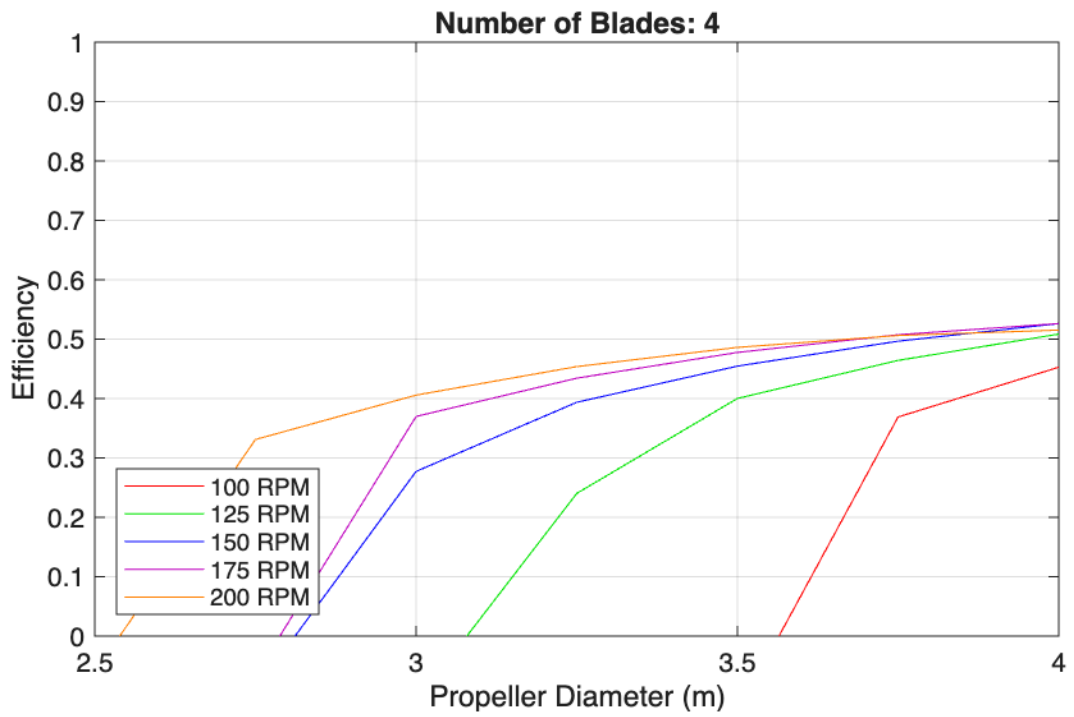


Ilustración 57. Estudio paramétrico del propulsor para 4 palas.

Propulsión y gobierno

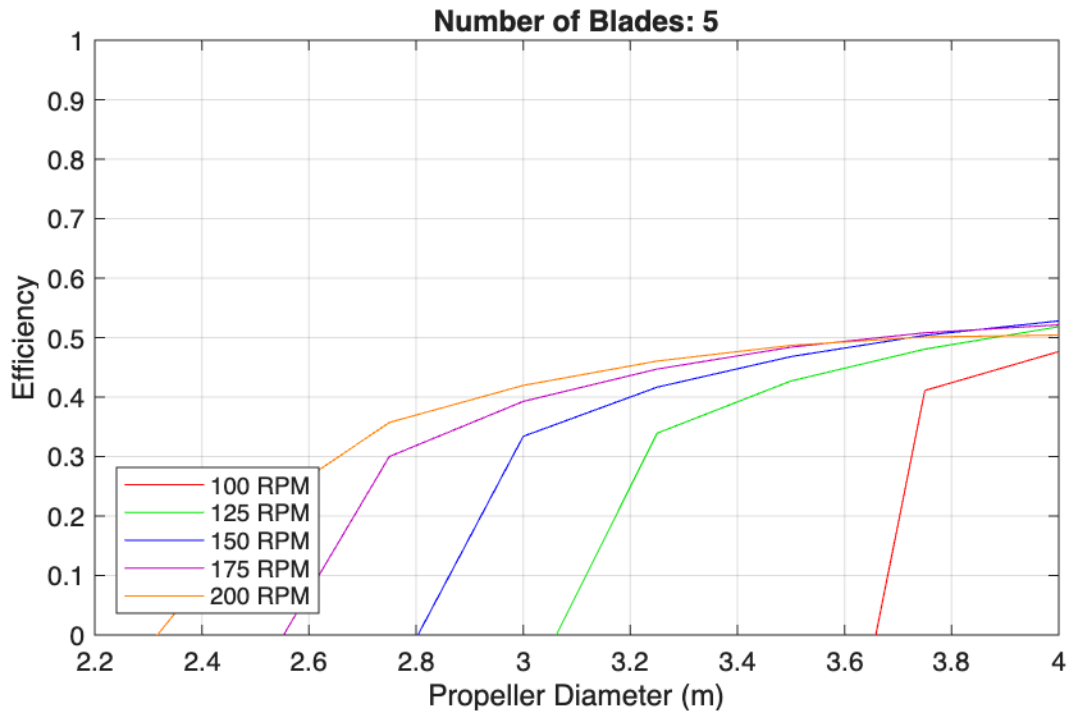


Ilustración 58. Estudio paramétrico del propulsor para 5 palas.

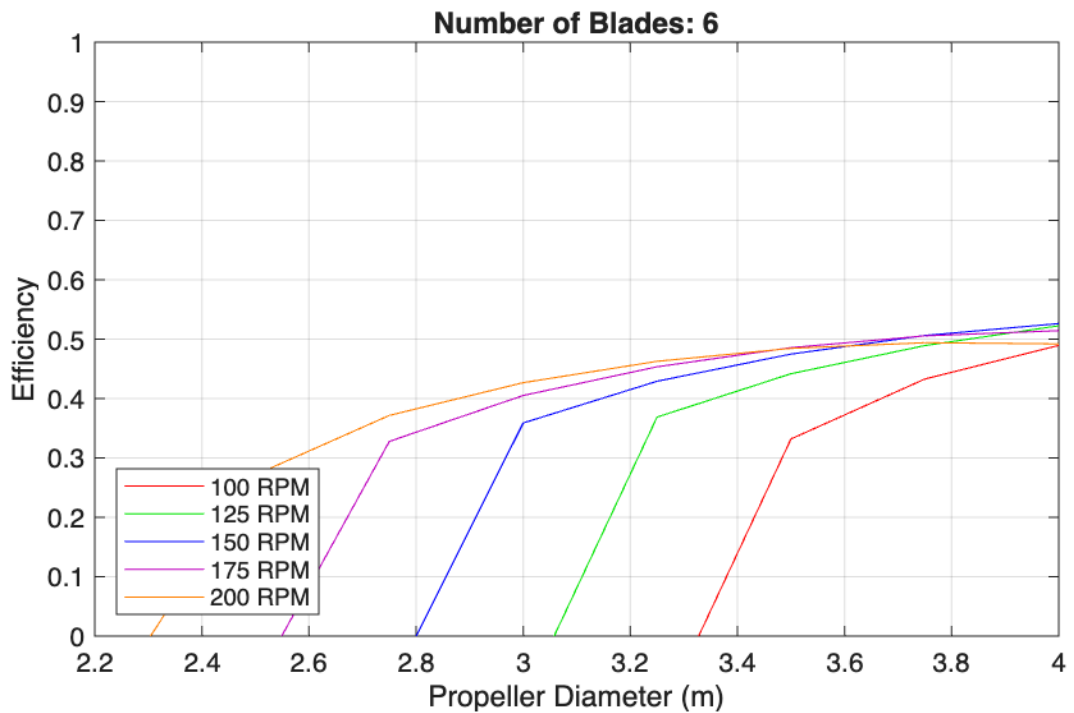


Ilustración 59. Estudio paramétrico del propulsor para 6 palas.

Dado que se han definido previamente el diámetro y el número de palas del propulsor, se recurre a la imagen correspondiente y se amplía la zona relativa al diámetro de 4 metros. Esto permite identificar con mayor precisión la curva que ofrece el mejor rendimiento hidrodinámico en función de los parámetros establecidos. A continuación, se muestra la imagen:

Propulsión y gobierno

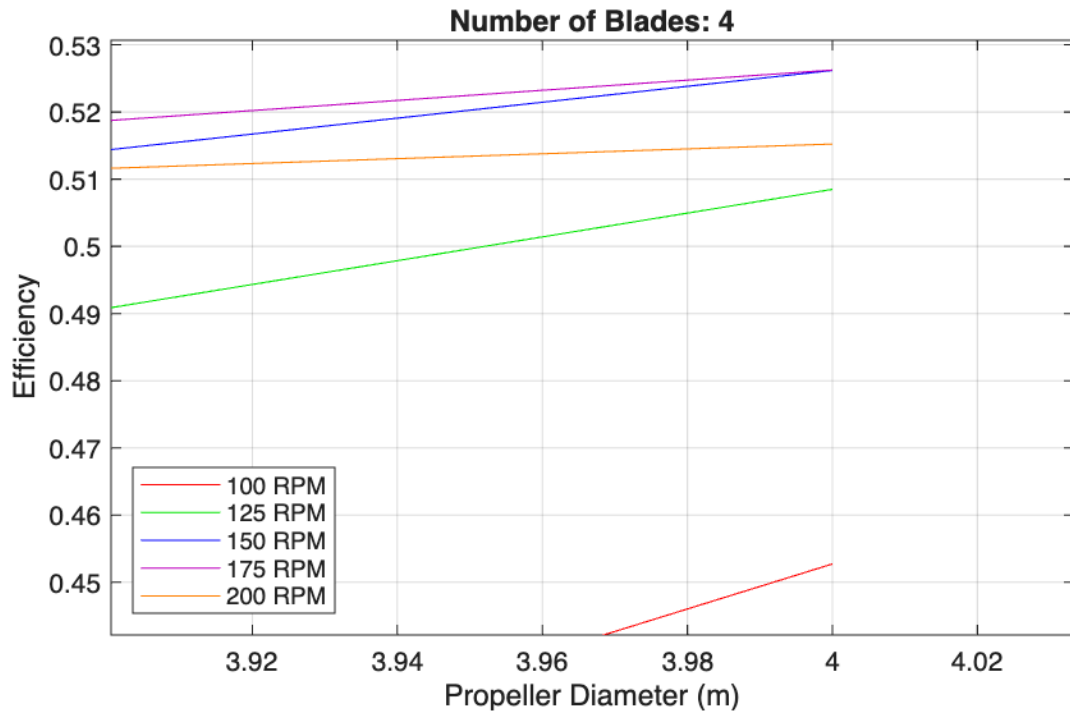


Ilustración 60. Zoom in del estudio paramétrico para el propulsor con 4 palas.

El estudio paramétrico realizado para un propulsor de 4 palas y un diámetro de 4 metros indica que el mayor rendimiento se obtiene cuando el propulsor gira a 175 rpm. Por tanto, estos son los valores de referencia que se consideran en el diseño específico.

A continuación, se presenta la interfaz de introducción de datos requerida por OpenProp para llevar a cabo dicho diseño.

OpenProp v3.3.4

Specifications	Blade Design Values	Inflow Profile Values	Options																																																																																																			
Number of blades: 4	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>r/R</th> <th>c/D</th> <th>Cd</th> <th>t0/D</th> <th>Skew</th> <th>Xs/D</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0.2</td><td>0.16</td><td>0.008</td><td>0.0329</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>0.3</td><td>0.1812</td><td>0.008</td><td>0.0281</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>0.4</td><td>0.2024</td><td>0.008</td><td>0.0239</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>0.5</td><td>0.2196</td><td>0.008</td><td>0.0198</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>0.6</td><td>0.2305</td><td>0.008</td><td>0.016</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>0.7</td><td>0.2311</td><td>0.008</td><td>0.0125</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>0.8</td><td>0.2173</td><td>0.008</td><td>0.0091</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>0.9</td><td>0.1807</td><td>0.008</td><td>0.006</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>0.95</td><td>0.1388</td><td>0.008</td><td>0.0045</td><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>1</td><td>0.001</td><td>0.008</td><td>0</td><td>0</td><td>0</td></tr> </tbody> </table>	r/R	c/D	Cd	t0/D	Skew	Xs/D	0.2	0.16	0.008	0.0329	0	0	0.3	0.1812	0.008	0.0281	0	0	0.4	0.2024	0.008	0.0239	0	0	0.5	0.2196	0.008	0.0198	0	0	0.6	0.2305	0.008	0.016	0	0	0.7	0.2311	0.008	0.0125	0	0	0.8	0.2173	0.008	0.0091	0	0	0.9	0.1807	0.008	0.006	0	0	0.95	0.1388	0.008	0.0045	0	0	1	0.001	0.008	0	0	0	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>r</th> <th>Va/Vs</th> <th>Vt/Vs</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td></tr> </tbody> </table>	r	Va/Vs	Vt/Vs																															<input checked="" type="radio"/> Propeller <input type="radio"/> Turbine <input checked="" type="checkbox"/> Hub <input type="checkbox"/> Chord optimization <input checked="" type="checkbox"/> Viscous forces <input type="checkbox"/> Optimization plots <input checked="" type="checkbox"/> Geometry plots <input type="checkbox"/> Performance curve Airfoil type Meanline type: NACA a=0.8 Thickness type: NACA 65A010
r/R	c/D	Cd	t0/D	Skew	Xs/D																																																																																																	
0.2	0.16	0.008	0.0329	0	0																																																																																																	
0.3	0.1812	0.008	0.0281	0	0																																																																																																	
0.4	0.2024	0.008	0.0239	0	0																																																																																																	
0.5	0.2196	0.008	0.0198	0	0																																																																																																	
0.6	0.2305	0.008	0.016	0	0																																																																																																	
0.7	0.2311	0.008	0.0125	0	0																																																																																																	
0.8	0.2173	0.008	0.0091	0	0																																																																																																	
0.9	0.1807	0.008	0.006	0	0																																																																																																	
0.95	0.1388	0.008	0.0045	0	0																																																																																																	
1	0.001	0.008	0	0	0																																																																																																	
r	Va/Vs	Vt/Vs																																																																																																				
Rotation speed (RPM): 175 Rotor diameter (m): 4 Required thrust (N): 435018.55 Ship speed (m/s): 4.44096 Hub diameter (m): 0.4 Fluid density (kg/m ³): 1000 # radial panels: 20 # chordwise panels: 20	Non-dimensional Parameters J = V/nD = 0.38065 CT = T/(1/2*rho*V^2*pi*R^2) = 3.5105 L = omega*R/V = 8.2532 KT = T/(rho*n^2*D^4) = 0.19975	Tools Filename prefix: DefaultPropeller <input type="button" value="Load"/> <input type="button" value="Save"/> <input type="button" value="Run OpenProp"/>	<input type="checkbox"/> Ducted Propeller Thrust Ratio: 1 Duct section drag (Cd): 0.008 duct D / prop D: 1																																																																																																			

Ilustración 61. Interfaz del diseño específico.

Finalmente, una vez completado el proceso de diseño con los parámetros óptimos obtenidos del estudio paramétrico, se procede a mostrar los resultados correspondientes al diseño específico. A continuación, se muestran los resultados del

Propulsión y gobierno

comportamiento del propulsor bajo las condiciones seleccionadas, con el objetivo de obtener la eficiencia del propulsor en aguas libres.

On-design Performance

J =	<input type="text" value="0.38065"/>	<input checked="" type="radio"/> SI <input type="radio"/> English
KT =	<input type="text" value="0.19975"/>	Ship speed (Vs) = <input type="text" value="4.441"/> m/s
KQ =	<input type="text" value="0.023072"/>	Rotation speed (N) = <input type="text" value="175"/> RPM
EFFY =	<input type="text" value="0.52451"/>	Diameter (D) = <input type="text" value="4"/> m
ADEFFY =	<input type="text" value="0.64025"/>	Thrust (T) = <input type="text" value="435018.55"/> N
CT =	<input type="text" value="3.5105"/>	Torque (Q) = <input type="text" value="200986.1662"/> Nm
CQ =	<input type="text" value="0.81097"/>	Power (P) = <input type="text" value="3683263.868"/> W
CP =	<input type="text" value="6.693"/>	

Ilustración 62. Resultados del diseño específico.

Además, se representa una imagen del propulsor en 3D:

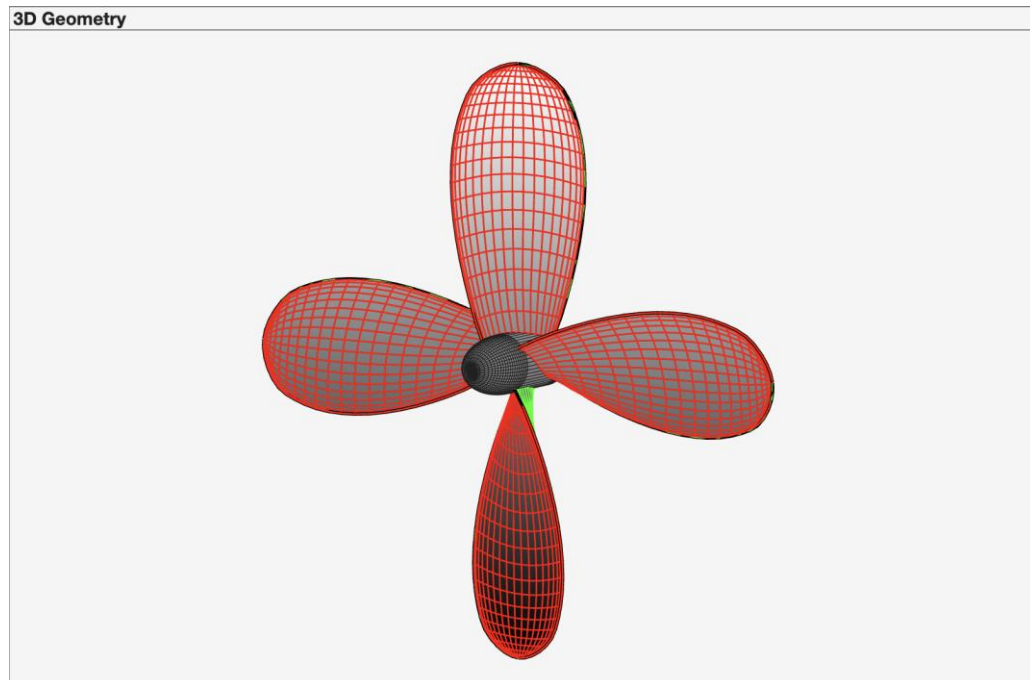


Ilustración 63. Representación en 3D del propulsor diseñado.

Rendimiento cuasi-propulsivo

El rendimiento cuasi-propulsivo se calcula como:

$$\eta_D = 1,18 \cdot 0,525 \cdot 0,98 = 0,607 \tag{7.20}$$



Potencia de freno

Se calcula la potencia de freno mediante la siguiente expresión:

$$P_B = \frac{P_E}{\eta_D \cdot \eta_m} \quad (7.26)$$

Sustituyendo la potencia efectiva, el rendimiento cuasi-propulsivo y el mecánico de la línea de ejes, se obtiene la potencia de freno:

$$P_B = \frac{4559,28 \cdot 10^3 / 2}{0,607 \cdot 0,95} = 3953,25 \text{ kW} \quad (7.26)$$

Se necesita una potencia de salida de los motores de 3953,25 kW, por cada línea de ejes. Por lo tanto, se tiene una potencia total de freno de 7906,5 kW.

Resultados

A continuación, se muestra una tabla para comparar los resultados obtenidos por los cálculos de las series B de wageningen y openprop.

Tabla 32. Tabla comparativa de los resultados obtenidos.

Parámetros	Series B wageningen	OpenProp
Grado de avance, J	0,666	0,38065
Coefficiente de empuje, K_t	0,612	0,19975
Coefficiente de par, K_{q_0}	0,122	0,023072
Rendimiento en aguas libres, η_0	0,532	0,525
Empuje, T (N)	435018,55	435018,55
Par en aguas libres, Q_0 (kN · m)	346,77	200,99
Potencia del propulsor aislado, P_{D_0} (kW)	3631,39	3683,26
Rendimiento cuasi-propulsivo, η_D	0,615	0,607
Potencia de freno, P_b (kW)	3900,53	3953,25

Como se puede observar en la comparación de resultados, el rendimiento en aguas libres es muy similar en ambos procedimientos, lo que se traduce en valores de potencia de freno prácticamente equivalentes. No obstante, se opta por tomar como referencia los valores obtenidos mediante OpenProp, ya que este software proporciona resultados más precisos, derivados de cálculos numéricos exactos. En cambio, los datos extraídos de las curvas de la Serie B de Wageningen presentan una mayor incertidumbre, dado que provienen de una gráfica de baja resolución, lo que dificulta una lectura precisa de los ejes y hace que la estimación de los valores sea menos fiable. Además, la potencia de freno calculada con OpenProp es ligeramente superior, al obtener un rendimiento

menor, lo cual aporta un margen de seguridad adicional en el diseño de la planta propulsiva.

5. Márgenes por considerar y potencia final

Margen de mar

El margen de mar es un factor clave en el diseño y operación de los buques, y se refiere a la reserva adicional de potencia que se debe considerar para asegurar el rendimiento del buque bajo condiciones operativas adversas, como el mal tiempo, corrientes fuertes, o el crecimiento de organismos marinos en el casco.

En el cálculo de la potencia de un buque, el margen de mar se introduce como un porcentaje adicional sobre la potencia necesaria para navegar en condiciones ideales. Normalmente, este margen puede variar entre un 15% y un 30% dependiendo del tipo de buque, las rutas esperadas, y las condiciones de operación.

Razones para incluir el margen de mar en el cálculo de potencia:

1. Condiciones meteorológicas adversas como el viento fuerte, oleaje alto y corrientes marinas pueden incrementar la resistencia del buque y, por lo tanto, requerir más potencia para mantener la velocidad diseñada.
2. Pérdida de eficiencia del sistema de propulsión. Con el tiempo, los motores y sistemas de propulsión pueden volverse menos eficientes debido al desgaste y otros factores.
3. Ensuciamiento del casco (fouling) que consiste en la acumulación de organismos marinos en el casco aumenta la fricción y la resistencia al avance, lo que demanda más potencia para superar este aumento de resistencia.

Para el buque proyecto como el margen de mar se puede encontrar entre el 15% y 30 %, se considera un margen de mar del:

$$\text{Margen de mar} = 22,5\% \quad (7.27)$$

La potencia final que debe ser menor que la potencia máxima que suministren los motores propulsores es:

$$P_{motorfinal} = \text{margen de mar} \cdot P_b \quad (7.28)$$

Sustituyendo el margen de mar y la potencia de freno:

$$P_{motorfinal} = 1,225 \cdot 3953,25 = 4842,73 \text{ kW} \quad (7.28)$$

6. Elección de los motores propulsores

La selección de los motores propulsores se realizará considerando el número de palas de las hélices y el número de cilindros de los motores, evitando que sean múltiplos entre sí. De esta manera, se evitan fenómenos de resonancia y se reducen vibraciones estructurales, mejorando así el comportamiento dinámico del sistema propulsor y la fiabilidad mecánica. A su vez, se verificará que los motores cumplan con los requisitos de potencia establecidos en las estimaciones.

Propulsión y gobierno

Para satisfacer esta demanda energética, se ha optado por la instalación de motores Wärtsilä 9L32 de metanol. En primer lugar, estos motores están diseñados para operar con metanol como combustible principal, lo que cumple con los objetivos del proyecto.

Por otro lado, desde el punto de vista técnico, los motores seleccionados destacan por su alto rendimiento térmico, bajo consumo específico de combustible y una excelente compatibilidad con sistemas de automatización y control modernos. El motor seleccionado suministra una potencia nominal de 5220 kW y la potencia de freno requerida por cada línea de ejes es de $3953,25 \text{ kW}$. Por lo tanto, se trabaja a un MCR de:

$$MCR = \frac{3953,25}{5220} \cdot 100 = 76 \% \quad (7.29)$$

Este valor se encuentra entre el 70% y el 85%, por lo que se garantiza un funcionamiento eficiente y una mayor durabilidad del sistema propulsivo.



Capítulo 8

Dimensionamiento de la cámara de máquinas

En este capítulo se determinan las dimensiones de la cámara de máquinas tanto eslora como la manga y el puntal. Además, se realiza el diseño y estudio de los sistemas y equipos integrados en la cámara de máquinas.

1. Características principales de los motores propulsores

Como ya se ha justificado en el capítulo anterior, se opta por incorporar en la cámara de máquinas el motor wärtsila 9L32 metanol.

Es un motor diésel de cuatro tiempos, no reversible, turboalimentado y refrigerado por aire. Dispone de una inyección directa de combustible y con un sistema de combustible que permite la utilización de combustibles de baja viscosidad como el metanol.

Tabla 33. Datos principales de los motores Wärtsila 32 Methanol.

Diámetro del cilindro	320 mm
Carrera del cilindro	400 mm
Potencia por cilindro	580 kW/cilindro
Número de válvulas	2 entrada
	2 salida
Configuración de cilindros	6, 7, 8 y 9 en línea
Dirección de rotación	Agujas del reloj, contraria a las agujas del reloj si se requiere
Velocidad	720, 750 rpm
Velocidad de pistón media	9,6, 10,0 m/s

Potencia continua máxima

A continuación, se muestra una tabla con las diferentes potencias continuas máximas que pueden brindar los motores Wärtsila 32 methanol:

imensionamiento de la cámara de máquinas

Tabla 34. Tabla de las potencias continuas máximas.

Potencia Continua Máxima					
Configuración de Cilindros	Motores	Generadores			
	750 rpm	720 rpm		750 rpm	
	Motor (kW)	Motor (kW)	Generador (kVA)	Motor (kW)	Generador (kVA)
W 6L32	3480	3360	4030	3480	4180
W 7L32	4060	3920	4700	4060	4870
W 8L32	4640	4480	5380	4640	5570
W 9L32	5220	5040	6050	5220	6260

Entonces, la potencia máxima establecida que puede llegar a demandar el buque proyecto es de $4842,73 \text{ kW}$. Por lo tanto, se selecciona el motor W 9L32 de nueve cilindros en línea que gira a 750 rpm .

Dimensiones del motor principal

Se obtiene del catálogo del motor las siguientes ilustraciones que muestran las dimensiones principales del motor Wärtsilä 9L32 metanol. Sus dimensiones de perfil son:

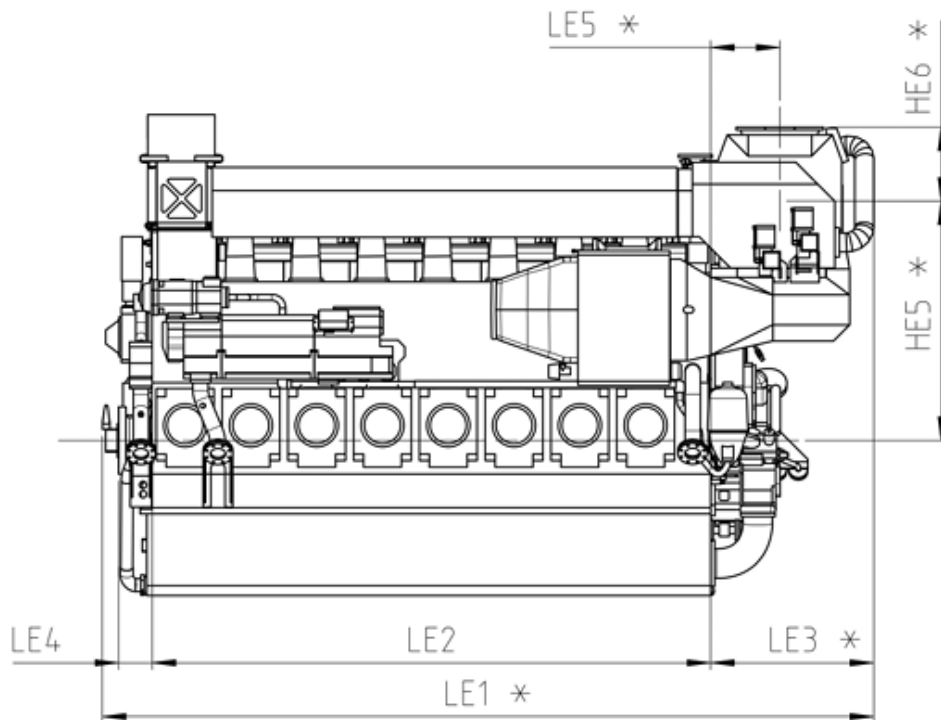


Ilustración 64. Dimensiones del motor Wärtsilä 32 metanol en vista de perfil.

dimensionamiento de la cámara de máquinas

Tabla 35. Tabla con los valores de las dimensiones del motor Wärtsila 32 metanol en vista de perfil.

Dimensiones Wärtsila 32 Metanol (Perfil)						
LE1	LE2	LE3	LE4	LE5	HE5	HE6
5725 mm	5140 mm	1214 mm	250 mm	515 mm	1780 mm	550 mm

Sus dimensiones del alzado son:

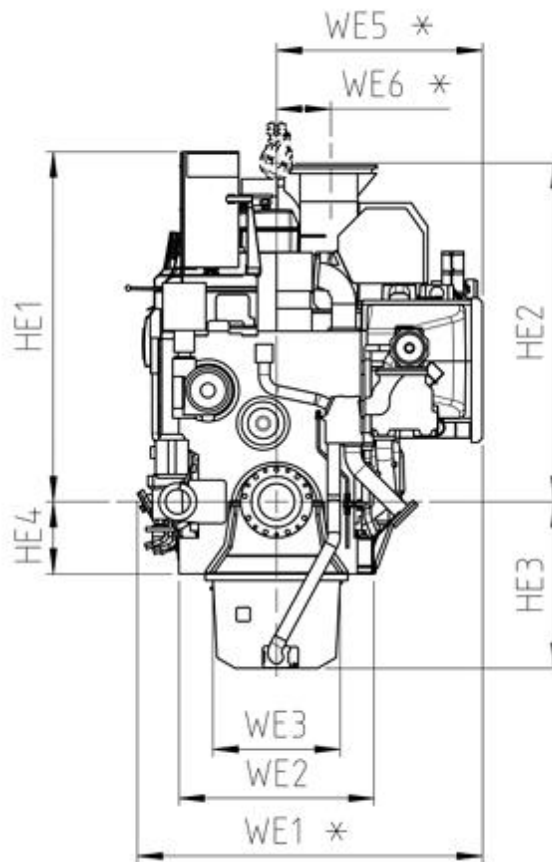


Ilustración 65. Dimensiones del motor Wärtsila 32 metanol en vista de alzado.

Tabla 36. Tabla con los valores de las dimensiones del motor Wärtsila 32 metanol en vista de alzado.

Dimensiones Wärtsila 32 Metanol (Alzado)								
WE1	WE2	WE3	WE5	WE6	HE1	HE2	HE3	HE4
2389 mm	1350 mm	880 mm	1425 mm	325 mm	2423 mm	2345 mm	1153 mm	500 mm

2. Sistemas de combustible

Según las especificaciones del fabricante, el motor Wärtsilä 9L32 metanol está diseñado para operar principalmente con metanol como combustible, aunque también es compatible con combustibles derivados del petróleo.

Circuito de metanol

Según el catálogo técnico del Wärtsilä 32 metanol, el sistema de metanol incorpora una red de tuberías de alta presión de doble pared, válvulas de inyección de doble combustible y una válvula electrónica de raíl por cilindro, encargada de controlar la inyección de metanol mediante un sistema de aceite de control. Todo el sistema de alta presión está protegido dentro de la caja caliente del motor.

Con el objetivo de dimensionar el circuito de metanol se tendrán en cuenta los tanques de almacén de metanol, un tanque de reboses, tanque de servicio diario, bombas de trasiego de metanol, y circuitos de refrigeración, ventilación y gas inerte, esenciales para mantener la estabilidad térmica y de presión del metanol durante la operación.

Volumen y peso del metanol

De acuerdo con el capítulo 3 Dimensionamiento del proyecto, se estima un peso del combustible de los buques base:

$$V_{MDO} = 719,22 \text{ m}^3 \quad (8.1)$$

Al aplicar el factor estimado, se obtiene un volumen del metanol total de:

$$V_{metanol} = 1582,28 \text{ m}^3 \quad (8.2)$$

El peso del combustible total, teniendo en cuenta la densidad del metanol que es 792 kg/m^3 es de:

$$P_{metanol} = 1255 \text{ t} \quad (8.3)$$

Consumo corregido de los motores propulsores

El volumen calculado anteriormente, es el volumen total de metanol que aloja el buque proyecto. Por lo tanto, se realiza una estimación en el reparto del consumo de metanol de los distintos equipos de propulsión, dragado y servicios.

Para la propulsión se considera que se deben suministrar 600 t . A partir de este dato, se calcula el consumo corregido de los motores propulsores, definido en la siguiente expresión:

$$P_{metanol} = P_{motor} \cdot C_{correg} \cdot D \cdot 24 \cdot m \quad (8.4)$$

Donde:

$P_{metanol}$ es el peso del metanol en kg .

$P_{motores}$ es la potencia de los motores propulsores al régimen de diseño (MCR), 76%.

dimensionamiento de la cámara de máquinas

C_{correg} es el consumo corregido de los motores en $kg/(kW \cdot h)$.

D son los días de navegación, 10 días.

m es el margen para el retorno a puerto del 10%.

Despejando y sustituyendo los valores:

$$C_{correg} = \frac{600000}{((2 \cdot 5220) \cdot 0,76) \cdot 10 \cdot 24 \cdot 1,1} = 0,286 \text{ kg}/(kW \cdot h) \quad (8.5)$$

El consumo corregido que se obtiene tiene en cuenta tanto el régimen de carga como las condiciones reales de operación.

Tanques almacén de metanol

Estos tanques se dimensionan para alojar la totalidad del metanol para garantizar la autonomía operativa del buque.

En primer lugar, se calcula la capacidad de metanol total que aloja el buque:

$$\rho_{metanol} = \frac{m_{metanol}}{V_{metanol}} \quad (8.6)$$

Donde:

$m_{metanol}$ es la masa de metanol alojada en el buque proyecto, 1255000 kg .

$\rho_{metanol}$ es la densidad del metanol que se estima en $792 \text{ kg}/m^3$.

Despejando y sustituyendo:

$$C_{metanol} = \frac{1255000}{792} = 1584,6 \text{ m}^3 \quad (8.7)$$

Por otro lado, para calcular el volumen real necesario del tanque, se aplican los factores de corrección pertinentes al volumen útil, teniendo en cuenta las pérdidas estructurales y el límite de llenado operativo. Se considera que el volumen máximo admisible corresponde al 98 % de la capacidad geométrica del tanque, valor que permite mantener un margen de seguridad frente a la expansión térmica y evita reboses. A los volúmenes que no se les aplique estas correcciones se les denominará capacidades y a las que sí tengan en cuenta las correcciones se les llamará volúmenes. Entonces:

$$V_{T.A.M} = \frac{C_{metanol}}{C_{acero} \cdot C_{llenado}} \quad (8.8)$$

Sustituyendo:

$$V_{T.A.M} = \frac{1584,6}{0,98 \cdot 0,98} = 1649,94 \text{ m}^3 \quad (8.8)$$

Se dispondrán de tanques almacén a los costados de la cántara, con un total de 10 tanques.

Tanque de servicio diario del metanol

Estos tanques se dispondrán en el doble fondo de la cámara de máquinas. Se dispondrán de tanques separados; uno en babor y otro en estribor para dar servicio a los motores propulsores. La capacidad necesaria se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$C_{SD} = \frac{P_{motores} \cdot C_{correg} \cdot t}{\rho_{metanol}} \quad (8.9)$$

Donde:

$P_{motores}$ es la potencia de los motores propulsores al régimen de diseño (MCR), 76%.

C_{correg} es el consumo corregido de los motores, calculado anteriormente, 0,286 kg/(kW · h).

t es el tiempo para dar servicio, 8 horas.

$\rho_{metanol}$ es la densidad del metanol que se estima en 792 kg/m³.

Permutando:

$$C_{SD} = \frac{2 \cdot (5220 \cdot 0,76) \cdot 0,286 \cdot 8}{792} = 22,92 \text{ m}^3 \quad (8.9)$$

Aplicando las correcciones de acero y llenado, se obtiene el volumen total:

$$V_{SD} = \frac{22,92}{0,98 \cdot 0,98} = 23,87 \text{ m}^3 \quad (8.10)$$

Se dimensionan dos tanques de servicio diario con un volumen de 11,93 m³.

La capacidad necesaria del tanque de servicio diario para el motor encargado de la bomba de dragado es:

$$C_{SD} = \frac{P_{motores} \cdot C_{correg} \cdot t}{\rho_{metanol}} \quad (8.11)$$

Donde:

P_{motor} es la potencia de los motores propulsores al régimen de diseño (MCR), 88%.

C_{correg} es el consumo corregido de los motores, se estima en 0,35 kg/(kW · h).

t es el tiempo para dar servicio, 8 horas.

$\rho_{metanol}$ es la densidad del metanol que se estima en 792 kg/m³.

Permutando:

$$C_{SD} = \frac{3480 \cdot 0,88 \cdot 0,35 \cdot 8}{792} = 10,83 \text{ m}^3 \quad (8.11)$$

Aplicando las correcciones de acero y llenado, se obtiene el volumen total:

dimensionamiento de la cámara de máquinas

$$V_{SD} = \frac{10,83}{0,98 \cdot 0,98} = 11,28 \text{ m}^3 \quad (8.12)$$

Por último, la capacidad del tanque de servicio asociada al grupo generador es la siguiente:

Donde:

P_{motor} es la potencia de los motores propulsores al régimen de diseño (MCR), 88%.

C_{correg} es el consumo corregido de los motores, se estima en $0,35 \text{ kg}/(\text{kW} \cdot \text{h})$.

t es el tiempo para dar servicio, 8 horas.

$\rho_{metanol}$ es la densidad del metanol que se estima en $792 \text{ kg}/\text{m}^3$.

$$C_{SD} = \frac{960 \cdot 0,88 \cdot 0,35 \cdot 8}{792} = 2,98 \text{ m}^3 \quad (8.13)$$

Aplicando las correcciones de acero y llenado, se obtiene el volumen total:

$$V_{SD} = \frac{2,98}{0,98 \cdot 0,98} = 3,1 \text{ m}^3 \quad (8.14)$$

Tanque de reboses de metanol y caudal de trasiego

La principal función del tanque de reboses es evitar el derrame de combustible por una mala operación de llenado a bordo. Se dimensiona un tanque de reboses de metanol que previene el derrame no controlado y permite recircular el metanol a los tanques almacén de nuevo. Se dimensiona para realizarse el trasiego de combustible con tanque lleno durante 10 minutos, a partir de la siguiente expresión:

$$C_{reboses} = Q_{tras} \cdot \frac{10 \text{ min}}{60} \quad (8.15)$$

Donde

Q_{tras} es el caudal de trasiego de metanol. Se debe disponer de una bomba con capacidad suficiente para llenar uno de los tanques almacén en un tiempo máximo de 8 horas.

$$Q_{tras} = \frac{1649,94/8}{8} = 25,78 \text{ m}^3/\text{h} \quad (8.16)$$

Con el dato del caudal, se obtiene la capacidad del tanque de reboses de metanol:

$$C_{reboses} = 25,78 \cdot \frac{10 \text{ min}}{60} = 4,3 \text{ m}^3 \quad (8.15)$$

Aplicando las correcciones correspondientes:

$$V_{reboses} = \frac{4,3}{0,98 \cdot 0,98} = 4,48 \text{ m}^3 \quad (8.17)$$

imensionamiento de la cámara de máquinas

Se dispone de un tanque de reboses con un volumen total de $4,48 \text{ m}^3$. Además, la presión de las bombas de trasiego de metanol se calcula como:

$$P_{\text{trasiego.metanol}} = P_{\text{carga}} + H \quad (8.18)$$

Donde:

P_{carga} , son las pérdidas de carga que se estiman en 2 bar .

H , es la altura manométrica que se estima en función de la altura del nivel del metanol y la altura máxima de los motores propulsores.

Sustituyendo:

$$P_{\text{trasiego.metanol}} = 2 + \frac{6,8 - 5,2}{10,2} = 2,16 \text{ bar} \quad (8.18)$$

Se disponen de dos bombas con un caudal de 26 m^3 a una presión de $2,20 \text{ bar}$, cada una.

3. Sistema de aceite lubricante

De acuerdo con el catálogo técnico, el aceite lubricante debe ser de la clase de viscosidad SAE 40 y tener un índice de viscosidad (VI) de 95 como mínimo.

Sistema de lubricación de cárter

Todos los motores instalados son de tipo cárter húmedo, por lo tanto, el aceite lubricante se almacena directamente en la parte inferior del motor y una bomba integrada lo recircula para lubricar los componentes. Según las recomendaciones del fabricante, este depósito debe ubicarse de forma que no sobresalga por debajo del engranaje reductor ni del generador, manteniéndose además simétrico respecto al plano transversal del motor. Asimismo, su disposición debe garantizar que el aceite no se enfríe por debajo de su temperatura óptima de funcionamiento. El volumen total del tanque para suministrar aceite a todos los motores instalados de acuerdo con las fuentes de Wärtsila se estima en 3250 litros , por cada motor.

Entonces no es necesario calcular el tanque almacén de aceite de lubricación y la bomba de trasiego de aceite del cárter.

Tanque de aceite sucio

Este tanque tiene la función de almacenar todo el aceite contaminado procedente de los equipos ubicados en la cámara de máquinas, hasta su posterior descarga en tierra para su tratamiento. En consecuencia, se instalan dos tanques de aceite sucio con una capacidad de:

$$C_{\text{aceite sucio}} = 2 \cdot C_{\text{aceite lub.}} \quad (8.19)$$

Sustituyendo y aplicando las correcciones se obtiene el valor del volumen total del tanque de aceite sucio:

$$V_{\text{aceite sucio}} = \frac{2 \cdot 3250}{0,98 \cdot 0,98} = 6,77 \text{ m}^3 \quad (8.20)$$

Sistema de lubricación de cilindros

Este sistema tiene la función de suministrar aceite lubricante a la zona entre la camisa y el pistón, compensando el consumo progresivo producido por el proceso de combustión. De este modo, se asegura una lubricación efectiva que minimiza el desgaste y garantiza el correcto funcionamiento del motor. El sistema está constituido por un tanque de almacenamiento de aceite para cilindros, un tanque de servicio diario y una bomba de alimentación que mantiene el caudal y presión adecuados para la inyección del lubricante.

Consumos de aceite de lubricación de cilindros

Con el objetivo de calcular la capacidad del tanque de los motores propulsores de metanol, se calcula el consumo de aceite de los equipos que se estiman con siguiente expresión:

$$C_{aceite\ cilindros} = 0,5 \cdot \frac{g}{kW \cdot h} \cdot \frac{100\%}{Load} \cdot \frac{600\ kW/cyl}{Nominal\ output\ per\ cylinder} \quad (8.21)$$

Donde:

Load es el Maximum Continuous Rating que se estima en un 76%.

Nominal output per cylinder, es la potencia que suministra cada cilindro, según el catálogo del fabricante es 580 kW/cyl.

Sustituyendo:

$$C_{aceite\ cilind.} = 0,5 \cdot \frac{g}{kW \cdot h} \cdot \frac{100\%}{76\%} \cdot \frac{600\ kW/cyl}{580\ kW/cyl} = 0,68 \frac{g}{kW \cdot h} \quad (8.21)$$

Por lo tanto, el consumo de aceite de cilindros de los motores propulsores se estima en 0,68 g/(kW · h).

El consumo asociado al motor responsable de actuar la bomba de dragado se calcula como:

$$C_{aceite\ cilindros} = 0,5 \cdot \frac{g}{kW \cdot h} \cdot \frac{100\%}{Load} \cdot \frac{580\ kW/cyl}{Nominal\ output\ per\ cylinder} \quad (8.22)$$

Donde:

Load es el Maximum Continuous Rating que se estima en un 88%.

Nominal output per cylinder, es la potencia que suministra cada cilindro, según el catálogo del fabricante es 580 kW/cyl.

Sustituyendo:

$$C_{aceite\ cilind.} = 0,5 \cdot \frac{g}{kW \cdot h} \cdot \frac{100\%}{88\%} \cdot \frac{580\ kW/cyl}{580\ kW/cyl} = 0,568 \frac{g}{kW \cdot h} \quad (8.22)$$

Por lo tanto, el consumo de aceite de cilindros de los motores propulsores se estima en 0,568 g/(kW · h).

El consumo correspondiente al grupo generador se estima en lo mismo que el anterior, 0,568 g/(kW · h).

dimensionamiento de la cámara de máquinas

Tanque almacén de aceite de lubricación de cilindros

Como ya se ha utilizado en el cálculo de los tanques de combustible, se utiliza la siguiente expresión para obtener el volumen:

$$V_{aceite\ cilind.} = \frac{P_{mot} \cdot C_{aceite\ cilind.} \cdot D \cdot 24}{\rho_{aceite}} \quad (8.23)$$

Donde:

P_{mot} , es la potencia total de los motores propulsores en kW .

$C_{aceite\ cilind.}$, es el consumo de aceite de lubricación de cilindros en $g/(kW \cdot h)$.

D , días de navegación, estimado en 14 días.

ρ_{aceite} es la densidad del aceite que se estima en $915\ kg/m^3$.

Sustituyendo los valores:

$$V_{aceite\ cilind.} = \frac{2 \cdot (5220 \cdot 0,76) \cdot 0,68 \cdot 10^{-3} \cdot 14 \cdot 24}{915} = 1,98\ m^3 \quad (8.23)$$

Aplicando la corrección de acero y llenado, se obtiene el volumen del tanque almacén de aceite de cilindros:

$$V_{aceite\ cilind. Almacén} = \frac{1,98}{0,98 \cdot 0,98} = 2,06\ m^3 \quad (8.24)$$

Se dimensionan dos tanques almacén de aceite de cilindros con un volumen total de $2,06\ m^3$.

Para obtener el volumen del motor hace mover la bomba de dragado se utiliza la misma fórmula:

$$V_{aceite\ cilind.} = \frac{P_{mot} \cdot C_{aceite\ cilind.} \cdot D \cdot 24}{\rho_{aceite}} \quad (8.25)$$

Donde:

P_{mot} , es la potencia total de los motores propulsores en kW .

$C_{aceite\ cilind.}$, es el consumo de aceite de lubricación de cilindros en $g/(kW \cdot h)$.

D , días de operación, estimado en 6 días.

ρ_{aceite} es la densidad del aceite que se estima en $915\ kg/m^3$.

Sustituyendo los valores:

$$V_{aceite\ cilind.} = \frac{(3480 \cdot 0,88) \cdot 0,568 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 24}{915} = 0,27\ m^3 \quad (8.25)$$

Aplicando la corrección de acero y llenado, se obtiene el volumen del tanque almacén de aceite de cilindros:

dimensionamiento de la cámara de máquinas

$$V_{aceite\ cilind.\ Almacén} = \frac{0,27}{0,98 \cdot 0,98} = 0,29\ m^3 \quad (8.26)$$

Por último, para el grupo generador:

$$V_{aceite\ cilind.} = \frac{P_{mot} \cdot C_{aceite\ cilind.} \cdot D \cdot 24}{\rho_{aceite}} \quad (8.27)$$

Donde:

P_{mot} , es la potencia total de los motores propulsores en kW .

$C_{aceite\ cilind.}$, es el consumo de aceite de lubricación de cilindros en $g/(kW \cdot h)$.

D , días de navegación, estimado en 14 días.

ρ_{aceite} es la densidad del aceite que se estima en $915\ kg/m^3$.

Sustituyendo los valores:

$$V_{aceite\ cilind.} = \frac{(960 \cdot 0,88) \cdot 0,568 \cdot 10^{-3} \cdot 14 \cdot 24}{915} = 0,17\ m^3 \quad (8.27)$$

Aplicando la corrección de acero y llenado, se obtiene el volumen del tanque almacén de aceite de cilindros:

$$V_{aceite\ cilind.\ Almacén} = \frac{0,17}{0,98 \cdot 0,98} = 0,18\ m^3 \quad (8.28)$$

Tanque de servicio diario de aceite de lubricación de cilindros

Este tanque actúa como reserva inmediata de aceite lubricante para la alimentación de los cilindros de los motores. Debe dimensionarse para garantizar una autonomía mínima de 8 horas de operación continua. Su capacidad se determina a partir de la siguiente expresión:

$$V_{aceite\ cilind.} = \frac{P_{mot} \cdot C_{aceite\ cilind.} \cdot t}{\rho_{aceite}} \quad (8.29)$$

Donde:

P_{mot} , es la potencia total de los motores propulsores, $5220\ kW$.

$C_{aceite\ cilind.}$, es el consumo de aceite de lubricación de cilindros, $0,68\ g/(kW \cdot h)$.

t , es el tiempo de operación, estimado en 10 horas.

ρ_{aceite} es la densidad del aceite que se estima en $915\ kg/m^3$.

Permutando los valores:

$$V_{aceite\ cilind.} = \frac{2 \cdot (5220 \cdot ,76) \cdot 0,68 \cdot 10^{-3} \cdot 10}{915} = 0,058\ m^3 \quad (8.29)$$

Si se considera las correcciones de aceros y llenado:

dimensionamiento de la cámara de máquinas

$$V_{aceite\ cilind.\ SD} = \frac{0,058}{0,98 \cdot 0,98} = 0,061\ m^3 \quad (8.30)$$

Se diseñan dos tanques de servicio diario de aceite de cilindros con un volumen total de $0,061\ m^3$.

Bomba de trasiego de aceite de lubricación de cilindros

Es la bomba encargada de garantizar el trasvase desde los tanques de servicio diario hasta los motores propulsores, en un periodo de al menos de *2 horas*. Se estima a partir de la siguiente expresión:

$$Q_{tras.aceite\ cilind.} = \frac{0,058}{2} = 0,029\ m^3/h \quad (8.31)$$

Se disponen de dos bombas con un caudal de $0,029\ m^3/h$ a una presión de *2 bar*, cada una.

Tanque de aguas aceitosas

Es el tanque encargado de recoger los drenajes de aceite y combustible de las bandejas situadas en la parte inferior de los equipos. La capacidad se calcula en función de la siguiente tabla:

Tabla 37. Estimación del tanque de aguas aceitosas.

Potencia de motores principales (<i>kW</i>)	Capacidad tanque de aguas aceitosas (m^3)
$P_{mot} < 1000$	$20 \cdot D \cdot \frac{P_{mot}}{10^6}$
$20000 \leq P_{mot}$	$D \cdot \left(0,2 + 7 \cdot \left(\frac{P_{mot} - 10000}{10^6} \right) \right)$

A partir de la tabla anterior, se determina que no existe una formulación para el rango del buque proyecto. Por lo tanto, se realiza una interpolación lineal para estimar la capacidad del tanque de aguas aceitosas.

En primer lugar, se calculan los valores en los extremos:

- Para $P_{mot} = 1000\ kW$

$$V_1 = \frac{20 \cdot D \cdot 1000}{10^6} = 0,02 \cdot D \quad (8.32)$$

- Para $P_{mot} = 20000\ kW$

$$V_2 = D \cdot \left(0,2 + 7 \cdot \left(\frac{20000 - 10000}{10^6} \right) \right) = 0,27 \cdot D \quad (8.33)$$

La interpolación lineal se calcula como:

$$V = V_1 + \frac{V_2 - V_1}{20000 - 1000} \cdot (P_{mot} - 1000) \quad (8.34)$$

dimensionamiento de la cámara de máquinas

Sustituyendo los valores:

$$V = 0,02 \cdot D + \frac{0,25 \cdot D}{19000} \cdot (P_{mot} - 1000) \quad (8.34)$$

Donde:

D , son los días de navegación que se estima en 14 días.

P_{mot} , es la potencia total de los motores propulsores, 10440kW.

Entonces:

$$C_{aguas\ aceitesas} = 0,02 \cdot 14 + \frac{0,25 \cdot 14}{19000} \cdot (10440 - 1000) = 2,02 \text{ m}^3 \quad (8.34)$$

Se aplican las correcciones de acero y llenado, se consigue el volumen del tanque de aguas aceitosas:

$$V_{aguas\ aceitesas} = \frac{2,02}{0,98 \cdot 0,98} = 2,1 \text{ m}^3 \quad (8.35)$$

Se dimensiona un tanque de aguas aceitosas con un volumen total de 2,1 m³.

4. Sistema de aire comprimido de arranque

En el buque proyecto, el sistema de aire comprimido se emplea específicamente para el arranque de los motores. Para garantizar un funcionamiento fiable y seguro, es fundamental que el aire suministrado esté completamente libre de partículas sólidas, humedad y aceite.

Requerimientos del sistema de aire comprimido

De acuerdo con los requisitos de Bureau Veritas, la capacidad total del sistema de aire de arranque en el buque proyecto debe distribuirse en dos receptores de aire de igual volumen, así como en dos compresores de aire de arranque también del mismo tamaño.

Botellas de aire comprimido

De acuerdo con el fabricante del motor, los depósitos de aire deben dimensionarse para una presión nominal de 3 MPa. Estos depósitos deben contar al menos con una válvula de drenaje manual para eliminar los condensados acumulados durante el funcionamiento.

imensionamiento de la cámara de máquinas

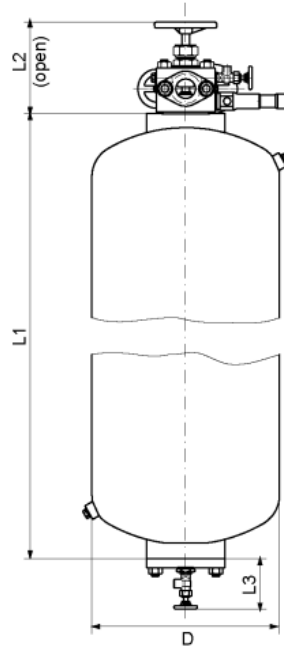


Ilustración 66. Botellas de aire comprimido de arranque.

A continuación, se muestra una tabla con el tamaño y las dimensiones de las botellas de aire comprimido de arranque:

Tabla 38. Tamaño, dimensiones y peso de las botellas de aire comprimido de arranque.

Tamaño (litros)	Dimensiones				Peso (kg)
	L1 (mm)	L2 (mm)	L3 (mm)	D (mm)	
250	1767	243	110	480	274
500	3204	243	133	480	450
710	2740	255	133	650	625
1000	3560	255	133	650	810
1250	2930	255	133	800	980

Es importante destacar que el consumo de aire de arranque indicado en los datos técnicos es para un arranque con éxito. Durante el arranque, la válvula de arranque principal se mantiene abierta hasta que el motor arranca o hasta que transcurre el tiempo máximo para el intento de arranque.

El volumen total necesario del depósito de aire de arranque puede calcularse mediante la siguiente fórmula:

$$V_R = \frac{V_E \cdot p \cdot n}{p_{R \max} - p_{R \min}} \quad (8.36)$$

dimensionamiento de la cámara de máquinas

Donde:

p es la presión normal barométrica, que se estima en $0,1 \text{ MPa}$.

V_E es el consumo de aire por arranque, $2,5 \text{ N} \cdot \text{m}^3$.

n es el número de arrancadas, que son 12.

$P_{R \max}$ es la presión de aire máxima de arrancada, según el fabricante son 3 MPa .

$P_{R \min}$ es la presión de aire mínima de arranque, de acuerdo con el fabricante son $1,8 \text{ MPa}$.

Sustituyendo:

$$V_R = \frac{2,5 \cdot 0,1 \cdot 12}{30 - 18} = 0,25 \text{ m}^3 \quad (8.36)$$

El volumen calculado es por cada motor, entonces se instalarán *2 botellas* de *250 litros*, cada una.

Compresor de aire de arranque

De acuerdo con el fabricante de los motores, se instalarán al menos dos compresores de aire de arranque. Se recomienda que los compresores sean capaces de llenar el depósito de aire de arranque desde la presión mínima hasta la máxima en *15 minutos*. Entonces se calcula el caudal de aire que deben generar los compresores con la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{compresores}} = \frac{V_{\text{botellas aire}} \cdot P_{\text{botellas aire}}}{t} \quad (8.37)$$

Donde:

$V_{\text{botellas aire}}$ es el volumen de aire de las botellas, $0,25 \text{ m}^3$.

$P_{\text{botellas aire}}$ es la presión máxima en el interior de las botellas de aire, según el fabricante es de 3 MPa .

t es el tiempo de llenado de las botellas, *15 minutos*.

Sustituyendo:

$$Q_{\text{compresores}} = \frac{0,25 \cdot 30}{15/60} = 30 \text{ N} \cdot \text{m}^3 \quad (8.37)$$

Se instalan *2 compresores* de $30 \text{ N} \cdot \text{m}^3$ para el arranque mediante aire comprimido de los motores propulsores.

Por recomendación del fabricante, se instala un separador de aceite y agua en la tubería entre el compresor y las botellas de aire. Además, entre el compresor de aire de arranque y las botellas de aire de arranque se produce y desprende óxido abrasivo de las tuberías. Por lo tanto, se instala un filtro antes de la entrada de aire de arranque en el motor para evitar que entren partículas en el equipo de aire de arranque.

5. Sistema de refrigeración

El buque proyectado contará con un sistema de refrigeración centralizado compuesto por dos circuitos independientes. El circuito de alta temperatura empleará agua dulce como fluido refrigerante, garantizando un control térmico eficiente de los motores principales y equipos auxiliares sensibles. Por otro lado, el circuito de baja temperatura utilizará agua de mar para disipar el calor del sistema mediante intercambiadores.

El circuito de agua dulce se mantendrá cerrado y aislado de posibles infiltraciones, con la adición de inhibidores de corrosión para preservar la integridad de los componentes y tuberías.

Sistema central de agua dulce de alta temperatura

Este sistema debe ser capaz de refrigerar los elementos de los motores propulsores. Para ello, el caudal requerido de las bombas de agua dulce se determina mediante la ecuación:

$$q_{HT} = \frac{H_{HT}}{C_e \cdot \rho_{ad} \cdot (T_{out} - T_{in})} \quad (8.38)$$

Donde:

H_{HT} , es el calor que se debe disipar en el circuito de alta temperatura, en 4607846,89 kcal/h.

C_e , calor específico del agua dulce, 1 kcal/(kg · °C).

ρ_{ad} , es la densidad del agua dulce, se estima en 1000 kg/m³.

T_{out} , temperatura del agua HT de salida, 96 °C.

T_{in} , temperatura del agua HT de entrada, 53 °C.

Sustituyendo:

$$q_{HT} = \frac{4607846,89}{1 \cdot 1000 \cdot (96 - 53)} = 107,16 \text{ m}^3/\text{h} \quad (8.38)$$

Se instalan dos bombas de 170 m³/h a una presión de 2,5 bar, cada una tiene la capacidad del 100% de manera que para abastecer el sistema de refrigeración de alta temperatura una funciona y la otra se encuentra de respeto.

Sistema de agua salada de baja temperatura

El sistema debe disipar el calor generado por todos los equipos integrados en la cámara de máquinas. Para calcular el caudal de agua salada se utiliza:

$$q_{LT} = \frac{H_{LT}}{C_e \cdot \rho_{as} \cdot (T_{out} - T_{in})} \quad (8.39)$$

Donde:

H_{LT} , calor que se disipa en el circuito de baja temperatura, en 4220095,69 kcal/h.

C_e , calor específico del agua dulce, 1 kcal/(kg · °C).

dimensionamiento de la cámara de máquinas

ρ_{as} , es la densidad del agua salada, se estima en 1025 kg/m^3 .

T_{out} , temperatura del agua LT de entrada, $53 \text{ }^\circ\text{C}$.

T_{in} , temperatura del agua LT de salida, $30 \text{ }^\circ\text{C}$.

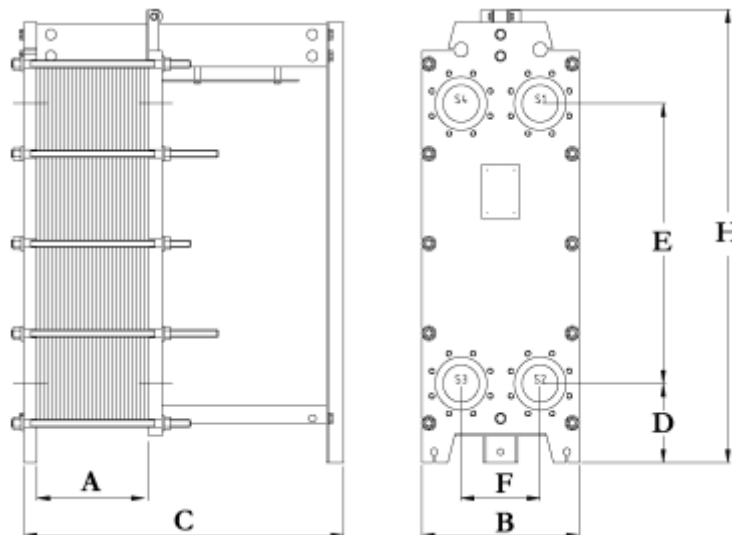
Sustituyendo:

$$q_{LT} = \frac{4220095,69}{1 \cdot 1025 \cdot (53 - 30)} = 183,48 \text{ m}^3/\text{h} \quad (8.39)$$

Se disponen de dos bombas centrífugas de $185 \text{ m}^3/\text{h}$ a una presión de $2,5 \text{ bar}$, una de ellas de respeto.

Intercambiador HT/LT de los motores

Se instalan intercambiadores de calor de placas en el sistema de refrigeración, seleccionados por su elevada eficiencia térmica, diseño compacto, facilidad de mantenimiento y excelente resistencia a la corrosión. Esta tipología de intercambiador es la recomendada por el fabricante del motor, ya que optimiza el rendimiento térmico del sistema y permite una transferencia de calor eficiente entre los circuitos de agua dulce y agua de mar, por lo que, se minimiza el espacio requerido para su instalación.



Para dimensionar adecuadamente el número de intercambiadores de calor requeridos, se convierte la energía térmica disipada por el sistema en unidades de potencia. A continuación, se realiza el cálculo correspondiente:

$$P_{tot} = \frac{4220095,69 \cdot 4,18}{3600} = 4900 \text{ kW} \quad (8.40)$$

Tabla 39. Valores de las potencias de los intercambiadores

Tipo de motor	Potencia (kW)	Peso (kg)	Dimensiones						
			A	B	C	D	E	F	H
1 x 6L32	1641	820	193	690	817	330	1057	380	1675
1 x 7L32	1914	830	227	690	817	330	1057	380	1675
1 x 8L32	2189	860	262	690	817	330	1057	380	1675
1 x 9L32	2472	880	296	690	817	330	1057	380	1675
1 x 12V32	3170	890	331	690	817	330	1057	380	1675
1 x 16V32	4227	960	448	690	817	330	1057	380	1675
1 x 18V32	4755	1000	524	690	817	330	1057	380	1730

Esta transformación permite comparar directamente la carga térmica a disipar con la capacidad nominal de transferencia térmica de cada intercambiador, facilitando así el cálculo del número de unidades necesarias. Por lo tanto, se instalan tres intercambiadores de potencia 2472 kW, uno de ellos de respeto.

6. Sistemas de ventilación

Este apartado recoge los cálculos necesarios para el dimensionamiento del sistema de ventilación, con el objetivo de garantizar una renovación de aire adecuada en la cámara de máquinas del buque.

Dimensionamiento de ventilación de la cámara de máquinas

Para mantener aceptables las condiciones de operación de los motores propulsores y asegurar el funcionamiento de todos los equipos, se debe considerar la circulación adecuada en el local de los motores para que se produzca la combustión.

La cantidad de aire necesaria para la ventilación se calcula a partir de la emisión total de calor que se tiene que evacuar en el espacio. Para determinar este calor, se tiene en cuenta todas las fuentes de calor que se encuentran en funcionamiento en la cámara de máquinas.

Para realizar los cálculos, se considera una temperatura media del aire exterior de 25 °C y una temperatura media en el interior de la cámara de máquinas del buque proyecto de 45 °C.

Entonces, la cantidad de aire requerido para la ventilación es calculado como:

$$q_v = \frac{\phi}{\rho \cdot c \cdot \Delta T} \quad (8.41)$$

Donde:

dimensionamiento de la cámara de máquinas

q_v es el flujo de aire en m^3/s .

ϕ es el calor total emitido, se estima en $5500 kW$.

ρ es la densidad de aire en $1,225 kg/m^3$.

c es la capacidad calorífica específica del aire de ventilación, $1,005 kJ/kg \cdot K$.

ΔT es el incremento de la temperatura en la cámara de máquinas, se estima en $20 ^\circ C$.

Sustituyendo:

$$q_v = \frac{4900 \cdot 3600}{1,225 \cdot 1,005 \cdot 20} = 716417,91 m^3/h \quad (8.41)$$

Este caudal de aire permite determinar el número de ventiladores necesarios para evacuar el calor generado en la cámara de máquinas. Para ello, se opta por la instalación de ventiladores axiales con un caudal unitario de $90000 m^3/h$. A partir del caudal total requerido, se calcula el número de unidades necesarias mediante la siguiente relación:

$$N^{\circ} \text{ ventiladores} = \frac{716417,91}{90000} = 7,96 \quad (8.42)$$

Entonces, se instalan un total de ocho ventiladores axiales, lo que permite cubrir el caudal total de ventilación requerido en la cámara de máquinas. Adicionalmente, se instala un ventilador de reserva, con las mismas características, con el fin de garantizar la continuidad del servicio en caso de fallo o mantenimiento.

7. Sistemas de gases de escape

Este apartado tiene como objetivo el dimensionamiento del sistema de gases de escape del buque, mediante el cálculo y diseño del rutado de las tuberías de exhaustación de gases. El sistema está compuesto por un conjunto de tuberías que conectan los motores propulsores con el guardacalor, el cual se encuentra dispuesto en crujía, justo a popa del mamparo de proa de la cámara de máquinas.

Rutado de las tuberías de exhaustación

El sistema de rutado de los gases de escape se diseña con el objetivo de que las tuberías sean lo más cortas y rectilíneas posible, minimizando así las pérdidas de carga y la contrapresión sobre los motores. Como el sistema presenta pocos elementos de resistencia y las longitudes de tubería son relativamente cortas, se adopta una velocidad máxima del gas de escape de $40 m/s$ a plena carga como criterio de diseño.

El rutado de tuberías del sistema de evacuación de gases de escape es distinto para cada uno de los tres motores instalados a bordo. El motor propulsor de babor y estribor se divide en cuatro tramos:

- El tramo 1 se inicia a la salida de la turbosoplante e incluye una junta de expansión de $500 mm$. Finaliza en un tramo recto que alcanza el primer codo del sistema.
- El tramo 2 se extiende desde el primer codo de 90° , pasa por un segundo codo también de 90° y concluye en el guardacalor, punto en el que juntan todas las

dimensionamiento de la cámara de máquinas

tuberías de gases de escape procedentes de los distintos motores instalados a bordo. Este tramo incorpora dos juntas de expansión de 500 mm.

Los tramos 1 y 2 presentan configuraciones específicas en función del motor correspondiente. En cambio, los tramos 3 y 4 son comunes a todo el sistema de evacuación de gases de escape. Por su parte, el rutado del motor generador de crujía consiste únicamente en un tramo recto hasta el guardacalor.

- El tramo 3 está compuesto por una tubería común de 1930 mm de diámetro, alojada en el interior del guardacalor y extendida hasta la chimenea. Este tramo integra dos juntas de expansión de 500 mm y dos silenciadores con un diámetro nominal de 1000 mm.
- El tramo 4 corresponde a la chimenea y está conformado por un tramo recto de 1000 mm de longitud, seguido de un codo de 135°, ambos con un diámetro de tubería de 1000 mm.

A continuación, se presentan los datos para realizar los cálculos del dimensionamiento del sistema de exhaustación:

- Silencioso y apagachispas: 2,2
- Rugosidad absoluta de la tubería de escape. $\varepsilon = 0,15 \text{ mm}$.
- La longitud equivalente del codo se estima como $L_{eq} = 20 \cdot D$ para un $r = 1,5 \cdot D$.

Dimensionamiento del sistema de exhaustación

Se procede a realizar los cálculos del rutado de tuberías de exhaustación:

Tramo 1 babor y estribor

En primer lugar, se calcula la densidad de los gases de escape.

$$\rho = 1,3 \cdot \frac{273}{273 + T} \quad (8.43)$$

Donde:

T , es la temperatura de los gases de exhaustación del motor wärtsila 9L32 metanol, que se estima en 355 °C.

Permutando:

$$\rho = 1,3 \cdot \frac{273}{273 + 355} = 0,565 \text{ kg/m}^3 \quad (8.43)$$

Este valor se mantiene constante en los tramos 1 y 2 de los motores de babor y estribor.

En segundo lugar, se determina la velocidad de los gases de escape en el interior del conducto:

$$v_1 = \frac{4 \cdot m'}{\rho \cdot \pi \cdot D_1^2} \quad (8.44)$$

Donde:

m' , es el flujo másico de los gases de exhaustación, se estima en 9 kg/s.

dimensionamiento de la cámara de máquinas

ρ , es la densidad de los gases, $0,565 \text{ kg/m}^3$.

D_1 , es el diámetro de la tubería de gases de escape, se estima en 600 mm .

Sustituyendo:

$$v_1 = \frac{4 \cdot 9}{0,565 \cdot \pi \cdot 0,6^2} = 56,34 \text{ m/s} \quad (8.44)$$

Este valor también se mantiene constante en todas las tuberías de gases de escape de los tramos 1 y 2 de los motores de estribor, babor y crujía.

Para calcular las pérdidas de carga en los tramos, se presenta la siguiente ecuación:

$$\Delta H_1 = \frac{f_1 \cdot L_1 \cdot \rho \cdot v_1^2}{D_1 \cdot 2 \cdot g} \quad (8.45)$$

Donde:

f_1 , es el coeficiente de fricción.

L_1 , es la longitud total del tramo 1.

ρ , es la densidad de los gases, $0,565 \text{ kg/m}^3$.

g , es la aceleración de la gravedad, $9,81 \text{ m/s}^2$.

El coeficiente de fricción se obtiene como:

$$f_1 = \frac{1,325}{\left(\ln \left(\left(\frac{e}{3,7 \cdot D_1} \right) + \left(\frac{5,74}{Re_1^{0,9}} \right) \right) \right)^2} \quad (8.46)$$

Donde:

Re_1 , es el número de Reynolds, se determina con la siguiente expresión:

$$Re_1 = \frac{\rho \cdot v_1 \cdot D_1}{\mu} \quad (8.47)$$

Sustituyendo:

$$Re_1 = \frac{0,565 \cdot 56,34 \cdot 0,6}{2 \cdot 10^{-5}} = 954963 \quad (8.47)$$

$$f_1 = \frac{1,325}{\left(\ln \left(\left(\frac{0,15 \cdot 10^{-3}}{3,7 \cdot 0,6} \right) + \left(\frac{5,74}{954963^{0,9}} \right) \right) \right)^2} = 0,0153 \quad (8.46)$$

La longitud total del tramo 1, se determina como:

$$L_1 = L_{Recto} \quad (8.48)$$

imensionamiento de la cámara de máquinas

Donde:

L_{Recto} , es la longitud del tramo recto, se estima en 1000 mm.

$$L_1 = 1 \text{ m} \quad (8.48)$$

Entonces las pérdidas de carga se calculan como:

$$\Delta H_1 = \frac{0,0153 \cdot 1 \cdot 0,565 \cdot 56,34^2}{0,6 \cdot 2 \cdot 9,81} = 2,33 \text{ mca} \quad (8.45)$$

Tramo 2 babor

Para calcular las pérdidas de carga en el tramo, se presenta la siguiente ecuación:

$$\Delta H_2 = \frac{f_2 \cdot L_2 \cdot \rho \cdot v_2^2}{D_2 \cdot 2 \cdot g} \quad (8.49)$$

Aparte de la densidad que es constante en todos los tramos. En este tramo, la velocidad, el diámetro, el número de Reynolds y el coeficiente de fricción son el mismo valor que el anterior. Entonces:

$$v_1 = v_2 \quad (8.50)$$

$$D_1 = D_2 \quad (8.51)$$

$$Re_1 = Re_2 \quad (8.52)$$

$$f_1 = f_2 \quad (8.53)$$

Por otro lado, la longitud total del tramo 2 de babor, se determina como:

$$L_2 = L_{junta} + 2 \cdot L_{codo} + L_{Rectos} \quad (8.54)$$

Donde:

L_{junta} , es la longitud de las juntas instaladas en el tramo 2 de babor, 1000 mm.

L_{codo} , es la longitud de los codos de todas las juntas del tramo, $L_{eq} = 2 \cdot 20 \cdot 600 = 24000 \text{ mm}$.

L_{Rectos} , es la longitud de las tuberías rectas en el tramo 2 de babor, 6661 mm.

Sustituyendo:

$$L_2 = 1000 + 24000 + 6661 = 31661 \text{ mm} \quad (8.54)$$

imensionamiento de la cámara de máquinas

Entonces las pérdidas de carga se calculan como:

$$\Delta H_{2PS} = \frac{0,0153 \cdot 31,661 \cdot 0,565 \cdot 56,34^2}{0,6 \cdot 2 \cdot 9,81} = 73,8 \text{ mca} \quad (8.49)$$

Tramo 2 estribor

Para calcular las pérdidas de carga en el tramo, se presenta la siguiente ecuación:

$$\Delta H_2 = \frac{f_2 \cdot L_2 \cdot \rho \cdot v_2^2}{D_2 \cdot 2 \cdot g} \quad (8.55)$$

Las distancias del tramo 2 de estribor son distintas:

$$L_{2ST} = L_{junta} + 2 \cdot L_{codo} + L_{Rectos} \quad (8.56)$$

Donde:

L_{junta} , es la longitud de las juntas instaladas en el tramo 2 de estribor, 1000 mm.

L_{codo} , es la longitud de los codos de todas las juntas del tramo, $L_{eq} = 2 \cdot 20 \cdot 600 = 24000 \text{ mm}$.

L_{Rectos} , es la longitud de las tuberías rectas en el tramo 2 de estribor, 8587 mm.

Sustituyendo:

$$L_2 = 1000 + 24000 + 8587 = 33587 \text{ mm} \quad (8.56)$$

Entonces las pérdidas de carga se calculan como:

$$\Delta H_{2ST} = \frac{0,0153 \cdot 33,587 \cdot 0,565 \cdot 56,34^2}{0,6 \cdot 2 \cdot 9,81} = 78,28 \text{ mmca} \quad (8.55)$$

Tramo de crujía

Este tramo corresponde al motor que se encuentra en el plano de crujía del buque y se compone por una tubería recta que llega hasta el guardacalor. Para calcular las pérdidas de carga en el tramo, se presenta la siguiente ecuación:

$$\Delta H_{1-2CL} = \frac{f_2 \cdot L_2 \cdot \rho \cdot v_2^2}{D_2 \cdot 2 \cdot g} \quad (8.57)$$

Las distancias del tramo de crujía son distintas:

$$L_{2CL} = L_{junta} + L_{Rectos} \quad (8.58)$$

Donde:

L_{junta} , es la longitud de las juntas instaladas en el tramo de crujía, 1000 mm.

L_{Rectos} , es la longitud de las tuberías rectas en el tramo de crujía, 3537 mm.

Sustituyendo:

imensionamiento de la cámara de máquinas

$$L_2 = 1000 + 3537 = 4537 \text{ mm} \quad (8.58)$$

Entonces las pérdidas de carga se calculan como:

$$\Delta H_{1-2 \text{ CL}} = \frac{0,0153 \cdot 4,537 \cdot 0,565 \cdot 56,34^2}{0,6 \cdot 2 \cdot 9,81} = 10,58 \text{ mmca} \quad (8.57)$$

Tramo 3

Se determina la velocidad de los gases de escape en el interior del conducto:

$$v_3 = \frac{4 \cdot m'}{\rho \cdot \pi \cdot D_3^2} \quad (8.59)$$

Donde:

m' , es el flujo másico de los gases de exhaustación, se estima en 9 kg/s .

ρ , es la densidad de los gases, calculada en $0,565 \text{ kg/m}^3$.

D_3 , es el diámetro de la tubería de gases de escape, se estima en 1930 mm .

Sustituyendo:

$$v_3 = \frac{4 \cdot 9}{0,565 \cdot \pi \cdot 1,93^2} = 5,44 \text{ m/s} \quad (8.59)$$

Para calcular las pérdidas de carga en los tramos, se presenta la siguiente ecuación:

$$\Delta H_3 = \frac{f_3 \cdot L_3 \cdot \rho \cdot v_3^2}{D_3 \cdot 2 \cdot g} \quad (8.60)$$

Donde:

f_3 , es el coeficiente de fricción.

L_3 , es la longitud del tramo de tubería 3.

ρ , es la densidad de los gases, $0,565 \text{ kg/m}^3$.

El coeficiente de fricción se obtiene como:

$$f_3 = \frac{1,325}{\left(\ln \left(\left(\frac{e}{3,7 \cdot D_3} \right) + \left(\frac{5,74}{Re_3^{0,9}} \right) \right) \right)^2} \quad (8.61)$$

Donde:

Re , es el número de Reynolds, se determina con la siguiente expresión:

$$Re_3 = \frac{\rho \cdot v_3 \cdot D_3}{\mu} \quad (8.62)$$

Sustituyendo:

dimensionamiento de la cámara de máquinas

$$Re_3 = \frac{0,565 \cdot 5,44 \cdot 1,93}{2 \cdot 10^{-5}} = 296602,4 \quad (8.62)$$

$$f_3 = \frac{1,325}{\left(\ln \left(\left(\frac{0,15 \cdot 10^{-3}}{3,7 \cdot 1,93} \right) + \left(\frac{5,74}{296602,4^{0,9}} \right) \right) \right)^2} = 0,0114 \quad (8.61)$$

La longitud total del tramo 3, se determina como:

$$L_1 = L_{junta} + L_{recto} \quad (8.63)$$

Donde:

L_{junta} , es la longitud total de todas las juntas del tramo 3, 1000 mm.

L_{recto} , es la longitud total de las tuberías rectas del tramo 3, 9400 mm.

Sustituyendo:

$$L_1 = 1000 + 9400 = 10400 \text{ mm} \quad (8.63)$$

Entonces las pérdidas de carga se calculan como:

$$\Delta H_3 = \frac{0,0114 \cdot 10400 \cdot 0,565 \cdot 5,44^2}{1,93 \cdot 2 \cdot 9,81} = 9,62 \text{ mmca} \quad (8.60)$$

Además, en el tramo 3 del sistema de gases de escape se dispone del silencioso y el apagachispas. Se estiman las pérdidas de carga como:

$$\Delta H_{S,A} = C \cdot \rho \cdot \frac{v_3^2}{2 \cdot g} \quad (8.64)$$

Donde:

C , es el coeficiente de pérdidas de carga, se estima en 2,5.

ρ , es la densidad en el tramo 3, 0,565.

v_3 , es la velocidad de pérdidas de carga, se estima en 5,44 m/s.

g , es la constante de la gravedad, se estima en 9,81 m/s².

$$\Delta H_{S,A} = 2,5 \cdot 0,565 \cdot \frac{5,44^2}{2 \cdot 9,81} = 2,13 \text{ mmca} \quad (8.64)$$

Tramo 4

Se determina la velocidad de los gases de escape en el interior del conducto:

$$v_4 = \frac{4 \cdot m'}{\rho \cdot \pi \cdot D_3^2} \quad (8.65)$$

dimensionamiento de la cámara de máquinas

Donde:

m' , es el flujo másico de los gases de exhaustación, se estima en 9 kg/s .

ρ , es la densidad de los gases, calculada en $0,565 \text{ kg/m}^3$.

D_4 , es el diámetro de la tubería de gases de escape, se estima en 1000 mm .

Sustituyendo:

$$v_4 = \frac{4 \cdot 9}{0,565 \cdot \pi \cdot 1^2} = 20,28 \text{ m/s} \quad (8.65)$$

Para calcular las pérdidas de carga en los tramos, se presenta la siguiente ecuación:

$$\Delta H_4 = \frac{f_4 \cdot L_4 \cdot \rho \cdot v_4^2}{D_4 \cdot 2 \cdot g} \quad (8.66)$$

Donde:

f_4 , es el coeficiente de fricción.

L_4 , es la longitud del tramo de tubería 4.

ρ , es la densidad de los gases, $0,565 \text{ kg/m}^3$.

El coeficiente de fricción se obtiene como:

$$f_3 = \frac{1,325}{\left(\ln \left(\left(\frac{e}{3,7 \cdot D_4} \right) + \left(\frac{5,74}{Re_4^{0,9}} \right) \right) \right)^2} \quad (8.67)$$

Donde:

Re , es el número de Reynolds, se determina con la siguiente expresión:

$$Re_4 = \frac{\rho \cdot v_3 \cdot D_3}{\mu} \quad (8.68)$$

Sustituyendo:

$$Re_4 = \frac{0,565 \cdot 20,28 \cdot 1}{2 \cdot 10^{-5}} = 572910 \quad (8.69)$$

$$f_3 = \frac{1,325}{\left(\ln \left(\left(\frac{0,15 \cdot 10^{-3}}{3,7 \cdot 1} \right) + \left(\frac{5,74}{572910^{0,9}} \right) \right) \right)^2} = 0,013 \quad (8.67)$$

La longitud total del tramo 3, se determina como:

$$L_1 = L_{junta} + L_{recto} \quad (8.70)$$

Donde:

dimensionamiento de la cámara de máquinas

L_{codo} , es la longitud equivalente del codo de 45° del tramo 4, $L_{eq} = 20 \cdot \frac{1000}{2} = 10000 \text{ mm}$.

L_{recto} , es la longitud total de las tuberías rectas del tramo 3, 2122 mm .

Sustituyendo:

$$L_4 = 10000 + 2122 = 12122 \text{ mm} \quad (8.70)$$

Entonces las pérdidas de carga se calculan como:

$$\Delta H_4 = \frac{0,013 \cdot 12,122 \cdot 0,565 \cdot 20,28^2}{1 \cdot 2 \cdot 9,81} = 1,87 \text{ mmca} \quad (8.66)$$

En conclusión, se calculan las pérdidas de carga en todos los tramos son:

$$\Delta H_{babor} = \Delta H_1 + \Delta H_{2_{PS}} + \Delta H_3 + \Delta H_4 \quad (8.71)$$

$$\Delta H_{estribor} = \Delta H_1 + \Delta H_{2_{ST}} + \Delta H_3 + \Delta H_4 \quad (8.72)$$

$$\Delta H_{crujía} = \Delta H_{1-2_{CL}} + \Delta H_3 + \Delta H_4 \quad (8.73)$$

Sustituyendo:

$$\Delta H_{babor} = 2,33 + 73,8 + 11,75 + 1,87 = 89,75 \text{ mmca} \quad (8.71)$$

$$\Delta H_{estribor} = 2,33 + 78,28 + 11,75 + 1,87 = 94,23 \text{ mmca} \quad (8.72)$$

$$\Delta H_{crujía} = 10,58 + 11,75 + 1,87 = 22,07 \text{ mmca} \quad (8.73)$$

El sistema de gases de escape es válido porque todos los entramados de tuberías cumplen $\leq 500 \text{ mmca}$.

8. Sistema de contraincendios

En este apartado, se dimensiona el sistema de contraincendios de la cámara de máquinas. Este tiene como función principal la detección y extinción del fuego, minimizando los daños para evitar la pérdida del buque.

Detección y alarma

El buque proyectado contará con un sistema fijo de detección y alarma contraincendios instalado en la cámara de máquinas y en los espacios adyacentes con riesgo potencial de incendio.

imensionamiento de la cámara de máquinas

Además, se dispondrán detectores de humo en todas las escaleras, pasillos y vías de evacuación situadas dentro de las zonas de alojamiento, garantizando la detección inmediata de humo o gases de combustión.

Bocas contraincendios

Se dimensiona el sistema de contraincendios de agua salada para dar servicio a las siguientes bocas contraincendios y sistemas:

- Bocas contraincendios de cámara de máquinas.
- Bocas de contraincendios en la cámara de bomba de dragado.
- Bocas de contraincendios en la zona de proa.
- Bocas de contraincendios en la cubierta de brazola.
- Bocas de contraincendios en el bloque de acomodación.

Se instalará una válvula para cada boca contraincendios de modo que cuando estén funcionando las bombas contraincendios se pueda desconectar cualquiera de las mangueras contraincendios.

El número y distribución de las bocas contraincendios deben cumplir que por lo menos dos chorros de agua que no procedan de la misma boca contraincendios puedan alcanzar cualquier parte del buque normalmente accesible a los pasajeros o a la tripulación mientras el buque navega.

Se dimensiona la presión en todas las bocas contraincendios de:

$$P_{bocas\ CI} = 0,25\ N/mm^2 \quad (8.74)$$

Bombas contraincendios

Al ser la draga proyecto un buque de carga con un arqueo bruto igual o superior a 1000 *GT* se instalarán dos bombas contraincendios de accionamiento independiente. La capacidad total de contraincendios no puede ser menor a las cuatro terceras partes del caudal de sentinas, calculado anteriormente, por lo tanto:

$$Q_{CI} = \frac{4}{3} \cdot Q_{sent} \quad (8.75)$$

Sustituyendo:

$$Q_{CI} = \frac{4}{3} \cdot 90 = 120\ m^3/h \quad (8.75)$$

Según la norma, se puede usar como bomba contraincendios las bombas sanitarias, las de lastre, las de sentina y las de servicios generales siempre que no se utilicen normalmente para bombear hidrocarburos. Por lo tanto, se utilizarán las bombas de sentinas como bombas contraincendios de agua salada.

Por otro lado, la regla afirma que en ningún buque de carga será necesario que la capacidad total exigida de las bombas contraincendios sea superior a 180 m^3/h . Por lo tanto, la capacidad final del servicio contraincendios es:

$$Q_{CI} = 180\ m^3/h \quad (8.76)$$

imensionamiento de la cámara de máquinas

Cada una de las bombas contraincendios tendrá una capacidad no inferior al 80% de la capacidad total exigida dividida por el número mínimo de bombas contraincendios.

$$Q_{bomba\ CI} = \frac{80\% \cdot Q_{CI}}{n} \quad (8.77)$$

Sustituyendo la mayor capacidad:

$$Q_{bomba\ CI} = \frac{0,8 \cdot 180}{2} = 72\ m^3/h \quad (8.77)$$

El caudal de la bomba contraincendios debe cumplir los siguientes requisitos:

- Mayor de $25\ m^3/h$.
- Cubrir dos bocas contraincendios de forma simultánea, que se traduce en mayor a $50\ m^3/h$.
- Mayor que el 80% del Q_{CI}/N° bombas.

El sistema cumple los requisitos dado que se decide que las bombas contraincendios sean de $120\ m^3/h$.

La presión de diseño de las bombas contraincendios será la requerida para tomas agua de mar en la condición de menor calado y descargar en los hidrantes más altos.

$$P_{bomba\ CI} = H_{hid} - T_{min} + P_{desc.} + P_{carga} \quad (8.78)$$

Donde:

H_{hid} La altura de la boca contraincendios más alta, situada en el sobrepunte es de 21 metros.

T_{min} es el calado mínimo del buque proyecto, que es 5,63 m.

$P_{desc.}$ establecida por SOLAS, es de 2,5 bar.

P_{carga} son las pérdidas de carga en las tuberías, estimadas en 1,5 bar.

$$P_{bomba\ CI} = \frac{21 - 5,63}{10,2} + 2,5 + 1,5 = 5,5\ bar \quad (8.78)$$

Se instalarán tres bombas de contraincendios de $120\ m^3/h$ al 100% de su capacidad y una presión mínima de 5,5 bar.

Mangueras contraincendios y lanzas

Cada manguera estará provista de una lanza y los acoplamientos necesarios.

En los buques de carga, como es la draga proyecto, con un arqueo bruto superior a 1000 GT se instalarán a razón de una por cada 30 metros de eslora del buque y una de respeto. Por lo tanto,

$$N^{\circ}\ de\ mangueras\ CI = \frac{100,7}{30} = 3,36 \quad (8.79)$$

Sin embargo, el convenio dictamina que en ningún caso será inferior a cinco. Entonces el número total de mangueras que se instalan a bordo son:

dimensionamiento de la cámara de máquinas

$$N^{\circ} \text{ de mangueras } CI = 5 \quad (8.80)$$

Por lo tanto, se instalarán un total de 5 *mangueras* a lo largo de eslora del buque proyecto.

Extintores portátiles

Los espacios de alojamiento y de servicio y los puestos de control estarán provistos de dos extintores por cubierta, dispuestos en los pasillos cerca de los accesos a los espacios. En el caso del puente de gobierno, se instalará un extintor portátil cerca de uno de los accesos. Todos estos extintores serán de polvo seco, este agente extintor tampoco es conductor de electricidad, por lo tanto, no pueda dañar los equipos y dispositivos electrónicos de estos espacios. En los espacios de maquinaria se dispondrán de dos extintores en la cámara de máquinas y otros dos en el local del propulsor de proa. Todos los extintores portátiles llevarán instalado un dispositivo que indique si se ha utilizado.

Bomba contraincendios de emergencia

Como las bombas contraincendios no se disponen en espacios separados, el convenio exige instalar en la draga proyecto una bomba contraincendios adicional ubicada en un local independiente de las bombas principales o sus fuentes de energía.

La capacidad de esta bomba contraincendios de emergencia será de por lo menos el 40% del caudal contraincendios y la presión igual a la de las bombas contraincendios.

$$Q_{bomba \text{ emerg.}} = 0,4 \cdot Q_{CI} \quad (8.81)$$

Sustituyendo el caudal contraincendios:

$$Q_{bomba \text{ emerg.}} = 0,4 \cdot 120 = 48 \text{ m}^3/h \quad (8.81)$$

La bomba instalada será centrífuga con un caudal de $48 \text{ m}^3/h$ a una presión igual a la de la bomba principal contraincendios $5,5 \text{ bar}$, accionada por un motor eléctrico conectado a la red eléctrica de emergencia.

Sistemas fijos de extinción de incendios

Se decide un sistema fijo de extinción por aspersión de agua a presión para la zona de cámara de máquinas debido a que no es dañino para el ser humano, aunque sí para los equipos. La bomba encargada de suministrar este sistema se ubica en un local independiente en una cubierta superior a la cámara de máquinas. Estos rociadores están dimensionados para abastecer la cubierta de la cámara de máquinas y la cubierta intermedia de cámara de máquinas. El sistema fijo de extinción de incendios estará compuesto por:

- Dos bombas de rociadores de agua salada.
- Un colector de rociadores que abarquen el área de las cubiertas correspondientes a la cámara de máquinas. Este sistema tendrá instalado una conexión al colector contraincendios para que pueda ser alimentado por las bombas contraincendios. Los rociadores tendrán instalado una válvula de aislamiento con el fin de aislar el ramal.

dimensionamiento de la cámara de máquinas

De acuerdo con Bureau veritas, el sistema debe suministrar un caudal de $10 \text{ l}/(\text{min} \cdot \text{m}^2)$ en las superficies horizontales y un $4 \text{ l}/(\text{min} \cdot \text{m}^2)$ de superficies verticales. Si se divide la superficie disponemos un área total de cámara de máquinas:

$$A_{horizontal} = (15,6 \cdot 20,7) + (23 \cdot 25,2) = 910,8 \text{ m}^2 \quad (8.82)$$

$$A_{vertical DF} = 2 \cdot (20,7 \cdot 4,05) + 2 \cdot (15,6 \cdot 4,05) = 294,03 \text{ m}^2 \quad (8.83)$$

$$A_{vertical CI} = 2 \cdot (23 \cdot 3,9) + 2 \cdot (25,2 \cdot 3,9) = 375,96 \text{ m}^2 \quad (8.84)$$

El caudal de la bomba del sistema contraincendios fijo es:

$$Q_{fijo CI} = 10 \cdot 910,8 + 4 \cdot (294,03 + 375,96) = 707,28 \text{ m}^3/\text{h} \quad (8.85)$$

En cuanto a la presión, se calcula como:

$$P_{bomba SF} = H_{hid} - T_{min} + P_{desc.} + P_{carga} \quad (8.86)$$

En este caso:

H_{hid} La altura del rociador más alto, que es de $5,2 \text{ m}$.

T_{min} es el calado mínimo del buque proyecto, que es $5,63 \text{ m}$.

$P_{desc.}$ es la presión de descarga, que se estima en $2,5 \text{ bar}$.

P_{carga} son las pérdidas de carga en las tuberías, estimada en $1,5 \text{ bar}$.

$$P_{bomba SF} = \frac{5,2 - 5,63}{10,2} + 2,5 + 1,5 = 3,96 \text{ bar} \quad (8.86)$$

Se instalarán tres bombas de sistemas fijos contraincendios de $710 \text{ m}^3/\text{h}$ al 100% de capacidad y una presión de 4 bar , disponiendo una de respeto. Se instalarán sobre la cubierta intermedia, de manera que no queden inoperativas en caso de incendio en el local sobre el doble fondo.

9. Colector de tomas de mar

En este apartado se lleva a cabo el dimensionamiento del colector de tomas de mar, un componente esencial del sistema general del buque, ya que a partir de él se suministra agua de mar a diversos sistemas y equipos instalados a bordo. Este colector se encuentra ubicado en la cámara de máquinas y actúa como punto común de distribución, garantizando un suministro adecuado y continuo.

Los equipos que estarán conectados al colector y que, por tanto, deben considerarse en su dimensionamiento son los siguientes:

- Sistema de lastre.
- Sistema de contraincendios.
- Sistema de refrigeración.

Componentes del colector

El colector de tomas de mar se compone de varios elementos clave que permiten su funcionamiento. Entre estos componentes destacan:

- La caja de mar recoge el agua de mar desde el exterior del casco y actúa como punto de entrada al sistema.
- La válvula de succión regula el flujo de agua hacia el colector y permite aislar el sistema en caso de mantenimiento o emergencia.
- El filtro retiene partículas y sólidos presentes en el agua de mar, protegiendo bombas y equipos aguas abajo.
- La válvula de aislamiento posibilita el corte total del flujo hacia el colector o hacia secciones específicas del sistema, facilitando intervenciones seguras y controladas.

Diseño del colector

En primer lugar, se instalará un colector en la zona de proa encargado de suministrar agua al sistema de lastre y al sistema contraincendios de la zona de acomodación. Por otro lado, se dispondrá un segundo colector en la zona de popa, destinado a alimentar los sistemas de refrigeración y el sistema contraincendios de la cámara de máquinas.

Para realizar el dimensionamiento del colector de tomas de mar, es necesario determinar el caudal de agua consumida por los equipos en cámara de máquinas. Para ello, se realiza un balance de agua salada donde se recogen los consumos de dichos equipos. A continuación, se muestra la tabla:

Tabla 40. Valores de los caudales relacionados con el colector de tomas de mar.

Sistema	Caudal (m^3/h)
Lastre	111,34
Refrigeración	185
Contraincendios	120
Contraincendios fijo	710
Contraincendios emergencia	48
Contraincendios acomodación	129

Área interior del colector

El colector se dimensiona para una velocidad de $2 m/s$ ya que si se excede esa velocidad se producen ruidos y cavitación que desgasta el colector. El área se calcula con la expresión:

$$A_{colector} = \frac{Q_{colector}}{v} \quad (8.87)$$

Sustituyendo para los casos de popa y proa:

$$A_{colectorpopa} = \frac{185 + 120 + 710 + 48}{2 \cdot 3600} = 0,15 m^2 \quad (8.88)$$

dimensionamiento de la cámara de máquinas

$$A_{colectorproa} = \frac{111,34 + 129}{2 \cdot 3600} = 0,03 \text{ m}^2 \quad (8.89)$$

Área libre de la rejilla de las tomas de mar

Las rejillas de la toma de mar impiden la succión de cuerpos o elementos sólidos de un tamaño medio o grande evitando que entren al conducto dañando el sistema. Posteriormente se dispone de un filtro que atrapa elementos más pequeños que hubieran podido introducirse por las rejillas.

El área libre de la rejilla de las tomas de mar se estima con la ecuación:

$$A_{libre} = 2 \cdot A_{colector} \quad (8.90)$$

Permutando:

$$A_{librepopa} = 2 \cdot 0,15 = 0,3 \text{ m}^2 \quad (8.91)$$

$$A_{libreproa} = 2 \cdot 0,03 = 0,06 \text{ m}^2 \quad (8.92)$$

Área libre de la abertura de fondo en las tomas de mar

Se estima que el área libre es un 60% del área total de la abertura. Por lo tanto:

$$A_{libre} = 60\% \cdot A_{Abertura} \quad (8.93)$$

Despejando y sustituyendo:

$$A_{aberturapopa} = \frac{0,3}{0,6} = 0,5 \text{ m}^2 \quad (8.94)$$

$$A_{aberturaproa} = \frac{0,06}{0,6} = 0,1 \text{ m}^2 \quad (8.95)$$



imensionamiento de la cámara de máquinas



Capítulo 9

Sistemas de dragado

En este capítulo se describen y definen los principales sistemas y equipos que intervienen en las operaciones de dragado a bordo del buque proyecto.

1. Equipos asociados al sistema de dragado

Con el fin de seguir un orden lógico en la explicación de los equipos, se comenzará describiendo el sistema encargado de la recogida de arena desde el fondo marino y se concluirá con el último componente del circuito, el sistema rainbow.

Tubería de succión remolcada

El buque proyectado está equipado con una tubería de succión remolcada ubicada a la banda de babor. Esta tubería se compone de tres elementos principales, cada uno con un papel fundamental en el proceso de extracción de sedimentos del fondo marino.

En el extremo inferior se encuentra la cabeza de dragado, que es el componente que se apoya directamente sobre el lecho marino. Su función consiste en remover y arrastrar la arena mediante un efecto rastrillo, facilitando así su posterior succión a través del sistema.

Aproximadamente en la mitad de la tubería de succión se ubica el cardán, un elemento esencial que proporciona flexibilidad al conjunto. Este componente permite que la tubería se adapte a los movimientos del buque y a las irregularidades del fondo marino, asegurando una operación continua y segura durante el dragado.

En el extremo superior de la tubería se sitúa la pieza de deslizamiento, que permite el movimiento controlado de la tubería durante su despliegue y recogida.

Con el objetivo de calcular la longitud total de la tubería, se estudia el ángulo máximo de inclinación que se refiere al mayor ángulo que puede formar la tubería de succión con el plano de la embarcación durante las operaciones de dragado.

Existe una relación directa entre el ángulo de la tubería y la profundidad de trabajo. En este caso, según la propuesta del proyecto, la profundidad de diseño es de 30 metros. En la mayoría de las dragas de succión con tolva, el ángulo máximo de inclinación permitido para la tubería de succión suele estar comprendido entre 30° y 45° con el plano de la embarcación.

Por lo tanto, se decide calcular la longitud necesaria de la tubería de succión para un ángulo de trabajo de 40°.

Sistemas de dragado

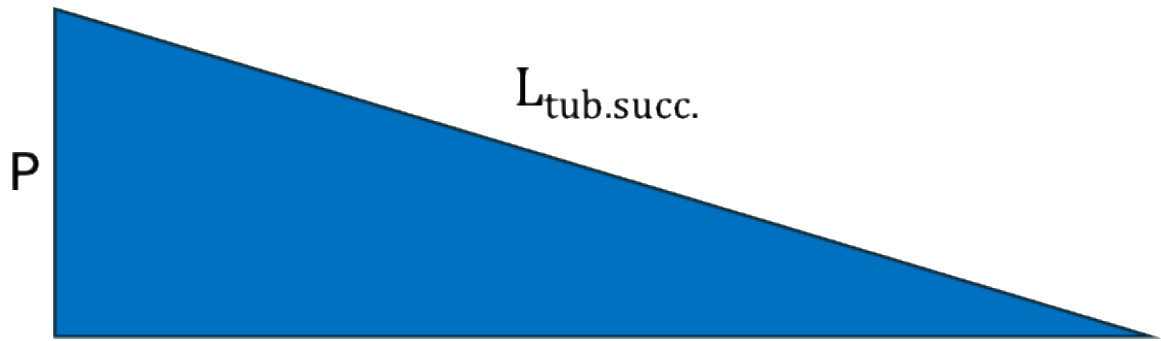


Ilustración 9. Esquema que relaciona la profundidad de operación establecida con longitud de la tubería de succión.

La profundidad es de 30 metros, que es uno de los valores, el ángulo de 40°. Por lo tanto, se puede calcular la longitud de la hipotenusa que sería la tubería de succión.

$$L_{tub.succ.} = \frac{P}{\text{sen}(40)} \quad (9.1)$$

Sustituyendo:

$$L_{tub.succ.} = \frac{30}{\text{sen}(40)} = 46,67 \text{ m} \quad (9.2)$$

Se instalará una tubería de succión de 47 metros y un diámetro de 1 metro, en la draga proyecto.

Cabeza de dragado

La cabeza de dragado en una draga de succión con tolva es el elemento que entra en contacto directo con el lecho marino para llevar a cabo la extracción de sedimentos. Este componente es fundamental en el proceso de dragado, ya que facilita la extracción y recolección del material mediante succión.

Las principales partes que componen la cabeza de dragado son:

- Visor: La parte frontal de la cabeza de dragado, que asegura un contacto constante y eficiente con el fondo marino.
- Dientes: Se instalan en la parte del visor cuando se necesita extraer materiales duros o compactos, como arcilla, grava o rocas. Estos dientes cortan y ablandan el material para facilitar su succión.
- Boquillas de agua a presión: Ayudan a fluidificar los materiales dragados para facilitar su extracción y su paso por la tubería de succión.
- Entrada de succión: Conecta la cabeza de dragado a la tubería de succión, a través de la cual los sedimentos son transportados hacia la tolva de la draga.
- Rueda de apoyo: En general, las cabezas de dragado disponen de ruedas en la parte inferior para facilitar el desplazamiento sobre el lecho marino y minimizar el desgaste de la propia cabeza.

Sistemas de dragado



Ilustración 67. Cabeza de dragado.

Tuberías de enlace entre los componentes

La tubería de succión está compuesta por una combinación de tramos rígidos y tramos flexibles. Los segmentos flexibles permiten absorber los movimientos del buque durante la operación y adaptarse a las irregularidades del lecho marino. Estos tramos cumplen una función similar a la del cardán, al proporcionar flexibilidad al sistema.

Por otro lado, los tramos rígidos, construidos en acero, están diseñados para soportar las elevadas presiones generadas por el flujo de material succionado.



Ilustración 68. Tubería flexible de polietileno de alta densidad.

Sistemas de dragado



Ilustración 69. Tubería rígida de acero.

Cardán

Este sistema adapta la tubería a diferentes profundidades y condiciones del lecho marino. Entre sus funciones principales son la flexibilidad que permite a la tubería moverse en las direcciones vertical y horizontal sin dañarse. Absorbe tensiones y fuerzas que actúan sobre la tubería causadas por el movimiento del agua y la draga, protegiendo de esta manera la integridad de la tubería y la conexión al buque.



Ilustración 70. El cardán.

Grúas de la tubería de succión

Los pescantes de la tubería de succión en una draga de succión con tolva son mecanismos utilizados para soportar, manipular y controlar la tubería de succión y su brazo durante las operaciones de dragado. El buque proyecto dispone de tres grúas que se distribuyen el peso de la tubería de succión. El pescante de popa y el que se encuentra en la mitad son iguales. No obstante, el pescante más a proa consta de una estructura fija unida a la cubierta principal y otra móvil que se encarga de unir la tubería de succión con la tubería interior por medio de unos carriles insertados en el costado.



Ilustración 71. Grúas que sujetan la tubería de dragado durante la operación.

Desgasificador

El desgasificador es un equipo instalado junto a la tubería de succión de arrastre en la draga de succión con tolva, cuya función principal es eliminar los gases presentes en la mezcla de agua y sedimentos durante las operaciones de dragado.

Durante el proceso de succión, es habitual que la mezcla captada contenga burbujas de aire o gases disueltos liberados por los sedimentos del fondo. Estos gases pueden acumularse en el sistema, provocando pérdidas de rendimiento en las bombas de succión. El desgasificador actúa extrayendo dichos gases antes de que alcancen las bombas.

Compensador de olas

El compensador de olas es un sistema hidráulico que se encarga de mitigar los efectos del movimiento vertical inducido por el oleaje. En condiciones de mar agitado, el movimiento oscilatorio del buque puede transmitir cargas dinámicas considerables a la tubería de succión. El compensador absorbe estas fuerzas, lo que reduce significativamente las tensiones mecánicas y el desgaste de los componentes estructurales.

Sistemas de dragado



Ilustración 72. Compensador de olas.

Bombas de dragado

La bomba de dragado es el componente encargado de succionar y transportar la mezcla de agua y materiales dragados desde el fondo marino hasta la tolva de almacenamiento, o bien de impulsarla directamente a través del tubo de descarga tipo arco iris.



Ilustración 73. Bomba de dragado. Fuente: Ocean Pump.

Cálculo de la bomba de dragado

En este apartado se realiza el cálculo de la bomba de dragado instalada a bordo del buque. Para ello, se utilizan los valores obtenidos a lo largo del desarrollo del proyecto.

Con el objetivo de calcular el caudal que debe suministrar la bomba, en primer lugar, se toma la capacidad de la cántara:

$$V_c = 6000 \text{ m}^3 \quad (9.3)$$

Sistemas de dragado

El volumen de la cántara se ha diseñado de forma que pueda llenarse en un tiempo aproximado de 3 horas. No obstante, el caudal requerido por la bomba está condicionado por la densidad del material dragado y el porcentaje de mezcla sólido-líquido.

A continuación, se presenta una tabla con las distintas densidades de arena que pueden encontrarse hasta los 30 metros de profundidad, que corresponde al límite de operación para el que se ha dimensionado la tubería de succión de la draga objeto del presente proyecto. Además, se requiere una proporción adecuada de agua para asegurar un flujo continuo y estable.

Tabla 41. Densidades del fondo marino hasta una profundidad de 30 metros.

Densidades del fondo marino				
Arenas sueltas	Arenas mezcladas con lodos y arcillas	Arenas densas	Arenas medianamente compactas	Arenas con mezcla de grava
$1500 \frac{kg}{m^3}$	$1600 \frac{kg}{m^3}$	$2000 \frac{kg}{m^3}$	$1800 \frac{kg}{m^3}$	$2300 \frac{kg}{m^3}$

Los cálculos se llevarán a cabo considerando la densidad más elevada de las arenas previstas, ya que este tipo de material presenta una decantación más rápida y supone el mayor aporte de peso al buque. Por tanto, se considera la situación más exigente para el diseño del sistema de bombeo.

Asimismo, es necesario estimar la proporción de agua y sólidos en la mezcla cuando la bomba de dragado se encuentra en condiciones normales de operación. En general, un rango de concentración de sólidos entre el 10 % y el 20 % se considera óptimo para mantener la eficiencia del sistema sin comprometer la integridad de las bombas.

Para este proyecto, se adopta una proporción de mezcla de un 20 % de arena y un 80 % de agua. Se considera una densidad del agua salada de $1025 \frac{kg}{m^3}$.

Por lo tanto, la densidad de la mezcla se calcula como:

$$\rho_{mezcla} = 0,80 \cdot \rho_{as} + 0,2 \cdot \rho_{arena} \tag{9.4}$$

Se muestra en la siguiente los cálculos obtenidos:

Mezcla de densidades del tipo de arena y el agua salada				
Arenas sueltas	Arenas mezcladas con lodos y arcillas	Arenas densas	Arenas medianamente compactas	Arenas con mezcla de grava
$1120 \frac{kg}{m^3}$	$1140 \frac{kg}{m^3}$	$1220 \frac{kg}{m^3}$	$1180 \frac{kg}{m^3}$	$1280 \frac{kg}{m^3}$

Entonces, se calcula el caudal de la bomba de dragado como:

Sistemas de dragado

$$Q_{bomba} = \frac{V_{cántara}}{t_{carga}} \quad (9.5)$$

Sustituyendo los valores:

$$Q_{bomba} = \frac{6000}{3} = 2000 \text{ m}^3/\text{h} \quad (9.5)$$

El caudal obtenido mediante la fórmula anterior corresponde al volumen total de la mezcla bombeada, compuesta por agua y arena. Sin embargo, únicamente el 20 % de ese caudal corresponde a arena, que es el componente útil desde el punto de vista de la productividad del dragado.

Por tanto, la productividad real de la bomba, en términos de volumen de arena transportada, se calcula como el 20 % del caudal total bombeado:

$$Q_{prod} = 0,2 \cdot 2000 = 400 \text{ m}^3/\text{h} \quad (9.6)$$

Es decir, de un caudal total de $2000 \text{ m}^3/\text{h}$, aproximadamente $400 \text{ m}^3/\text{h}$ corresponden a arena.

Entonces, para rellenar el volumen de la cántara con arena, se necesita que el caudal de la bomba sea:

$$Q_{bomba} = \frac{2000}{0,2} = 10000 \text{ m}^3/\text{h} \quad (9.7)$$

En resumen, se requiere la instalación de una bomba de dragado con un caudal de $10000 \text{ m}^3/\text{h}$, con el fin de garantizar que la cántara se rellene completamente con arena dentro del tiempo previsto para la operación de dragado.

No obstante, la productividad de la operación disminuye en función de la naturaleza del material dragado. Se estima que, en comparación con condiciones óptimas, la productividad se reduce en torno a un 2,5% para arenas con mezcla de grava, un 5% para arena densa, un 10% para arenas medianamente compactas, un 15% mezcladas con lodo y arcillas, y hasta un 20% para arenas sueltas.

Arena con mezcla de grava:

$$Q_{prod} = 0,975 \cdot 400 = 390 \text{ m}^3/\text{h} \quad (9.8)$$

$$Q_{bomba} = 0,975 \cdot 10000 = 9750 \text{ m}^3/\text{h} \quad (9.9)$$

Arena densa:

$$Q_{prod} = 0,95 \cdot 400 = 380 \text{ m}^3/\text{h} \quad (9.10)$$

$$Q_{bomba} = 0,95 \cdot 10000 = 9500 \text{ m}^3/\text{h} \quad (9.11)$$

Sistemas de dragado

Arena medianamente compacta:

$$Q_{prod} = 0,9 \cdot 400 = 360 \text{ m}^3/h \quad (9.10)$$

$$Q_{bomba} = 0,9 \cdot 10000 = 9000 \text{ m}^3/h \quad (9.11)$$

Arena mezclada con lodos y arcillas:

$$Q_{prod} = 0,85 \cdot 400 = 340 \text{ m}^3/h \quad (9.12)$$

$$Q_{bomba} = 0,85 \cdot 10000 = 8500 \text{ m}^3/h \quad (9.13)$$

Arena suelta:

$$Q_{prod} = 0,8 \cdot 400 = 320 \text{ m}^3/h \quad (9.14)$$

$$Q_{bomba} = 0,8 \cdot 10000 = 8000 \text{ m}^3/h \quad (9.15)$$

Teniendo en cuenta estos factores, se selecciona una bomba capaz de garantizar un caudal de $10000 \text{ m}^3/h$, ya que, aunque la productividad pueda disminuir según el tipo de arena bombeada, es necesario que la bomba funcione siempre a su máxima capacidad de diseño para cumplir con los requisitos operativos en las condiciones más exigentes. Por ello, se opta por la bomba de dragado ZN800 del fabricante Zidong Pump.



Ilustración 74. Perspectiva lateral de la bomba seleccionada.

La bomba irá acoplada directamente al eje del motor de operación. Este motor, al igual que el resto de la planta propulsora del buque, empleará metanol como combustible.

Motor instalado para la bomba de dragado

La potencia necesaria del motor instalado para accionar la bomba de dragado se determina a partir de la siguiente fórmula:

$$P_{eje} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta_B} \quad (9.16)$$

Donde:

P_{eje} , es la potencia en el eje de la bomba, en *kW*.

ρ , es la densidad del fluido, en *kg/m³*.

g , es la constante gravitatoria, *9,81 m/s²*.

Q , es el caudal de la bomba, *10000 m³/h*.

H , es la altura manométrica de la bomba, en *m*.

η_B , es el rendimiento de bomba instalada, se estima según el fabricante en un 80 %.

Para calcular la potencia en el eje, en primer lugar, se calcula el caudal de la bomba en *m³/s*.

$$Q = 10000 \cdot \frac{1}{3600} = 2,78 \text{ m}^3/\text{s} \quad (9.17)$$

Sistemas de dragado

La densidad del fluido que bombea cambia en función del tipo de arena que bombee, se decide dimensionar el motor instalado en función de la densidad mayor con el objetivo de ser conservador.

$$\rho = 1280 \text{ kg/m}^3 \quad (9.18)$$

Se diseña para que la bomba alcance una altura manométrica, de acuerdo con el fabricante, de:

$$H = 70 \text{ m} \quad (9.19)$$

Por lo tanto, la potencia en el eje que requiere la bomba es:

$$P_{eje} = \frac{1280 \cdot 9,81 \cdot 2,78 \cdot 70}{0,80} = 3054441,6 \text{ W} \quad (9.16)$$

En conclusión, la potencia que debe suministrar el motor al eje de la bomba es de 3054,44 kW. Se elige el motor de Wärtsila 32 metanol, W6L32 dado que suministra 3480 kW y lo que es más importante puede utilizar metanol como combustible para su operación.

Cántara

La cántara en una draga de succión con tolva es el compartimento destinado al almacenamiento del material dragado una vez succionado del fondo marino. Además, permite transportar los sedimentos desde la zona de dragado hasta el punto de descarga.

Una vez alcanzada la capacidad máxima de carga o finalizada la operación, la draga se traslada hasta la zona de descarga. Allí, el material almacenado puede evacuarse mediante diferentes métodos: a través de puertas de fondo que se abren para dejar caer el sedimento directamente al lecho marino, o mediante descarga directa a través de tuberías, ya sea hacia la costa o hacia zonas específicas designadas para el vertido.

En el caso de la draga proyecto, se instalarán 14 puertas de fondo distribuidas a lo largo de la cántara. Estas compuertas, ubicadas en la parte inferior, permiten la descarga directa del sedimento al mar.

Finalmente, y conforme a lo establecido en el convenio DR-68, la geometría de la tolva debe cumplir con el requisito de que su borde de derrame se sitúe por encima de la línea de carga y que, en todos los puntos, su altura sea superior a la altura mínima de proa calculada en el capítulo correspondiente al francobordo.

Rebosamiento

El rebosamiento de la cántara es un proceso fundamental en el funcionamiento de las dragas de succión con tolva. Tiene lugar cuando la cántara, encargada de almacenar el material dragado, alcanza su capacidad máxima y es necesario liberar el exceso de agua para optimizar el volumen de sedimentos retenidos. Este mecanismo permite que los sólidos se depositen en el fondo de la cántara, mientras que el agua excedente se evacúa por la parte superior hacia el mar.

En el presente proyecto se contempla la implementación de un sistema de rebosamiento ajustable. Esta tecnología permite a los operadores regular la altura del rebosadero, y por lo tanto, mejora la eficiencia del proceso de sedimentación.

Cálculo del rebosamiento

Según el convenio DR-68, los dispositivos de rebose deberán disponer de una superficie de al menos:

$$S_1 = 0,7 \cdot \frac{L_h^2}{1000} \quad (9.20)$$

O;

$$S_2 = \frac{Q_{bomb}}{3} \quad (9.21)$$

Donde:

L_h la longitud máxima de la cántara, 56 metros.

Q_{bomb} es la capacidad máxima de la bomba de dragado, 20000 m³/s.

El rebosamiento se debe diseñar para el mayor de los dos valores.

Sustituyendo:

$$S_1 = 0,7 \cdot \frac{56^2}{1000} = 2,2 \text{ m}^2 \quad (9.20)$$

$$S_2 = \frac{20000}{3600 \cdot 3} = 1,67 \text{ m}^2 \quad (9.21)$$

En conclusión, se diseña un rebosamiento con un área mínima de 2,2 m².

Descarga en arco iris

En la parte de proa, el buque cuenta con una tubería de descarga en forma cónica, conectada a un sistema de rutado de tuberías que permite redirigir los sedimentos almacenados en la cántara cuando la operación requiere el uso de este sistema.

Este método ofrece una solución eficiente y versátil para depositar grandes volúmenes de sedimento en áreas determinadas, siendo especialmente útil en trabajos de relleno de terrenos o en la construcción de diques.

Acoplamiento de proa para dragado

El acoplamiento de proa para dragado es un sistema que permite conectar la embarcación a una tubería flotante o a infraestructuras de descarga situadas en tierra firme. Su función principal es facilitar la descarga eficiente y continua del material dragado a través de tuberías de largo alcance, ya sea hacia la costa o hacia zonas designadas en el mar.

Este sistema suele estar compuesto por un conector giratorio o una junta flexible, lo que permite el paso del material incluso cuando la draga se encuentra en movimiento o expuesta a condiciones de oleaje, asegurando así un flujo constante durante la operación.



Ilustración 75. Descarga en arco iris y acoplamiento de proa.

2. Sistema de aceite hidráulico

Equipos implicados en el sistema

En el buque proyecto, el sistema hidráulico se encarga de accionar múltiples equipos durante las operaciones de dragado. Para dimensionar adecuadamente el volumen de aceite hidráulico necesario, se tienen en cuenta tanto el consumo de cada equipo como el volumen de las tuberías y componentes, incluyendo un margen para expansión térmica, aire disuelto y pérdidas menores.

Los principales equipos que requieren alimentación hidráulica son:

1. El brazo de succión requiere aproximadamente 1800 *litros* de aceite hidráulico para sus movimientos de izado, descenso y articulación.
2. Las compuertas de fondo encargadas de la descarga del material dragado demandan unos 700 *litros*.
3. El rebosamiento requiere de 600 *litros* aproximadamente para accionar su movimiento vertical y permitir la evacuación del agua excedente acumulada en el interior de la cántara durante la operación de dragado.
4. Los cabezales de arrastre utilizados durante la fase de succión lateral necesitan cerca de 900 *litros*.
5. Las grúas de cubierta empleadas para tareas auxiliares como manipulación de cargas o equipos requieren aproximadamente 600 *litros*.
6. Otros elementos como válvulas, compensadores de olas o tuberías del sistema consumen alrededor de 500 *litros*.

Volumen del tanque de aceite hidráulico

La suma de estos volúmenes da un total operativo de:

$$C_{\text{aceite hidraul.}} = 5100 \text{ litros} \quad (9.22)$$

Si se añade un 25% como margen de seguridad:

Sistemas de dragado

$$C_{aceite\ hidraul.} = 1,25 \cdot 5100 = 6375 \text{ litros} \quad (9.23)$$

Aplicando las correcciones de acero y de llenado:

$$V_{aceite\ hidraul.} = \frac{6,375}{0,98 \cdot 0,98} = 6,65 \text{ m}^3 \quad (9.24)$$

Por lo tanto, se dimensiona un tanque de aceite hidráulico de $6,65 \text{ m}^3$.

Caudal y presión de las bombas de aceite hidráulico

Una vez definido el tanque de aceite hidráulico, se procede al dimensionamiento de las bombas encargadas de alimentar el sistema. Para ello, el primer paso consiste en calcular el caudal necesario, utilizando la siguiente expresión:

$$Q_{aceite\ hidraul.} = \frac{V_{aceite\ hidraul.}}{t} \quad (9.25)$$

Donde:

$V_{aceite\ hidraul.}$ es el volumen de aceite hidráulico calculado anteriormente, 6375 litros .

t corresponde al tiempo necesario para que la bomba alcance y mantenga la presión operativa en las tuberías del sistema hidráulico, se estima en 30 minutos .

Entonces:

$$Q_{aceite\ hidraul.} = \frac{6,375}{0,5} = 12,75 \text{ m}^3/\text{h} \quad (9.25)$$

En segundo lugar, la bomba debe ser capaz de generar la presión suficiente para garantizar el suministro de aceite a todos los componentes del sistema previamente considerados. Esta presión se determina mediante la siguiente fórmula:

$$P = P_{carga} + H \quad (9.26)$$

Donde:

P_{carga} son las pérdidas de carga, se estiman en $1,5 \text{ bar}$.

H es la altura máxima que debe vencer la bomba para impulsar el fluido hasta el punto más elevado del sistema, se estima en 11 metros .

Sustituyendo:

$$P = 1,5 + \frac{11 - 1,15}{10,2} = 2,47 \text{ bar} \quad (9.26)$$

Se instalan dos bombas de aceite hidráulico con un caudal de $12,75 \text{ m}^3/\text{h}$ a una presión de $2,5 \text{ bar}$, cada una.

3. Sistema de inertizado

En el capítulo de disposición general se han introducido las necesidades adicionales que se deben incorporar a los tanques de metanol de acuerdo con la regla 670NR de Bureau Veritas. En este apartado se diseña el sistema de gas inerte necesario para mantener la seguridad en los tanques. El sistema se diseña considerando las siguientes características:

- Los sistemas de inertización y control atmosférico deberán estar dimensionados para mantener inertizados los tanques durante el funcionamiento normal, la liberación de gas o la inertización.
- El gas inerte deberá estar disponible permanentemente a bordo para realizar al menos un viaje de puerto a puerto, teniendo en cuenta al consumo máximo de combustible previsto y la duración máxima prevista del viaje, y para mantener los tanques inertizados durante dos semanas en puerto con un consumo mínimo.
- El fluido utilizado para inertizar el combustible no debe modificar las características del combustible, por lo tanto, será nitrógeno.
- La planta de producción deberá ser capaz de generar un gas inerte con un contenido de oxígeno menor al 5% en volumen.
- Se garantiza un contenido de oxígeno no superior al 8% en volumen en cualquier parte de los depósitos de combustible.
- El sistema de gas inerte se instalará fuera de cámara de máquinas, en el espacio de proa bajo la entrecubierta, por lo tanto, el compartimento donde se instala dispondrá de un sistema de ventilación de extracción mecánica independiente, que proporcione como mínimo seis cambios de aire por hora.

Con todas estas características, se instala un generador de nitrógeno de membrana que utiliza una fibra porosa hueca para separar las moléculas de nitrógeno de los demás gases del aire como el oxígeno, dióxido de carbono, vapor de agua y argón, entre otros. Las moléculas de la corriente de aire comprimido que fluye hacia el generador se separan mediante alta presión y los gases más rápidos atraviesan las paredes y se liberan de nuevo a la atmósfera, mientras que el nitrógeno se concentra en los tanques de almacenamiento de la planta generadora.

El volumen total de los tanques de metanol que necesitan ser inertizados en el buque proyecto es de $1439,4 \text{ m}^3$. Sin embargo, para asegurar el inertizado total de los tanques se genera un 25% más de volumen de los tanques en la planta generadora de gas inerte. Por lo tanto, se requiere un gas:

$$V_{gas} = 1,25 \cdot V_{tanques} \quad (9.27)$$

Sustituyendo el volumen de los tanques:

$$V_{gas} = 1,25 \cdot 1439,4 = 1799,25 \text{ m}^3 \quad (9.27)$$

La inertización de los tanques se producirá mediante purga continua, por lo que, se producirá una atmósfera inerte constante en el interior de los tanques. Se instalan dispositivos de medida para comprobar regularmente la cantidad de oxígeno en el interior de los tanques e inertizar en consecuencia. Se decide este tipo de método porque la purga continua requiere un flujo menor de gas.

Sistemas de dragado

Se dimensiona un compresor encargado de transportar el nitrógeno gaseoso a los tanques de metanol. Se estima que tanto el inertizado como el “bunkering” de la draga proyecto se realice a la vez, es decir, a medida que se rellenen los tanques de metanol se inertiza el volumen de los tanques. Entonces se considera que el proceso de llenado de los tanques de combustible se realiza en 10 *horas*, por lo tanto, el caudal del compresor instalado es el siguiente:

$$Q_{\text{compresor}} = \frac{V_{\text{gas}}}{t} \quad (9.28)$$

Sustituyendo:

$$Q_{\text{compresor}} = \frac{1799,25}{10} = 179,92 \text{ m}^3/\text{h} \quad (9.28)$$

La presión debe ser suficiente para desplazar el aire de los tanques sin sobrepresurizarlo. Por esta razón, se decide instalar dos compresores con un caudal de 180 m^3/h y la presión a la que debe trabajar sea de alrededor de 1,5 *bar*.

Por último, se instalarán unos ventiladores capaces de ventilar el espacio donde se ubica la planta generadora de gas inerte, de acuerdo con los requisitos de la norma. El volumen estimado del espacio donde se encuentra la planta generadora es de 1200 m^3 . Los ventiladores deben realizar seis cambios de aire por hora.

$$Q_{\text{ventilador}} = 6 \cdot V_{\text{espacio}} \quad (9.29)$$

Permutando:

$$Q_{\text{ventilador}} = 6 \cdot 1200 = 7200 \text{ m}^3/\text{h} \quad (9.29)$$

Se instalarán un total de tres ventiladores de 3600 m^3/h cada uno para garantizar los cambios de aire, uno de ellos, de respeto.



Capítulo 10

Equipos y servicios

En este capítulo se lleva a cabo el diseño de los sistemas esenciales que garantizan la operatividad del buque proyecto. Entre ellos se incluyen los equipos de fondeo y amarre, así como los sistemas de lastre, sentinas, lodos, contraincendios, servicios de acceso y alumbrado.

Asimismo, se abordan los sistemas propios de la zona de acomodación, como los circuitos de agua sanitaria fría y caliente, y los sistemas destinados al manejo y evacuación de aguas grises y negras.

1. Equipos de fondeo y amarre

Según la regla de Bureau Veritas 467 NR parte D, capítulo 13, sección 2 específica para las dragas, el numeral de equipo se calcula como:

$$EN = 1,5 \cdot (L \cdot B \cdot D)^{\frac{2}{3}} \quad (10.1)$$

No se deben considerar las grúas encargadas de sostener la tubería de succión. Entonces si se sustituye la eslora, la manga y el puntal, se obtiene:

$$EN = 1,5 \cdot (100,7 \cdot 23 \cdot 9,1)^{\frac{2}{3}} = 1144,52 \quad (10.2)$$

Para buques:

$$L_{cub.ppal} \geq 80 \quad (10.3)$$

Y,

$$EN > 795 \quad (10.4)$$

Los equipos de amarre se deben calcular de acuerdo con la parte B, capítulo 12, sección 4. Los equipos que se diseñan a continuación están dimensionados para sujetar el buque en buenas condiciones de fondo, cuando las condiciones son tales que se evite el arrastre del ancla.

Los equipos de fondeo se diseñan para las siguientes condiciones ambientales:

- Velocidad máxima de corriente 5 nudos.
- Velocidad máxima del viento 50 nudos.
- Ausencia de olas.
- Alcance mínimo del cable de cadena de 6, siendo el alcance la relación entre la longitud de la cadena desembarcada y la profundidad del agua.

Los equipos de anclas y cables de cadena serán diseñados en función del siguiente numeral de equipo:

$$EN = \Delta^{\frac{2}{3}} + 2 \cdot (h \cdot B + S_{fun}) + 0,1 \cdot A \quad (10.5)$$

Equipos y servicios

Donde:

Δ es el desplazamiento de la draga proyecto a la línea de flotación de carga de verano.

$$\Delta_{SLL} = 17889 \text{ t} \quad (10.6)$$

h es la altura efectiva desde la línea de la flotación de la carga de verano hasta la parte superior de la caseta más alta, que se obtendrá con la siguiente fórmula:

$$h = a + \Sigma h_n \quad (10.7)$$

a es la distancia vertical del costado del buque desde la línea de flotación de carga de verano en el centro del buque hasta la cubierta superior:

$$a = 9,1 - 8,365 = 0,735 \text{ m} \quad (10.8)$$

h_n es la altura de las superestructuras con una manga superior a $B/4$. En la draga proyecto se disponen de dos superestructuras que se deben considerar:

$$h_{pp} = 16 \text{ m} \quad (10.9)$$

$$h_{pr} = 21 \text{ m} \quad (10.10)$$

La altura efectiva resulta:

$$h = 0,735 + (16 + 21) = 37,735 \text{ m} \quad (10.7)$$

B es la manga del buque.

$$B = 23 \text{ m} \quad (10.11)$$

S_{fun} es el área proyectada frontal efectiva definida como:

$$S_{fun} = A_{FS} - S_{shield} \quad (10.12)$$

A_{FS} es el área frontal de la chimenea, se dispone de una sola chimenea en la draga proyecto cuya área es:

$$A_{FS} = 6,5 \cdot (18,5 - 11) = 48,75 \text{ m}^2 \quad (10.13)$$

$S_{shields}$ es la sección de área proyectada frontal que protege la A_{FS} .

$$S_{shield} = 48,75 \text{ m}^2 \quad (10.14)$$

Por lo tanto, el área proyectada frontal resulta:

$$S_{fun} = 0 \text{ m}^2 \quad (10.12)$$

Equipos y servicios

Por último, A es el área proyectada lateral del casco, superestructuras y chimeneas por encima de línea de flotación de carga de verano que están dentro de la eslora L_E y una manga mayor de $B/4$.

$$96\% \cdot L_{pp} < L_E < 97\% \cdot L_{pp} \quad (10.15)$$

$$96,672 < L_E < 97,679 \quad (10.16)$$

Se decide hacer la media del máximo y mínimo de esloras para los cálculos:

$$L_E = \frac{96,672 + 97,679}{2} = 97,176 \text{ m} \quad (10.17)$$

$$A_{L \text{ casco}} = 2 \cdot (9,1 - 8,365) \cdot 97,176 = 142,85 \text{ m}^2 \quad (10.18)$$

$$A_{L \text{ chimenea}} = 2 \cdot 5,3 \cdot (18,5 - 11) = 79,5 \text{ m}^2 \quad (10.19)$$

$$\begin{aligned} A_{L \text{ superestructura pp}} &= 2 \cdot (12,5) \cdot (11 - 9,1) + 2 \cdot (5,3) \cdot (16 - 11) \\ &= 100,5 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (10.20)$$

$$\begin{aligned} A_{L \text{ superestructura pr}} &= 2 \cdot (10,5) \cdot (16 - 11) + 2 \cdot 9,5 \cdot (21 - 18,5) \\ &= 152,5 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (10.21)$$

El área lateral total es:

$$A = 142,85 + 79,5 + 100,5 + 152,5 = 475,35 \text{ m}^2 \quad (10.22)$$

El numeral de equipo resultante es:

$$EN = 17889^{\frac{2}{3}} + 2 \cdot (37,735 \cdot 23 + 0) + 0,1 \cdot 475,35 = 2467 \quad (10.5)$$

Anclas

En función del numeral de equipo calculado de acuerdo con la ecuación anterior, se determina a partir de la tabla recogida en el 467NR parte B.

Tabla 42. Datos de las anclas en función del Numeral de equipo.

Numeral de equipo $A \leq EN < B$		Anclas de proa sin cepo		Cadena de eslabón para anclas de proa			
		Número de anclas	Masa por ancla (kg)	Longitud total (m)	Diámetro (mm)		
A	B				Q_1	Q_2	Q_3
1670	1790	2	5250	577,5	73	64	56
1790	1930	2	5610	577,5	76	66	58
1930	2080	2	6000	577,5	78	68	60
2080	2230	2	6450	605	81	70	62
2230	2380	2	6900	605	84	73	64
2380	2530	2	7350	605	87	76	66

Por lo tanto, se deben instalar 2 *anclas* de 7350 kg cada una. Se ubican en la parte de proa, una de ellas a babor y otra a estribor. Las anclas seleccionadas serán de tipo Hall A cuya sección transversal de la caña es rectangular. A continuación, se muestra una imagen del ancla:

Equipos y servicios

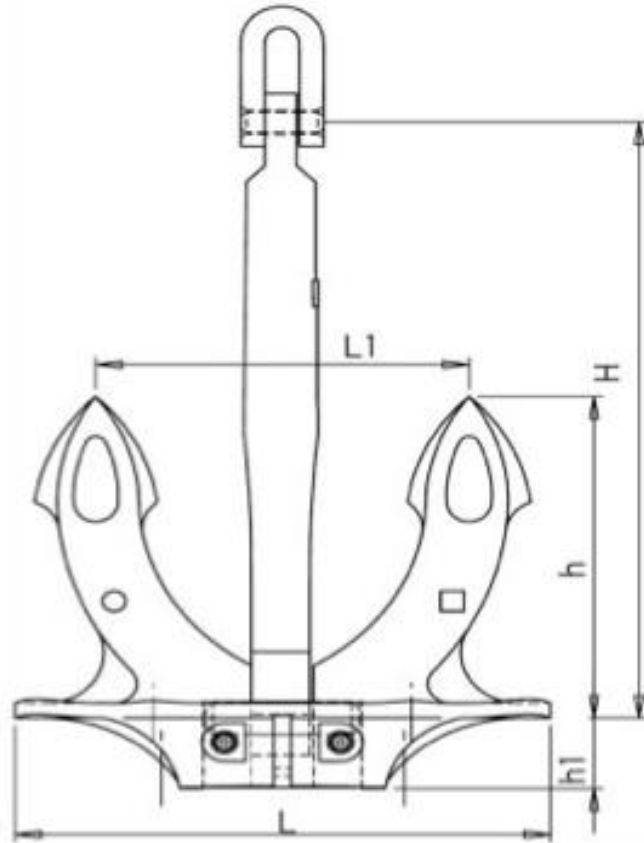


Ilustración 76. Ancla sin ceпо desde una perspectiva lateral.

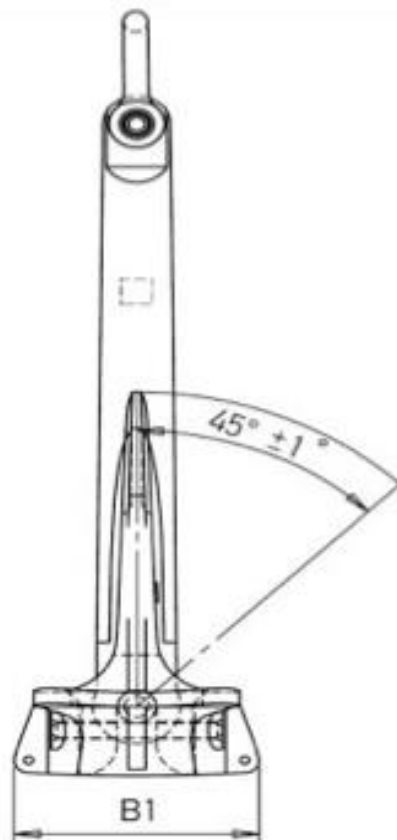


Ilustración 77. Ancla sin ceпо desde una perspectiva frontal.

Cadenas y cajas de cadenas

Según la regla, la cadena debe disponer de una longitud mínima total de 605 *metros* y se diseña con eslabón y contrete. Cada cadena dispondrá de una longitud total de 302,5 *metros* y se confeccionan por tramos de 27,5 *metros*, cada uno, unidos entre sí por grilletes sin argolla. Se opta por un diámetro correspondiente al acero de calidad especial, es decir, Q_2 que es de 76 *mm*.

Las cajas de cadenas tienen el propósito de alojar la cadena de cada una de las anclas entonces se construirán dos cajas de cadenas, una a popa del mamparo de colisión y otra a popa del mamparo de popa de cámara de máquinas. Cada caja de cadenas deberá dimensionarse para un volumen mayor de:

$$V_{cc} = 0,082 \cdot d^2 \cdot L \cdot 10^{-4} \quad (10.23)$$

Donde:

d es el diámetro del redondo de los eslabones de la cadena.

L es la longitud de cada una de las cadenas.

Sustituyendo:

$$V_{cc} = 0,082 \cdot 76^2 \cdot 302,5 \cdot 10^{-4} = 14,33 \text{ m}^3 \quad (10.23)$$

El volumen de la caja de cadenas anteriormente calculado, se le debe añadir un espacio para acceder a la caja de 1,5 *metros*.

Piezas de fijación

Los distintos tramos de cable de cadena se unen mediante grilletes sin orejetas entonces se puede fijar el primer tramo de cable de cadena mediante una pieza de fijación.

La pieza de fijación dispone de un eslabón giratorio cuyo diámetro es:

$$d' = 1,2 \cdot d \quad (10.24)$$

Siendo:

d es el diámetro del redondo del eslabón de la cadena.

$$d' = 1,2 \cdot 76 = 91,2 \text{ mm} \quad (10.24)$$

Molinete de anclas

Se instalan un total de *dos molinetes* que se ubican dos en proa.

El tiro mínimo del molinete se calcula conforme a lo establecido en la Regla 626NR de Bureau Veritas. Según dicha norma, el motor principal del molinete debe ser capaz de ejercer, durante al menos 30 *minutos*, una fuerza de tracción continua, Z_{cont} , determinada en función del grado y el diámetro de las cadenas del ancla.

Se estima que la profundidad de fondeo de la draga proyecto sea igual o inferior a 82,5 *metros*, por lo que, se calcula el tiro continuo como:

Equipos y servicios

$$Z_{cont} = 0,0425 \cdot d^2 \quad (10.25)$$

Sustituyendo el diámetro de los redondos de los eslabones de la cadena:

$$Z_{cont} = 0,0425 \cdot 76^2 = 245,48 \text{ kN} \quad (10.25)$$

El motor principal del molinete debe ser capaz de proporcionar la sobrecarga temporal necesaria para desenganchar el ancla. Esta sobrecarga temporal debe ser al menos 1,5 veces el tirón de servicio continuo, Z_{cont} , aplicado durante al menos 2 minutos:

$$Z_{temp} = 1,5 \cdot Z_{cont} \quad (10.26)$$

Sustituyendo el tiro continuo:

$$Z_{temp} = 1,5 \cdot 245,48 = 368,22 \text{ kN} \quad (10.26)$$

La velocidad media del cable de cadena durante el izado del ancla y del cable deberá ser de 0,15 m/s como mínimo. Deberá preverse un freno de molinete con capacidad suficiente para detener el ancla y el cable de la cadena al desembragar y durante todas las demás fases de las maniobras de amarre.

De acuerdo con la normativa aplicable, cuando los cabos de amarre están tensos con los frenos activados y el cabrestante desactivado, la capacidad de retención del freno del molinete, HL , debe ser suficiente para soportar las cargas de diseño sin provocar deformaciones permanentes en los componentes sometidos a esfuerzo ni deslizamientos del freno.

El sistema dimensionado dispone de un tope de cadena, por lo que, la capacidad mínima de retención deberá ser, al menos, del 45% de la carga de rotura, BL , de la cadena. La carga de rotura para la cadena correspondiente de calidad Q_2 y diámetro 76 mm, es:

$$BL = 2900 \text{ kN} \quad (10.27)$$

Por tanto, la capacidad de retención del freno del molinete es:

$$HL = 0,45 \cdot 2900 = 1305 \text{ kN} \quad (10.28)$$

Estopor y escobén

El tope de cadena deberá ser capaz de soportar una tracción equivalente al 80% de la carga de rotura de la cadena, sin que se produzcan deformaciones permanentes en las partes sometidas a esfuerzo.

Para este propósito, se opta por la instalación de un estopor de rodillos, con el fin de reducir el rozamiento del ancla contra el escobén durante las maniobras de fondeo e izado del ancla.

$$T_{m\acute{a}xima} = 0,8 \cdot 2900 = 2320 \text{ kN} \quad (10.29)$$

Equipos y servicios

Por otro lado, el diámetro interior de la bocina del escobén se calcula como:

$$D_{int} = (0,03867 \cdot (100 - d) + 7,5) \cdot d \quad (10.30)$$

Sustituyendo el diámetro del redondo de los eslabones de la cadena:

$$D_{int} = (0,03867 \cdot (100 - 76) + 7,5) \cdot 76 = 640,53 \text{ mm} \quad (10.30)$$

2. Equipos de salvamento

Los equipos de salvamento instalados a bordo del buque han sido dimensionados y seleccionados conforme a los requisitos establecidos en el Convenio SOLAS (Safety of Life at Sea) y las directrices correspondientes de la Organización Marítima Internacional, con el objetivo de garantizar una respuesta operativa eficaz ante situaciones de emergencia.

El sistema de salvamento contempla tanto medios individuales como colectivos de evacuación y supervivencia, e incluye, entre otros, balsas salvavidas, chalecos salvavidas, aros salvavidas, embarcaciones de rescate y sistemas de evacuación marítima. La cantidad de cada equipo ha sido determinada en función del número máximo de personas a bordo, incorporando márgenes de redundancia.

Dispositivos radioeléctricos de salvamento

Aparatos radiotelefónicos bidireccionales de ondas métricas

Al ser el buque proyecto un buque de carga de arqueo bruto igual o superior a 500 *GT* se deberán disponer como mínimo tres aparatos radiotelefónicos bidireccionales de ondas métricas.

Dispositivos de localización de búsqueda y salvamento

Al ser el buque proyecto un buque de carga de arqueo bruto igual o superior a 500 *GT* deberá llevar al menos un dispositivo de localización de búsqueda y salvamento a cada banda del buque. Estos dispositivos irán estibados al lado de las embarcaciones de supervivencia.

Bengalas para señales de socorro

Se dispone, por lo menos, de 12 *cohetes lanzabengalas* con paracaídas y estibados en el puente de navegación.

Sistemas de comunicaciones de a bordo y sistema de alarma

Se instala un sistema de emergencia constituido por un equipo fijo para comunicaciones bidireccionales entre puestos de control de emergencia, puestos de reunión y de embarque. Además, se dispone de un sistema de alarma general de emergencia que se utiliza para reunir a pasajeros y tripulantes a los puestos de reunión e iniciar las operaciones diarias. Este sistema debe ser audible en todos los espacios de alojamiento y en los espacios en los que trabaja normalmente la tripulación.

Dispositivos individuales de salvamento

Aros salvavidas

Se distribuyen un total de 4 aros salvavidas de forma que estén fácilmente accesibles en ambas bandas del buque y se garantiza su disponibilidad inmediata en caso de emergencia.

Además, a cada banda del buque se ubican como mínimo un aro salvavidas provisto de una rabiza flotante.

Chalecos salvavidas

Se dispone a bordo de un número de chalecos salvavidas individuales conforme al número máximo de personas embarcadas, en cumplimiento con el Capítulo III del Convenio SOLAS y el Código de Dispositivos de Salvamento.

Además, se garantiza la presencia de un número de chalecos salvavidas específicos para niños equivalente, como mínimo, al 10% del total de pasajeros previstos, tal como establece la normativa internacional. Estos chalecos se almacenan en ubicaciones fácilmente accesibles y próximas a los puestos de reunión o estaciones de embarque.

$$\text{Chaleco salv para niños} = 14 \cdot 0,1 = 1,4 \quad (10.31)$$

Entonces, se disponen de un total de 4 *chalecos* salvavidas para niños, 2 a cada banda y 14 *chalecos* salvavidas para la tripulación, 7 a cada banda.

También se disponen a bordo de accesorios adecuados para un total de 2 *chalecos* salvavidas para adultos con un peso de hasta 140 *kg* y un contorno de pecho de hasta 1750 *mm*.

3. Grúa en cubierta

Se instala una grúa a popa con un alcance de 25 *metros* junto a la superestructura de popa con el objetivo de realizar el mantenimiento de la bomba de dragado y manejar equipos o cargas en la cubierta libre de popa. Se estima que la capacidad de izado de la grúa. Se determina que el peso máximo que puede transportar la grúa es de 10 *toneladas* a una velocidad de 0,2 *m/s* y un rendimiento de instalación hidráulica del 75%, la potencia solicitada por la grúa se obtiene como:

$$P_m = \frac{M \cdot g \cdot v}{\eta_m} \quad (10.32)$$

Sustituyendo:

$$P_m = \frac{10 \cdot 9,81 \cdot 0,2}{0,75} = 26,16 \text{ kW} \quad (10.32)$$

Además, se estima que el rendimiento eléctrico es del 95%, por lo tanto,

$$P_E = \frac{P_m}{\eta_E} \quad (10.33)$$

Permutando:

$$P_E = \frac{26,16}{0,95} = 27,54 \text{ kW} \quad (10.33)$$

4. Sistema de lastre, sentinas y lodos

El sistema de lastre, sentinas y lodos constituye un conjunto fundamental para la operación segura y eficiente del buque, al permitir el ajuste dinámico de su calado, trimado y estabilidad, así como la gestión de aguas residuales de operación.

El sistema de lastre se diseña con dos tomas de mar, ubicadas simétricamente a babor y estribor, conectadas mediante un colector común que alimentará las bombas de lastre que se encargan de distribuir el agua hacia el tanque correspondiente. A su vez, se integra un sistema de tratamiento de agua de lastre.

El sistema de sentinas garantiza la recogida y evacuación de líquidos provenientes de filtraciones, condensaciones o pequeñas fugas, mientras que el sistema de lodos permite el almacenamiento y la gestión de residuos aceitosos.

El sistema de lodos tiene como principal función recoger, almacenar y gestionar los residuos oleosos procedentes del funcionamiento de la maquinaria y de los sistemas auxiliares.

Bomba de lastre

Para dimensionar las bombas del sistema de lastre, se han considerado las condiciones operativas más exigentes durante las maniobras de carga y descarga de la tolva.

La condición más crítica desde el punto de vista del tiempo corresponde a la descarga por compuertas de fondo, donde es necesario estabilizar al buque de forma rápida. Se estima que esta operación tiene una duración aproximada de 2 horas.

Según el modelo generado en Maxsurf Stability, el tanque de lastre ubicado en el bulbo de proa aloja una capacidad aproximada de:

$$V_{lastre} = 222,67 \text{ m}^3 \quad (10.34)$$

Como se conoce el volumen de lastre y el tiempo que se requiere, el caudal de las bombas de lastre que se instalarán es:

$$Q_{lastre} = \frac{V_{lastre}}{t_{lastre}} \quad (10.35)$$

Sustituyendo:

$$Q_{lastre} = \frac{222,67}{2} = 111,34 \text{ m}^3/\text{h} \quad (10.35)$$

Por otro lado, se diseña la presión de las bombas que deben ser capaces de cubrir las condiciones de lastrado y deslastrado, la presión de diseño debe ser la más exigente de las dos condiciones. La ecuación que se considera para plantear la presión de trabajo de la bomba es la siguiente:

$$P = P_{Carga} + H \quad (10.36)$$

Equipos y servicios

Donde:

P es la presión total de diseño de las bombas.

P_{carga} son las pérdidas de carga de la tubería que se estiman en 1,5 *bar* en total.

H en la condición de deslastrado es la distancia vertical desde el punto más bajo de la tubería hasta la altura de descarga.

La condición de lastrado es la altura del tanque de lastre menos el calado mínimo.

La altura del tanque de lastre dimensionado en el buque proyecto dispone de una altura de 6,3 *m*, se considera que las tuberías de rutado del agua de lastre apoyan sobre el doble fondo que tiene una altura de 1,15 *m*. La descarga del agua de lastre se hará a una altura $T_{verano} + 1$. Por otro lado, se define el calado mínimo como $T_{min} - 1$.

Condición de lastrado

$$P = 1,5 + \frac{6,3 - (6,63 - 1)}{10,2} = 1,57 \text{ bar} \quad (10.37)$$

Condición de deslastrado

$$P = 1,5 + \frac{(6,63 + 1)}{10,2} = 2,25 \text{ bar} \quad (10.38)$$

La condición de deslastrado es más exigente y, por lo tanto, se instalarán 2 *bombas* de lastre con un caudal de 115 m^3/h a una presión de 2,25 *bar*, una de ellas de respeto.

Tratamiento de agua de lastre

La implementación del sistema de tratamiento de agua de lastre responde al cumplimiento del Convenio Internacional para el Control y la Gestión del Agua de Lastre y los Sedimentos de los Buques, adoptado en Londres en 2004 por la Organización Marítima Internacional y ratificado por España mediante publicación en el BOE en julio de 2005.

Conforme a dicho marco regulador, el buque proyecto dispondrá de un sistema de tratamiento que actuará sobre el agua de lastre antes de su descarga al medio, garantizando la eliminación de organismos acuáticos y microorganismos patógenos, con el fin de minimizar los riesgos ecológicos, sanitarios y económicos asociados a la introducción de especies exógenas.

El sistema seleccionado de tratamiento de aguas de lastre se basa en ondas ultravioleta. La configuración del buque proyecto es la siguiente:

- Filtración inicial mediante filtro de malla autolimpiante, destinado a la retención de sólidos gruesos, sedimentos y organismos de mayor tamaño.
- Tratamiento mediante radiación ultravioleta, basado en la emisión de ondas UV-C que penetran en las membranas celulares de los organismos, destruyendo su material genético e impidiendo su reproducción.

Por otro lado, el proceso operativo es el siguiente:

El agua de mar es aspirada mediante las bombas de lastre y pasa en primer lugar por la unidad de filtración de malla, que actúa como barrera inicial de sólidos.

Equipos y servicios

Posteriormente, el agua es sometida al tratamiento UV, donde se eliminan o neutralizan los microorganismos remanentes.

El sistema será dimensionado para operar al mismo caudal que las bombas de lastre principales, de esta manera se garantiza la continuidad del proceso durante todas las operaciones de carga y descarga de lastre:

$$Q_{tratamiento} = \frac{V_{lastre}}{t_{trat.lastre}} \quad (10.39)$$

Donde:

V_{lastre} es el volumen de lastre, $222,67 \text{ m}^3$.

$t_{trat.lastre}$ es el tiempo estimado que tarda en purificarse todo el volumen de lastre, 4 horas.

Sustituyendo:

$$Q_{tratamiento} = \frac{222,67}{4} = 55,67 \text{ m}^3/\text{h} \quad (10.39)$$

Sistema de sentinas

El sistema de sentinas se diseña con el objetivo de garantizar la seguridad operativa y la integridad estructural del buque, mediante la recogida y evacuación del agua acumulada en las zonas más bajas del casco. Este sistema es responsable del achique de todos los espacios secos internos que no disponen de medios propios de drenaje. El diseño contempla dos modos principales de operación: el achique de emergencia, que permite evacuar rápidamente grandes volúmenes de agua en caso de inundación, y el achique de aguas sucias, que recoge los vertidos líquidos generados durante las operaciones normales a bordo. Estos líquidos se conducen al tanque de sentinas para su posterior tratamiento.

Dado que el buque proyecto posee un arqueo bruto superior a 1.000 *GT*, se deben cumplir los requisitos establecidos por el Convenio MARPOL. Por tanto, el sistema de sentinas debe estar equipado con un separador de agua de sentina y una alarma automática de contenido de hidrocarburos, que impida la descarga al mar de mezclas con una concentración superior a 15 *ppm* de aceite.

Colector de sentinas

A partir de los apuntes de cámara de máquinas, se calcula el diámetro del colector con la siguiente fórmula:

$$D_{sent} = 1,68 \cdot \sqrt{(L_{pp} \cdot (B + D))} + 25 \quad (10.40)$$

Cuyas variables son:

L_{pp} , es la eslora entre perpendiculares del buque proyecto, que es 100,7 *m*.

B , es la manga del buque proyecto, que es 23 *m*.

D , es el puntal del buque proyecto, que es 9,1 *m*.

$$D_{sent} = 1,68 \cdot \sqrt{(100,7 \cdot (23 + 9,1)) + 25} = 120,52 \text{ mm} \quad (10.40)$$

Se instala un colector de sentinas con un diámetro interior de 125 mm.

Bombas de sentinas

Se dispondrán de bombas capaces de achicar el agua de las zonas a proteger en caso de inundación. Entonces, el caudal de la bomba se puede estimar con la siguiente fórmula:

$$Q_{sent} = 5,75 \cdot \frac{D_{sent}^2}{1000} \quad (10.41)$$

Al sustituir en la ecuación anterior, el diámetro del colector de sentinas, se obtiene la siguiente ecuación:

$$Q_{sent} = 5,75 \cdot \frac{125^2}{1000} = 89,84 \text{ m}^3/\text{h} \quad (10.41)$$

Por otro lado, para calcular la presión de diseño de las bombas se consideran unas pérdidas de carga de tubería de 2 bar, luego, la descarga del agua se producirá a 1 metro por encima del calado máximo, por lo tanto:

$$P = P_{carga} + H \quad (10.42)$$

Sustituyendo las variables pertinentes en la ecuación anterior:

$$P = 2 + \frac{6,63 + 1}{10,2} = 2,75 \text{ bar} \quad (10.42)$$

Entonces, se dispone de 2 bombas de 90 m³/h a una presión de 2,75 bar, cada una.

Bomba auxiliar de sentinas

La bomba auxiliar de sentinas es capaz de recoger los residuos de hidrocarburos o líquidos en la zona de cámara de máquinas. Se puede calcular su caudal a partir de la siguiente fórmula:

$$Q_{aux.sent} = 5\% \cdot Q_{sent} \quad (10.43)$$

Sustituyendo el caudal de sentinas en la fórmula anterior:

$$Q_{aux.sent} = 0,05 \cdot 90 = 4,5 \text{ m}^3/\text{h} \quad (10.43)$$

La presión de diseño de la bomba auxiliar de sentinas se calcula del mismo modo que las anteriores, teniendo en cuenta que el tanque de sentinas se encuentra en el doble fondo con una altura máxima de 1,15 metros.

$$P = P_{carga} + H \quad (10.44)$$

Equipos y servicios

Siendo las pérdidas de carga consideradas de 1,5 bar, se sustituyen los valores establecidos en la anterior ecuación y se obtiene:

$$P = 1,5 + \frac{1,15}{10,2} = 1,61 \text{ bar} \quad (10.44)$$

Entonces, se instalará una bomba auxiliar de sentinas con un caudal de 4,5 m³/h a una presión de 1,61 bar.

Separador de sentinas

Dado que el buque en proyecto posee un arqueo bruto superior a 1000 GT, la normativa aplicable exige la instalación a bordo de un separador de sentinas junto con una alarma de contenido de hidrocarburos. Este sistema tiene como finalidad el tratamiento del líquido acumulado en las sentinas, generado tanto por labores de mantenimiento como por situaciones de avería o fuga.

Con el objetivo de diseñar el caudal del separador de sentinas se estima en 5% del caudal de sentinas, se obtiene:

$$Q_{sent} = 0,05 \cdot 138,5 = 6,93 \text{ m}^3/h \quad (10.45)$$

Tanque de sentinas

Este equipo se sitúa bajo el doble fondo de cámara de máquinas, y almacena las aguas sucias recogidas por el sistema de sentinas hasta que se tenga un volumen suficiente para arrancar el separador de sentinas. El diseño de este tanque depende de la capacidad propulsora a bordo. El tanque de sentinas se puede dimensionar en función de la fórmula recogida en la siguiente tabla:

Potencia Motores Principales (kW)	Capacidad tanque de sentinas (m ³)
$P_{mot} < 1000$	1,5
$1000 \leq P_{mot} \leq 20000$	$1,5 + \frac{(P_{mot} - 1000)}{1500}$
$P_{mot} > 20000$	$14,2 + \frac{P_{mot} - 20000}{1500}$

La potencia propulsora del buque proyecto es 10440 kW, por lo tanto, se utiliza la segunda ecuación de la tabla:

$$C_{sent} = 1,5 + \frac{10440 - 1000}{1500} = 7,79 \text{ m}^3 \quad (10.46)$$

Si se consideran las correcciones de acero y llenado:

$$V_{sent} = \frac{7,79}{0,98 \cdot 0,98} = 8,11 \text{ m}^3 \quad (10.47)$$

Equipos y servicios

Se dimensiona un tanque de sentinas de en el doble fondo de la cámara de máquinas de $8,11 \text{ m}^3$.

Sistema de lodos

Este sistema se encarga de tanto almacenar los residuos que se puedan generar a lo largo de la operación del buque como de la descarga a puerto. Los tanques sucios son los siguientes:

- Tanque de aceite sucio.
- Tanque de aguas aceitosas.
- Tanque de sentinas.
- Tanque de lodos.

Tanque de lodos

El tanque de lodos almacena varias aguas sucias, entre ellas están los purificadores de combustible, de aceite y los residuos del separador de sentinas. La capacidad de este tanque se calcula como:

$$C_{lodos} = \frac{K \cdot C_{correg} \cdot D}{\rho_{lodos}} \quad (10.48)$$

Donde:

K es un coeficiente cuyo valor es 1, ya que no se instala purificadora porque el combustible utilizado es metanol.

C_{correg} es el consumo de los motores propulsores,

D es el tiempo de navegación del buque antes de descargar, que se estima en 14 días.

ρ_{lodos} es la densidad de los lodos, que se estima en $0,95 \text{ t/m}^3$.

Sustituyendo los valores indicados anteriormente:

$$C_{lodos} = \frac{1 \cdot 0,428 \cdot 14}{0,95} = 6,31 \text{ m}^3 \quad (10.48)$$

Y, aplicando la corrección de acero y llenado, el volumen total del tanque de lodos es:

$$V_{lodos} = \frac{6,31}{0,98 \cdot 0,98} = 6,57 \text{ m}^3 \quad (10.49)$$

Bomba de lodos

Esta bomba es la encargada de succionar el fluido del tanque de lodos para su descarga a tierra. Se diseñará para que el vaciado se produzca en 4 horas.

$$Q_{lodos} = \frac{V_{aceite \text{ suc.}} + V_{aguas \text{ aceitosas}} + V_{sent} + V_{lodos}}{4} \quad (10.50)$$

Permutando las variables correspondientes:

Equipos y servicios

$$Q_{lodos} = \frac{10 + 2,02 + 7,79 + 6,31}{4} = 6,53 \text{ m}^3/h \quad (10.51)$$

La descarga de la bomba de lodos se realiza desde la cubierta principal y los tanques se sitúan en el doble fondo. Por lo tanto, la presión se calcula como:

$$P_{lodos} = P_{carga} + P_{descarga} + H \quad (10.52)$$

Donde:

P_{carga} , son las pérdidas de carga del sistema de tuberías, se estima en 1,5 bar.

$P_{descarga}$, es la presión de descarga a tierra, se considera 2 bar.

H , es la altura que debe superar el líquido para poder ser evacuado.

Sustituyendo:

$$P_{lodos} = 1,5 + 2 + \frac{9,1 - 1,15}{10,2} = 4,28 \text{ bar} \quad (10.52)$$

Entonces se instalan 2 bombas de lodos con un caudal de 6,75 m³/h a una presión de 4,3 bar, cada una.

5. Sistema contra incendios de acomodación

Este sistema también será de rociadores y estará compuesto por:

- Dos bombas de rociadores de agua salada.
- Un colector de rociadores que suministrará el agua al circuito.

La draga proyecto dispone de tres cubiertas que conforman la acomodación cuyas áreas son:

$$A_{c1} = 220 \text{ m}^2 \quad (10.53)$$

$$A_{c2} = 105 \text{ m}^2 \quad (10.54)$$

$$A_{c3} = 105 \text{ m}^2 \quad (10.55)$$

El caudal de la bomba del sistema de rociadores de acomodación se calcula como:

$$Q_{Acom.} = 5 \cdot (220 + 105 + 105) = 129 \text{ m}^3/h \quad (10.56)$$

La presión de las bombas se calcula como:

$$P_{bomba SF} = H_{hid} - T_{min} + P_{desc.} + PC \quad (10.57)$$

En este caso:

Equipos y servicios

H_{hid} La altura del rociador más alto, que es de 16 m.

T_{min} es el calado mínimo del buque proyecto, que es 5,63 m.

P_{desc} . Establecida por SOLAS, es de 2,5 bar.

PC son las pérdidas de carga en las tuberías, estimadas en 1 bar.

$$P_{bomba SF} = 16 - 5,63 + 2,5 + 1 = 46,07 \text{ mca} \quad (10.57)$$

Se instalarán *dos bombas* de $129 \text{ m}^3/\text{h}$ a una presión mínima de 4,51 bar cada una.

6. Servicio de acceso

Los medios de acceso del buque proyecto se han diseñado con el objetivo principal de garantizar la seguridad, operatividad y evacuación eficiente en condiciones normales y de emergencia. Para ello, se ha previsto que todos los espacios considerados locales peligrosos o críticos como la cámara de máquinas, el compartimento de propulsores de proa, las áreas de acomodación y el puente de gobierno, cuenten con al menos dos accesos independientes y permanentemente disponibles.

Asimismo, el diseño de los accesos internos sigue una configuración circular o perimetral, permitiendo la circulación continua a lo largo del buque sin necesidad de realizar trayectos de retorno. Esta disposición facilita tanto las operaciones diarias como las rutas de evacuación.

En términos funcionales, se garantiza un recorrido completo desde la superestructura de popa, con acceso descendente hacia la cámara de máquinas, tránsito a lo largo del costado de estribor a través de la cántara, y conexión con el local del propulsor de proa. Desde este punto, es posible acceder directamente a las zonas de acomodación y puente de gobierno, sin interrupciones en la continuidad del trayecto.

Acceso a la superestructura de popa

Se ubica una entrada a babor de la superestructura de popa mediante una compuerta estanca exterior, ubicada ligeramente por encima de la cubierta superior de la cántara y expuesta a la intemperie. Esta compuerta constituye uno de los accesos principales a los espacios técnicos del buque.

En el interior de la superestructura, se dispone un tramo de escaleras interiores fijas que comunica directamente con la cubierta superior de la cámara de máquinas, permitiendo el tránsito seguro del personal entre la cubierta exterior y los espacios de maquinaria.

Acceso a la cámara de máquinas

La cámara de máquinas cuenta con un acceso ubicado en la entrecubierta, el cual conecta con los pasillos longitudinales situados a babor y estribor de la cántara. El pasillo de estribor se destina principalmente al tránsito de personal y operaciones de inspección, mientras que el pasillo de babor se utiliza como zona de almacenamiento de repuestos y elementos auxiliares, tales como frisas para asegurar la estanqueidad de las compuertas de fondo, tornillería de recambio para la tubería de succión, y otros equipos necesarios para labores rutinarias de mantenimiento.

Dentro de la entrecubierta de cámara de máquinas se han dispuesto dos escaleras simétricamente situadas a ambas bandas, que permiten el acceso directo al nivel

Equipos y servicios

inferior, donde se encuentran los motores propulsores principales, así como el motor encargado de accionar la bomba de dragado y el alternador.

Acceso al local propulsor de proa

El acceso a la cámara de máquinas podrá realizarse a través de diversos recorridos, entre los que se incluyen el pasillo de babor, la zona de acomodación o el entrepunte, ya que todos estos puntos están interconectados mediante un núcleo de circulación vertical compuesto por escaleras centrales.

Acceso al puente de gobierno

El acceso puede realizarse a través de la escalera central ubicada en la superestructura de proa, así como mediante las escaleras exteriores dispuestas a la intemperie, garantizando múltiples rutas de entrada y evacuación hacia los distintos compartimentos del buque.

Acceso a la acomodación

Del mismo modo, el acceso al puente de gobierno puede realizarse tanto a través de la escalera central de la superestructura de proa, como mediante las escaleras exteriores ubicadas en la zona de proa, asegurando así rutas alternativas de entrada y evacuación.

Escalera de puerto

Se dispondrán dos escaleras móviles con ruedas, una por cada banda del buque, destinadas a facilitar el acceso desde y hacia el muelle durante las operaciones en puerto. Las ruedas incorporadas permiten desplazar lateralmente la estructura para alinear correctamente la escalera con el muelle, compensando los cambios en el calado, asiento y trimado del buque proyecto.

Escala del práctico

Se deberá instalar una escala de práctico con una longitud adecuada que garantice su uso seguro en todas las condiciones operativas y de navegación del buque proyecto.

Entonces, se dimensiona para que garantice un acceso seguro del práctico desde la embarcación de transferencia hasta la cubierta del buque proyecto. Por esta razón, se instalan en la escala peldaños antideslizantes, fijación estructural segura y dispositivos de apoyo adecuados para evitar el balanceo o deslizamiento de la escala durante su uso.

7. Alumbrado

El alumbrado de la draga proyecto se puede dividir en tres sistemas principales:

- Alumbrado de las zonas a la intemperie.
- Alumbrado de las zonas interiores.
- Alumbrado de navegación.

Alumbrado de las zonas a la intemperie

La iluminación de las zonas exteriores y áreas operativas del buque ha sido diseñada para garantizar condiciones de visibilidad adecuadas durante las operaciones nocturnas o en condiciones de baja luminosidad, cumpliendo con los requisitos de seguridad y funcionalidad. Todo este sistema de alumbrado se encuentra centralizado

Equipos y servicios

desde el puente de gobierno. La distribución y control del sistema de iluminación se organiza de la siguiente manera:

Escaleras exteriores de la acomodación

- Se equipa con 2 *focos*, dispuestos encima de las entradas de acomodación orientados hacia las escaleras.
- Adicionalmente, se instalan *dos focos*, uno por banda, orientados hacia las escaleras exteriores.

Zona de proa

- Zona de amarre y fondeo de proa: Dotada con 2 *focos* para garantizar la visibilidad en maniobras de fondeo y atraque.
- Zona de pescantes de las balsas salvavidas: Se equipan de 2 *focos*, uno por banda, para facilitar la operación de arriado de la balsa en caso de situación de emergencia.

Escaleras exteriores de la superestructura de popa

- Se equipa de 1 *foco* orientado hacia las escaleras y situado en la parte superior de la entrada a la superestructura de popa desde la cubierta de brazola.
- Zona de la grúa: Se disponen 2 *focos* para facilitar las operaciones de izado y arriado de la grúa de popa.

Zona de popa

- Cubierta de carga: Se instalan 4 *focos* distribuidos estratégicamente para asegurar la iluminación homogénea del área más a popa del buque proyecto.
- Zona de amarre y fondeo de popa: Se dota con 1 *foco* para asegurar la visibilidad en las operaciones correspondientes.

Alumbrado de las zonas interiores

El sistema de iluminación interior del buque ha sido diseñado para garantizar niveles adecuados de visibilidad y seguridad en todas las áreas operativas y de habilitación.

Las zonas interiores iluminadas incluyen:

- Las áreas de habilitación que incluyen acomodación, pasillos, servicios, comedor y camarotes.
- El puente de gobierno.
- La cámara de máquinas y sus correspondientes espacios de control.
- Los pañoles y locales técnicos.

Se emplearán lámparas fluorescentes de encendido rápido en la totalidad de los espacios interiores, a excepción de las cámaras frigoríficas, donde se instalarán luminarias incandescentes, más adecuadas para operar en condiciones de baja temperatura.

Alumbrado de navegación

Las luces de navegación requeridas para el buque proyecto por tener una eslora mayor a 50 *metros* vienen recogido en el Reglamento internacional para prevenir abordajes en la mar. Entonces, se deben instalar como mínimo las siguientes luces de navegación:

- Luz de tope: 6 millas náuticas.



Equipos y servicios

- Luces de costado: 3 millas náuticas.
- Luz de alcance: 3 millas náuticas.
- Luz de remolque: 3 millas náuticas.
- Luces todo horizonte: 3 millas náuticas.

Por otro lado, los buques de propulsión mecánica, como es el buque proyecto, en navegación deberán exhibir las siguientes luces de navegación:

- Una luz de tope situada en la proa.
- Una segunda luz de tope, dispuesta a mayor altura y ubicada más a popa.
- Luces de costado, verde a estribor y roja a babor.
- Una luz de alcance situada a popa.

Por último, se calcula la intensidad del alumbrado de navegación como:

$$I = 3,43 \cdot 10^6 \cdot T \cdot D^2 \cdot K^{-D} \tag{10.58}$$

Siendo:

I la intensidad luminosa expresada en candelas bajo condiciones de servicio.

T es el factor umbral, de valor $2 \cdot 10^{-7} lux$

D es el alcance de visibilidad de la luz en millas náuticas.

K es la transmisividad atmosférica, se estima en 0,8.

La siguiente tabla muestra el alumbrado instalado en el buque proyecto:

Tabla 43. Luces de navegación obligatorias.

Tipo	Cantidad	Color	Alcance (milla náutica)	Intensidad (cd)
Luz de tope	2	Blanca	6	94,21
Luz de costado	2	Verde	3	12,06
Luz de alcance	1	Blanca	3	12,06
Luz de remolque	1	Amarilla	3	12,06
Luz todo horizonte	1	Blanca	3	12,06

8. Sistemas de acomodación

Sistema de agua fría sanitaria

Este sistema es esencial para suministrar agua dulce a todo el buque para su consumo humano, higiene personal u otras necesidades a bordo. Los principales consumidores son los lavabos, inodoros, servicios de cocina y lavandería. El agua sanitaria contempla todo agua potable a bordo apta para el consumo humano. Las bombas de agua fría sanitaria se encargan de conducir el agua dulce sanitaria de los tanques almacén al tanque hidróforo, esta bomba se activa al detectar que el nivel de agua del tanque hidróforo es bajo.

Equipos y servicios

- El tanque hidróforo se encarga de presurizar todo el sistema de rutado de tuberías de agua sanitaria con el objetivo de mantener operativo el sistema, en todo momento.
- El equipo de tratamiento del agua se incorpora al sistema para garantizar la potabilidad y que se pueda consumir en todo momento. Elimina los microorganismos que se puedan generar en los equipos.

Tanque hidróforo

El caudal del tanque hidróforo se estima en relación con el consumo de agua fría sanitaria. Se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$Q_{hidróforo} = N_{pers} \cdot C_{ad} \cdot f \quad (10.59)$$

Donde:

N_{pers} es el número de personas a bordo. Se proyecta para 16 *personas*.

C_{ad} es el consumo de agua dulce por persona, se considera que el consumo es de 180 $l \cdot pers/h$.

f se le denomina factor de operación. Es una variable que tiene en cuenta el número de veces que el sistema puede funcionar al mismo tiempo, se toma como 75%.

$$Q_{hidróforo} = 16 \cdot 180 \cdot 0,75 = 2160 \text{ l/h} \quad (10.59)$$

Al diseñar la presión que debe disponer el tanque hidróforo se debe considerar los consumidores que se encuentren a la altura máxima en el interior del buque, ya que es la condición más restrictiva. Para estimarla, se utilizarán las mismas fórmulas que se han utilizado anteriormente para calcular la presión:

$$P = H + P_{carga} + P_{descarga} \quad (10.60)$$

Donde:

H es la altura más exigente entre el consumidor más alto y el tanque hidróforo. El tanque hidróforo se ubicará a 4,8 *metros* por encima de la línea base, mientras que el consumidor más alto se situará a 12 *metros*.

P_{carga} son las pérdidas de carga, que se estiman en 1,5 *bar*.

P_{desc} que es la presión de descarga, se estima según reglamentación en 10 *metros de columna de agua*.

$$P = \frac{12 - 4,8}{10,2} + 1,5 + \frac{10}{10,2} = 3,19 \text{ bar} \quad (10.60)$$

A partir del diseño del caudal, se puede obtener el volumen del tanque hidróforo a través de la siguiente ecuación:

$$V_{hidróforo} = 30 \cdot \frac{Q_{ad}}{n} \cdot \frac{P_{par} \cdot P_{arr}}{P_{par} - P_{arr}} \quad (10.61)$$

Donde:

Equipos y servicios

Q_{ad} es el caudal de agua dulce calculado, $2,16 \text{ m}^3/\text{h}$.

P_{par} es la presión de parada del tanque. Se considera que es de 2 bar mayor que la presión mínima, por lo que serán 3 bar .

P_{arr} es la presión mínima que debe diseñarse el tanque hidróforo para garantizar el funcionamiento del sistema. Se estima en la diferencia de alturas entre el consumidor más alto y la altura del tanque. Esto es $10,2 \text{ metros}$, aproximadamente.

n es el número de arrancadas por hora de la bomba de agua dulce, calculada anteriormente, estas se consideran como $12 \text{ arrancadas}/\text{min}$.

$$V_{hidróforo} = 30 \cdot \frac{2,16}{12 \cdot 60} \cdot \frac{3 \cdot 1}{3 - 1} = 0,135 \text{ m}^3 \tag{10.61}$$

Bombas de agua fría sanitaria

Las bombas de agua dulce sanitaria suministran al tanque de hidróforo cuando el nivel de agua del tanque es bajo, además debe tener la capacidad para cubrir el requerimiento del circuito. Entonces, si se aplican las siguientes ecuaciones, se obtiene el caudal y la presión de las bombas de agua dulce:

$$Q_{ad} = 2,16 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \tag{10.62}$$

$$P_{ad} = 3,19 \text{ bar} \tag{10.63}$$

Por lo tanto, se dispondrán de 2 bombas de agua fría sanitaria de $2,16 \text{ m}^3/\text{h}$ al 100% de capacidad y una presión de $3,19 \text{ bar}$, cada una.

Sistema de agua caliente sanitaria

Este sistema es menos exigente en cuanto a los consumidores que requieren de este sistema para su buen funcionamiento. El agua caliente sanitaria se necesita en cocinas, lavabos, duchas y, en algunos casos, lavandería. Para mantener y producir el agua caliente, el sistema debe incorporar un calentador de agua, el tanque hidróforo y las bombas correspondientes.

A partir de la siguiente tabla, se dimensiona el calentador de agua dulce que permite calcular el volumen de agua en litros y la potencia calorífica.

Tabla 44. Dimensionamiento del calentador de agua sanitaria.

Número de personas	Volumen (l)	Potencia calorífica (kW)
1 – 9	200	6
10 – 29	300	12
30 – 49	450	47
40 – 69	750	70

Equipos y servicios

70 – 99	750	116
100 – 149	1000	163
150 – 200	1500	223

Por lo que, se instalará un calentador de agua caliente de 300 *litros* y 1200 *W* de potencia calorífica.

Bombas de agua caliente sanitaria

Las bombas de agua caliente sanitaria son las encargadas de mantener la presión en el sistema, así como hacer circular el agua sanitaria del tanque hidróforo al calentador. En cuanto al caudal, se estima que debe ser menor que los de las bombas de agua fría sanitaria, por lo tanto, se estima como el tercio del caudal de la bomba.

$$Q_{ac} = \frac{Q_{ad}}{3} \quad (10.64)$$

Entonces, si se sustituyen los valores:

$$Q_{ac} = \frac{2,16}{3} = 0,72 \text{ m}^3/\text{h} \quad (10.64)$$

La presión de las bombas se puede obtener gracias a la diferencia de alturas entre el equipo que utiliza el agua caliente a mayor altura y la del calentador. Se utiliza la fórmula anteriormente utilizada:

$$P_{ac} = H + P_{carga} \quad (10.65)$$

H es la altura más exigente entre el consumidor más alto y el calentador. El calentador se ubicará a 4,35 *metros* por encima de la línea base, mientras que el consumidor más alto se situará a 12 *metros*.

P_{carga} son las pérdidas de carga, que se estiman en 1,5 *bar*.

Sustituyendo los valores:

$$P_{ac} = \frac{20 - 1,15}{10,2} + 1,5 = 3,35 \text{ bar} \quad (10.65)$$

Por lo tanto, se instalan 2 *bombas* de agua caliente sanitaria de 0,72 m^3/h a una presión de 3,35 *bar*, cada una.

Tanques almacén de agua dulce

En una draga de succión con tolva, el tanque de almacenamiento de agua dulce cumple una función esencial para garantizar el suministro continuo de agua potable a la tripulación durante las operaciones prolongadas en zonas costeras o en alta mar. Este tanque está diseñado para almacenar agua destinada al consumo humano, higiene personal, cocina y otros servicios auxiliares a bordo.

Como el buque proyecto se dimensiona con la capacidad de poder permanecer varios días sin acceso a puerto el tanque se dimensiona considerando la dotación

Equipos y servicios

completa y un margen de seguridad estimado. El tanque se ubica a proa en el doble fondo, por debajo de la línea de flotación, para mantener la estabilidad del buque y facilitar la distribución por gravedad.

La calidad del agua se controla mediante tratamientos físicos y químicos, y se somete a inspecciones periódicas conforme a los protocolos sanitarios marítimos. El volumen mínimo, se obtiene de la suma de los requerimientos del sistema de agua dulce sanitario:

$$C_{ad} = C_{afs} + C_{acs} \quad (10.66)$$

Donde:

C_{afs} es el volumen de agua fría sanitaria, se estima para que se rellene el tanque hidróforo 3 veces 2160 l.

C_{acs} es el volumen de agua caliente sanitaria, 300 l.

Sustituyendo:

$$C_{ad} = 3 \cdot 2160 + 300 = 6,78 \text{ m}^3 \quad (10.66)$$

Si se aplican las correcciones de llenado y acero, se debe dimensionar un tanque que aloje un total de:

$$V_{ad} = \frac{6,78}{0,98 \cdot 0,98} = 7,06 \text{ m}^3 \quad (10.67)$$

Sistema de aguas grises y negras

Estos sistemas son los encargados de gestionar todas las aguas residuales a bordo para tratarlas y descargarlas desde el buque a tierra en el puerto correspondiente. Este sistema se divide en:

- El sistema de aguas grises, son las aguas provenientes de las duchas, lavandería, cocina y lavabos. Este sistema está formado por un tanque de aguas grises y sus correspondientes bombas.
- El sistema de aguas negras provenientes de los retretes. Está formado por un tanque de aguas negras, una planta de tratamiento y sus bombas pertinentes.

Tanque de aguas grises

El tanque de aguas grises se puede dimensionar con la siguiente fórmula:

$$C_{ag} = N_{pers} \cdot C \cdot T \quad (10.68)$$

Donde:

N_{pers} es el número de personas a bordo, se consideran que son 16 personas.

C es el volumen de aguas grises que se generan a bordo por persona, se estima que cada persona produce 200 l/día.

T , son los días de almacenamiento. Se considera que el buque opera alrededor de dos semanas antes de volver a puerto, en las travesías más largas, esto son 14 días.

Equipos y servicios

$$C_{ag} = 16 \cdot 200 \cdot 14 = 44,8 \text{ m}^3 \quad (10.68)$$

Si se aplica la corrección por aceros y de llenado:

$$V_{ag} = \frac{44,8}{0,98 \cdot 0,98} = 46,65 \text{ m}^3 \quad (10.69)$$

Bomba de aguas grises

En cuanto a la bomba de agua grises, se encargará de descargar las aguas grises. Con el objetivo de ahorrar equipamiento a bordo, se decide que la bomba de aguas grises y aguas negras sea la misma. No obstante, se diseña para calcular su presión en función de las aguas grises, ya que el volumen de su tanque es mayor.

La descarga se realiza sobre la cubierta principal

$$Q_{ag} = \frac{V_{ag}}{t_{descarga}} \quad (10.70)$$

Donde:

V_{ag} es el volumen del tanque de aguas grises calculado, $44,8 \text{ m}^3$.

t es el tiempo total en el que se produce la descarga del volumen, se estiman 3 horas.

Sustituyendo:

$$Q_{ag} = \frac{44,8}{3} = 14,93 \text{ m}^3/h \quad (10.70)$$

La presión de descarga de la bomba se calcula con la siguiente fórmula:

$$P_{ag} = H + P_{carga} + P_{descarga} \quad (10.71)$$

Donde:

H es la altura entre el tanque de aguas grises y la descarga. El tanque de aguas grises se ubicará a 1,15 metros por encima de la línea base, mientras que la descarga se sitúa en la cubierta principal que se encuentra a 9,1 metros.

P_{carga} son las pérdidas de carga, que se estiman en 1,5 bar.

P_{desc} que es la presión de descarga, se estima según reglamentación en 10 metros de columna de agua.

Permutando los valores:

$$P_{ag} = \frac{9,1 - 1,15}{10,2} + 1,5 + \frac{10}{10,2} = 3,26 \text{ bar} \quad (10.71)$$

Por lo tanto, se instalarán dos bombas de aguas grises de $15 \text{ m}^3/h$ a una presión de 3,3 bar, cada una.

Bomba auxiliar de aguas grises

Si se realiza la descarga de este tanque al mar, siempre a una distancia superior a 12 millas de la costa y a una velocidad mínima de 4 nudos. Se dimensiona la bomba capaz de expulsar los desechos del tanque de aguas grises mediante la siguiente ecuación:

$$DR_{max} = 0,00926 \cdot v \cdot D \cdot B \quad (10.72)$$

Donde:

v , la velocidad media del buque durante el periodo de descarga se estima en 12 nudos que es la velocidad de navegación.

D , el calado del buque, que es 6,63 m.

B , es la manga, 23 m.

Sustituyendo:

$$DR_{max} = 0,00926 \cdot 12 \cdot 6,63 \cdot 23 = 16,94 \text{ m}^3/h \quad (10.72)$$

Por lo tanto, se instala una bomba de 17 m³/h a una presión de 3,3 bar, capaz de evacuar los desechos del tanque de aguas grises al mar.

Tanque de aguas negras

De la misma forma que el tanque de aguas grises, se dimensiona el tanque de aguas negras a partir de la siguiente expresión:

$$C_{AN} = N_{pers} \cdot C \cdot T \quad (10.73)$$

Donde:

N_{pers} es el número de personas a bordo, se consideran que son 16 personas.

C es el volumen de aguas grises que se generan a bordo por persona, se estima que cada persona produce 100 l/día.

T , son los días de almacenamiento. Se considera que el buque opera alrededor de dos semanas antes de volver a puerto, en las travesías más largas, esto son 14 días.

$$C_{AN} = 16 \cdot 100 \cdot 14 = 22,4 \text{ m}^3 \quad (10.73)$$

Si se aplica la corrección por aceros y de llenado:

$$V_{AN} = \frac{22,4}{0,98 \cdot 0,98} = 23,32 \text{ m}^3 \quad (10.74)$$

Bomba de aguas negras

El caudal de la bomba de aguas negras se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{AN} = \frac{V_{AN}}{t_{descarga}} \quad (10.75)$$

Equipos y servicios

Donde:

V_{ag} es el volumen del tanque de aguas negras calculado, $22,4 m^3$.

t es el tiempo total en el que se produce la descarga del volumen, se estiman 3 horas.

Sustituyendo:

$$Q_{AN} = \frac{22,4}{3} = 7,47 m^3/h \quad (10.75)$$

La presión de descarga de la bomba se calcula de la misma manera que la de aguas grises, por lo tanto:

$$P_{AN} = \frac{9,1 - 1,15}{10,2} + 1,5 + \frac{10}{10,2} = 3,26 bar \quad (10.76)$$

Por lo tanto, se instalarán 2 bombas de aguas negras de $8 m^3/h$ a una presión de $3,3 bar$, cada una.

9. Propulsor de proa

En el buque proyecto, se instalan hélices de túnel de proa, cuya función principal es mejorar la maniobrabilidad transversal del buque durante operaciones de aproximación, posicionamiento y navegación en zonas portuarias, dársenas o canales dragados.

En función de las características hidrodinámicas del buque, se seleccionan 2 hélices de túnel transversales cuya potencia nominal por unidad es de $880 kW$ de la marca Wärtsilä CT/FT150 H. Esta configuración ofrece redundancia operativa y mejora la capacidad del sistema de gobierno.

Se instala en el buque proyecto entre las cuadernas 149 y 151.

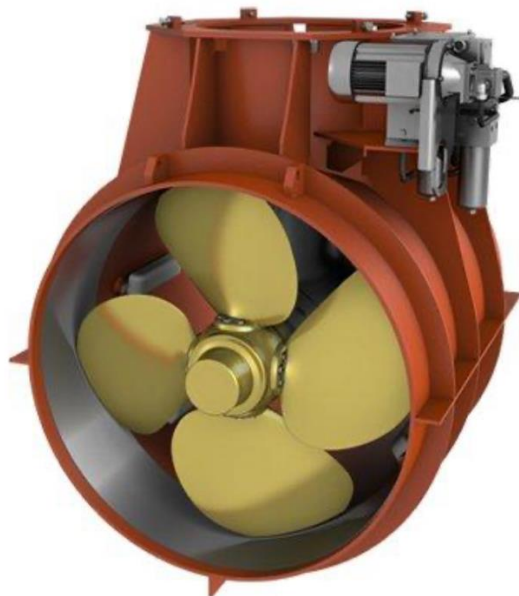


Ilustración 78. Hélice de túnel transversal Wärtsilä CT/FT150 H.



Equipos y servicios



Capítulo 11

Planta eléctrica

Este capítulo presenta la planta eléctrica del buque proyectado, clasificando los distintos consumidores a bordo y elaborando un balance eléctrico que refleje las diferentes potencias requeridas en las condiciones de operación analizadas. A partir de estos datos se determina la potencia de los grupos generadores necesarios para asegurar un suministro eléctrico demandado.

1. Condiciones de carga eléctrica

Para el cálculo del balance eléctrico se considerarán las siguientes condiciones operativas de carga:

- Navegación: condición habitual de operación en la que se registra el consumo eléctrico global más representativo del buque, al estar en funcionamiento la mayoría de los sistemas de a bordo.
- Operación de dragado: situación que comprende el funcionamiento simultáneo de todos los equipos necesarios para las labores de dragado, además de los sistemas de navegación operando a menor carga.
- Puerto: escenario de menor demanda eléctrica, limitado principalmente a los sistemas de habilitación, control, y detección y extinción de incendios.
- Emergencia: situación derivada de la pérdida total de la planta generadora principal, en la que se opera exclusivamente con la planta eléctrica de emergencia para alimentar los servicios esenciales.

2. Consumidores y balance eléctrico

A continuación, se muestran las tablas que recogen los consumos de los diferentes equipos que se han definido en los Capítulos de Cámara de Máquinas y Equipos y Servicios. Los consumidores son los siguientes:

Se muestra el balance eléctrico de las distintas situaciones de carga de la draga proyecto, la potencia requerida se calcula de la siguiente manera:

$$P = \sum_{j=1}^n (n_j \cdot P_j \cdot k_{N,j} \cdot k_{SR,j}) \quad (11.1)$$

Siendo:

n_j es la cantidad de unidades del equipo correspondiente.

P_j es la potencia unitaria de cada equipo.

k_N es el coeficiente de simultaneidad, que se relaciona con la cantidad de los mismos equipos que están operando en la situación de carga correspondiente.

k_{SR} es el coeficiente de servicio y régimen que hace referencia a la cantidad de tiempo que un equipo está en funcionamiento, así como el régimen de este.

Planta eléctrica

Tabla 45. Balance eléctrico del buque proyecto.

					Navegación		Operación de dragado		Puerto		Emergencia	
	Instalados	P unitaria (kW)	P total (kW)	k_N	k_{SR}	Potencia útil (kW)	k_{SR}	Potencia útil (kW)	k_{SR}	Potencia útil (kW)	k_{SR}	Potencia útil (kW)
Sistema de combustible y lubricación												
Bomba de trasiego de metanol	2	5,00	10,00	0,5	0,9	4,50	0,6	3,00	0,0	0,00	0,0	0,00
Bomba de trasiego de metanol a cilindros	2	3,00	6,00	0,5	0,9	2,70	0,6	1,80	0,0	0,00	0,0	0,00
Bombas de trasiego de aceite carter	2	3,00	6,00	0,5	0,9	2,70	0,6	1,80	0,1	0,30	0,0	0,00
Bomba de trasiego de aceite de cilindros	2	2,00	4,00	0,5	0,9	1,80	0,6	1,20	0,1	0,20	0,0	0,00
Sistema de aire comprimido												
Compresor de aire de arranque motores propulsores	2	4,00	8,00	0,5	0,3	1,20	0,3	1,20	0,1	0,40	0,0	0,00
Compresor de aire de arranque generadores	2	4,00	8,00	0,5	0,3	1,20	0,3	1,20	0,1	0,40	0,0	0,00
Sistema de refrigeración												

Planta eléctrica

Bomba de refrigeración AD alta temperatura	2	15,00	30,00	0,5	0,9	13,50	0,6	9,00	0,1	1,50	0,0	0,00
Bomba de refrigeración AS baja temperatura	2	20,00	40,00	0,5	0,9	18,00	0,6	12,00	0,1	2,00	0,0	0,00

Sistema de ventilación

Ventiladores de impulsión de CCMM	5	25,00	125,00	0,8	0,9	90,00	0,9	90,00	0,3	30,00	0,0	0,00
Ventiladores de extracción en CCMM	5	25,00	125,00	0,8	0,9	90,00	0,9	90,00	0,3	30,00	0,0	0,00

Sistema contraincendios

Bomba de Contraincendios	2	15,00	30,00	0,5	0,3	4,50	0,3	4,50	0,1	1,50	1,0	15,00
Bomba Contraincendios de emergencia	2	7,00	14,00	0,5	0,3	2,10	0,3	2,10	0,3	2,10	1,0	7,00
Bomba de rociadores	3	80,00	240,00	0,7	0,3	48,00	0,3	48,00	0,3	48,00	1,0	160,00

Sistemas de dragado

Desgasificador	1	15,00	15,00	1,0	0,0	0,00	0,9	13,50	0,0	0,00	0,0	0,00
Sistema hidráulico	1	75,00	75,00	1,0	0,3	22,50	0,9	67,50	0,0	0,00	0,0	0,00

Planta eléctrica

Compresor de inertizado	2	5,00	10,00	0,5	0,6	3,00	0,6	3,00	0,0	0,00	0,0	0,00
Ventiladores de inertizado	3	8,00	24,00	0,7	0,6	9,60	0,6	9,60	0,0	0,00	0,0	0,00

Equipos y servicios												
Molinete de anclas	2	105,00	210,00	1,0	0,0	0,00	0,0	0,00	0,3	63,00	0,0	0,00
Aparatos radioeléctricos de salvamento	1	0,5	0,50	1,0	0,6	0,30	0,6	0,30	0,0	0,00	1,0	0,50
Pescantes de los botes salvavidas	2	5,5	11,00	1,0	0,0	0,00	0,0	0,00	0,0	0,00	1,0	11,00
Grúa de cubierta	1	28,00	28,00	1,0	0,0	0,00	0,0	0,00	0,9	25,20	0,0	0,00
Bomba de lastre	2	10,00	20,00	0,5	0,6	6,00	0,6	6,00	0,3	3,00	0,0	0,00
Sistema de tratamiento de agua de lastre	1	8,00	8,00	1,0	0,6	4,80	0,6	4,80	0,3	2,40	0,0	0,00
Propulsor de proa	1	800,00	800,00	1,0	0,5	400,00	0,5	400,00	0,0	0,00	0,0	0,00

Sistema de servicios generales												
Bombas de sentinas	2	8,00	16,00	0,5	0,3	2,40	0,3	2,40	0,3	2,40	1,0	8,00
Bomba auxiliar de sentinas	1	0,35	0,35	1,0	0,0	0,00	0,0	0,00	0,0	0,00	1,0	0,35
Separador de sentinas	1	1,50	1,50	1,0	0,3	0,45	0,3	0,45	0,3	0,45	0,0	0,00

Planta eléctrica

Bomba de lodos	2	1,50	3,00	0,5	0,3	0,45	0,3	0,45	0,3	0,45	0,0	0,00
----------------	---	------	------	-----	-----	------	-----	------	-----	------	-----	------

Sistemas de habilitación												
Bomba Contraincendios acomodación	2	22,00	44,00	0,5	0,3	6,60	0,3	6,60	0,3	6,60	1,0	22,00
Tanque hidróforo	1	0,25	0,25	1,0	0,6	0,15	0,6	0,15	0,3	0,08	0,0	0,00
Bomba de AD fría sanitaria	2	0,40	0,80	0,5	0,6	0,24	0,6	0,24	0,3	0,12	0,0	0,00
Bomba de AD caliente sanitaria	2	0,30	0,60	0,5	0,6	0,18	0,6	0,18	0,3	0,09	0,0	0,00
Calentador de agua sanitaria	1	5,00	5,00	1,0	0,6	3,00	0,6	3,00	0,3	1,50	0,0	0,00
Bomba de aguas grises	2	2,50	5,00	0,5	0,6	1,50	0,6	1,50	0,3	0,75	0,0	0,00
Bomba auxiliar de aguas grises	1	1,80	1,80	1,0	0,3	0,54	0,3	0,54	0,3	0,54	0,9	1,62
Bomba de aguas negras	2	1,50	3,00	0,5	0,6	0,90	0,6	0,90	0,3	0,45	0,0	0,00
Equipos de tratamiento de residuos	1	8,00	8,00	1,0	0,6	4,80	0,6	4,80	0,3	2,40	0,0	0,00
Sistema de aire acondicionado	1	30,00	30,00	1,0	0,9	27,00	0,9	27,00	0,6	18,00	0,0	0,00
Equipos de cocina	1	25,00	25,00	1,0	0,6	15,00	0,6	15,00	0,6	15,00	0,0	0,00
Lavanderia	1	10,00	10,00	1,0	0,3	3,00	0,3	3,00	0,6	6,00	0,0	0,00
Bomba de rociadores de habilitación	2	7,50	15,00	0,5	0,3	2,25	0,3	2,25	0,6	4,50	1,0	7,50

Planta eléctrica

Sistemas de iluminación y navegación												
Sistemas de comunicación	1	1,50	1,50	1,0	0,9	1,35	0,9	1,35	0,3	0,45	1,0	1,50
Equipos de navegación	1	5,50	5,50	1,0	0,9	4,95	0,9	4,95	0,0	0,00	0,0	0,00
Iluminación interior	1	1,50	1,50	1,0	0,9	1,35	0,9	1,35	0,3	0,45	1,0	1,50
Iluminación exterior	1	3,00	3,00	1,0	0,9	2,70	0,9	2,70	0,3	0,90	1,0	3,00
Iluminación de emergencia	1	0,50	0,50	1,0	0,1	0,05	0,1	0,05	0,0	0,00	1,0	0,50

3. Resultados del balance eléctrico

En la tabla que se muestra a continuación se recogen los valores correspondientes a las potencias útiles obtenidas a partir del balance eléctrico realizado:

Tabla 46. Resultado del balance eléctrico como potencia útil.

Navegación (kW)	Operación de dragado (kW)	Puerto (kW)	Emergencia (kW)
805,26	849,36	271,13	239,47

Se establece un factor de potencia de 0,8. En consecuencia, la potencia aparente asociada a cada una de las condiciones de carga es:

Tabla 47. Resultado del balance eléctrico como potencia aparente.

Navegación (kVA)	Operación de dragado (kVA)	Puerto (kVA)	Emergencia (kVA)
1006,58	1061,70	338,91	299,34

Adicionalmente, se determina la potencia reactiva correspondiente, obtenida a partir de la relación entre la potencia aparente y el factor de potencia considerado.

Navegación (kVAr)	Operación de dragado (kVAr)	Puerto (kVAr)	Emergencia (kVAr)
603,95	637,02	203,34	179,60

Generador instalado

Para la selección del grupo generador instalado, se han considerado aquellos modelos que presentan compatibilidad operativa con metanol como combustible:

Tabla 48. Motores wärtsila compatibles con metanol como combustible.

Tipo de motor	Grupos generadores					
	900 rpm		1000 rpm		1200 rpm	
	Motor (kW)	Generador (kVA)	Motor (kW)	Generador (kVA)	Motor (kW)	Generador (kVA)
Wärtsila 6L20DF	870	1040	960	1150	1170	1400
Wärtsila 8L20DF	1160	1390	1280	1540	1560	1870
Wärtsila 9L20DF	1305	1570	1440	1730	1755	2110

Con el fin de garantizar el suministro eléctrico continuo para las condiciones de navegación y operación de dragado se seleccionan grupos generadores aptos para operar con metanol, específicamente el modelo Wärtsilä 6L20DF.

Este equipo incorpora un motor de seis cilindros en línea, de cuatro tiempos y tecnología dual fuel, modificado para utilizar metanol como combustible principal.

El grupo generador opera a un régimen nominal de 1000 rpm y frecuencia de 50 Hz, con acoplamiento directo a un alternador síncrono de alta eficiencia.

Planta eléctrica

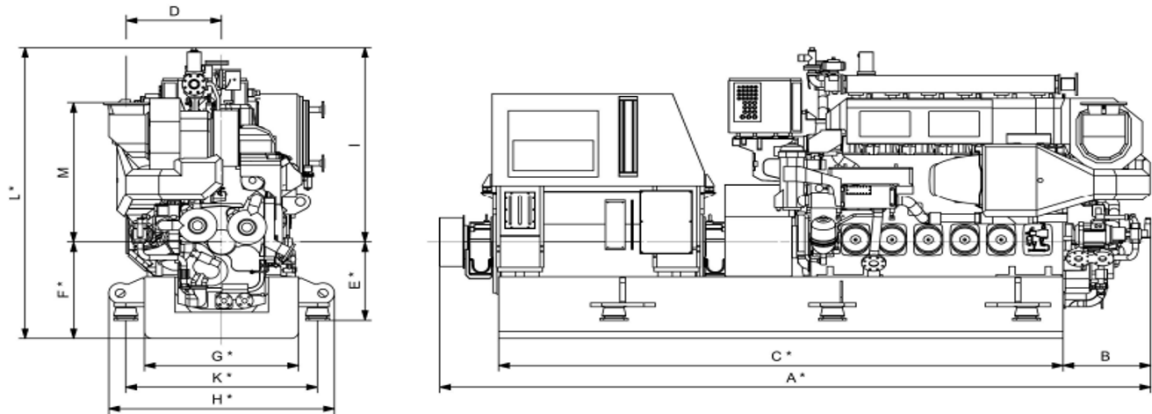


Ilustración 79. Dimensiones del motor Wärtsilä 6L20DF.

Las dimensiones principales del motor, parámetros esenciales para su integración en el plano de disposición general del buque, son las siguientes:

Tabla 49. Valores de las dimensiones principales del motor Wärtsilä 6L20DF.

Tipo de motor	Dimensiones de grupo generador (mm)												Peso (ton)
	A*	B	C*	D*	E*	F*	G*	H*	I	K*	L*	M	
Wärtsilä 6L20DF	5600	723	4600	781	725	895	1270	1960	1806	1580	2661	1297	18
Wärtsilä 8L20DF	6500	723	5300	863	725	1025	1420	2010	1806	1730	2831	1390	22
Wärtsilä 9L20DF	6700	723	5700	863	725	1025	1420	2010	1806	1730	2831	1390	25

A continuación, se muestra el régimen de funcionamiento de las condiciones de trabajo estudiadas para el buque proyecto:

Tabla 50. Regímenes de funcionamiento para las condiciones de navegación y operación de dragado.

Condición de operación	Regímenes de funcionamiento
Navegación	83,88%
Operación de dragado	88,48%

Los regímenes de funcionamiento de los grupos generadores reflejan la relación entre la potencia efectiva demandada por la planta eléctrica y la potencia nominal disponible del alternador. En el caso del buque proyecto, indican un aprovechamiento elevado y estable de la potencia instalada.

Estos resultados son técnicamente adecuados, ya que se sitúan entre el rango óptimo de 75 y 90 %.

Cuadros principales, transformadores y disposición eléctrica

En el buque de proyecto se dispondrá un cuadro principal de distribución asociado al grupo generador, cuya función es suministrar la potencia eléctrica a todos los sistemas de a bordo de forma segura y continua.

Las redes eléctricas de servicio se definen de la siguiente manera:

Planta eléctrica

- La red principal de potencia se establece como un sistema trifásico de 400 V y 50 Hz, concebido para la alimentación de equipos de gran consumo y de la maquinaria auxiliar.
- La red de alumbrado y habilitación se configura en sistema monofásico de 230 V y 50 Hz, destinada a los circuitos de iluminación general y a los consumidores de baja potencia.
- La red de corriente continua se define en 24 V DC, destinada a los sistemas de navegación, comunicaciones y control.

Para la adaptación de tensiones se instalarán dos transformadores secos de 400/230 V, que permiten alimentar la red monofásica de alumbrado y servicios generales a partir de la barra principal de 400 V. Asimismo, se prevé la instalación de dos transformadores de control de 230 V que, junto con un rectificador/convertidor AC/DC, suministran la tensión de 24 V DC necesaria para los sistemas de control y seguridad.

Generador de emergencia

Se estudia la compatibilidad del sistema con los siguientes motores:

Tabla 51. Motores Volvo Penta.

Motor	Generador	kWm	kWe	kVA
D13 MG	S4L1MF41	289	272	340
D13 MG	S5L1MC41	289	312	390
D13 MG	S5L1MD41	349	332	415

Debido a las potencias útiles que se obtienen del balance eléctrico en condiciones de emergencia y puerto se decide instalar un grupo diésel-generador de emergencia capaz de suministrar la energía necesaria en ambas condiciones. Para este fin se selecciona un grupo generador marino Volvo Penta D13 MG/S5L1MD41 (Class H). El grupo está formado por un motor diésel Volvo Penta D13, de 12,78 litros, 6 cilindros en línea, de ciclo de 4 tiempos, turboalimentado y con refrigeración por intercambiador de calor, que acciona un alternador síncrono marino montado sobre bancada común y con acoplamiento directo. Las principales características son una potencia eléctrica de 332 kW a 1500 rpm y 50 Hz, una tensión de salida de 400 V trifásica a un factor de potencia de 0,8.

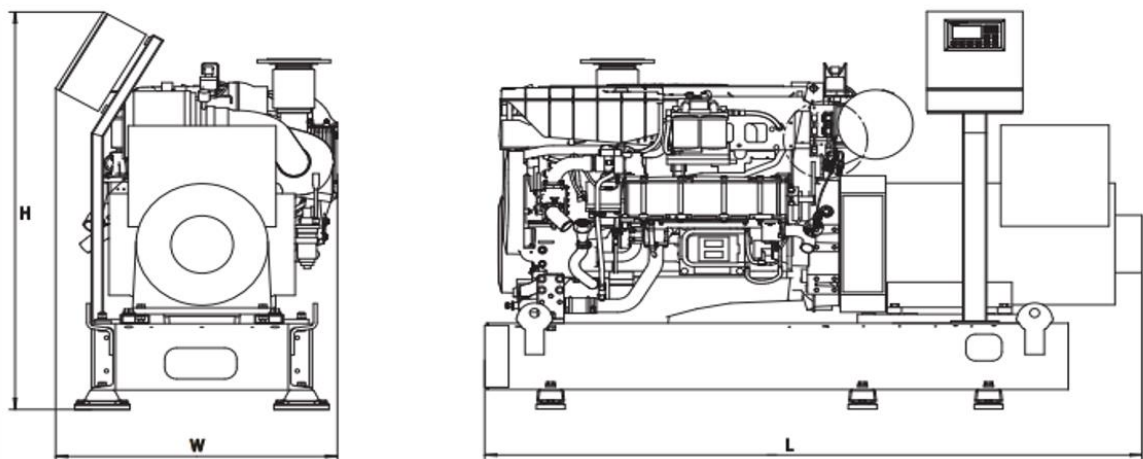


Tabla 52. Dimensiones del motor Volvo Penta D13 MG/S5L1MD41.

Planta eléctrica

Tabla 53. Valores de las dimensiones de los motores Volvo Penta.

Motor	Generador	Dimensiones mm)			Peso (ton)
		L	W	H	
D13 MG	S4L1ME41	3057	1165	1813	3010
D13 MG	S4L1MF41	3141	1165	1813	3080
D13 MG	S5L1MC41	3219	1165	1813	3185
D13 MG	S5L1MD41	3219	1165	1813	3315

Tabla 54. Regímenes de funcionamiento para las condiciones de puerto y emergencia.

Condición de operación	Regímenes de funcionamiento
Puerto	81,67%
Emergencia	72,13%

Con esta configuración el D13 MG asegura la potencia necesaria para cubrir tanto las condiciones de puerto, con una demanda aproximada de 271 kW, como las de emergencia, con una demanda de unos 239 kW, garantizando un funcionamiento seguro y continuo.

Por último, se calcula la capacidad del tanque de almacenamiento y servicio de Marine Diesel Oil que necesita el motor de emergencia instalado. Se considera que este motor debe funcionar durante 2 horas y se estima su consumo específico en 0,25 kg/(kW · h). Entonces:

$$P_{MDO} = 0,25 \cdot 332 \cdot 2 = 166 \text{ kg} \tag{11.2}$$

Al aplicar la densidad del MDO, estimada en 0,875 t/m³:

$$V_{MDO} = \frac{0,166}{0,875} = 0,190 \text{ m}^3 \tag{11.3}$$

Aplicando las correcciones de acero y llenado:

$$V_{MDO} = \frac{0,190}{0,98 \cdot 0,98} = 0,198 \text{ m}^3 \tag{11.3}$$

4)

Se dispone de un tanque de MDO cercano al grupo diésel generador de emergencia con una capacidad de 0,198 m³.

Planta de emergencia

La planta de emergencia dispondrá además de líneas independientes de 230 V/50 Hz y de 24 V en corriente continua, destinadas respectivamente a los servicios generales esenciales y a los sistemas de control, seguridad y navegación. Tanto el grupo generador como su cuadro eléctrico asociado estarán situados fuera de la cámara de máquinas, conforme a lo exigido por la reglamentación, y constituirán la fuente de energía alternativa en caso de fallo del sistema principal. Cabe señalar que este grupo generador de emergencia será el único motor a bordo que opere con

Planta eléctrica

combustible MDO, a diferencia del resto de la planta propulsora y auxiliar que emplea metanol como combustible principal.

4. Diagrama unifilar

La fase final en la concepción de la planta eléctrica del buque consiste en la elaboración del diagrama unifilar, donde se esquematizan de forma clara y resumida las interconexiones entre los grupos generadores y las diferentes redes de consumo. La red principal de potencia trabaja a 400 V y 50 Hz en corriente trifásica, y a través de los cuadros generales se suministra energía a los sistemas de mayor demanda, como la maquinaria auxiliar y los equipos de dragado. A este mismo nivel se encuentra acoplado el generador de emergencia Volvo Penta D13 MG, que garantiza la alimentación de los consumidores esenciales, incluyendo la bomba contra incendios de emergencia y los servicios mínimos de seguridad en caso de fallo de la planta principal.

Desde la barra de 400 V se realiza la conversión hacia la red de 230 V destinada a la habilitación y a los servicios de baja potencia mediante transformadores secos 400/230 V, situados en espacios estratégicos del buque para optimizar la distribución. Por su parte, la red de 24 V en corriente continua se obtiene a partir de rectificadores y proporciona energía a los sistemas de control, comunicaciones y navegación.

El diagrama unifilar correspondiente, donde se recoge toda esta configuración, se adjunta como anexo.



Planta eléctrica

Capítulo 12

Peso en rosca y centro de gravedad

El propósito de este capítulo es estimar los pesos del buque y la posición de su centro de gravedad. Para ello, en primer lugar, se aplica el método de Aldwinckle para determinar el peso en rosca, que corresponde esencialmente al peso estructural del buque.

En segundo lugar, se estiman varias partidas de pesos, que incluye el peso de locales, el peso de los tanques no estructurales, peso de la maquinaria y otros pesos, entre los que se encuentran la tripulación y los pertrechos. En función de estos valores, se calcula el desplazamiento.

Paralelamente, se determinan los centros de gravedad correspondientes a cada partida de peso. Esto permite finalmente establecer la posición global del centro de gravedad del buque.

1. Método de Aldwinckle

Para la aplicación del método de Aldwinckle ha sido necesario disponer de la siguiente información básica: la disposición general del buque proyecto, el modelo tridimensional de las formas del casco y un diseño preliminar de la cuaderna maestra.

Para este análisis se ha empleado el método 1 – 20, que consiste en seccionar las formas del casco del buque proyecto mediante planos transversales equidistantes. Dichos cortes se han realizado en el software Rhinoceros, obteniéndose las secciones transversales. A cada sección transversal se le ha asignado su centroide correspondiente, de esta manera el programa es capaz de calcular el área, el perímetro y las coordenadas del centro de gravedad asociadas a cada una de ellas.

A partir de estos valores geométricos es posible determinar la distribución del acero tanto longitudinal como transversal. En la siguiente figura se muestra la disposición de las secciones generadas en el programa Rhinoceros, utilizadas como base para los cálculos estructurales posteriores:

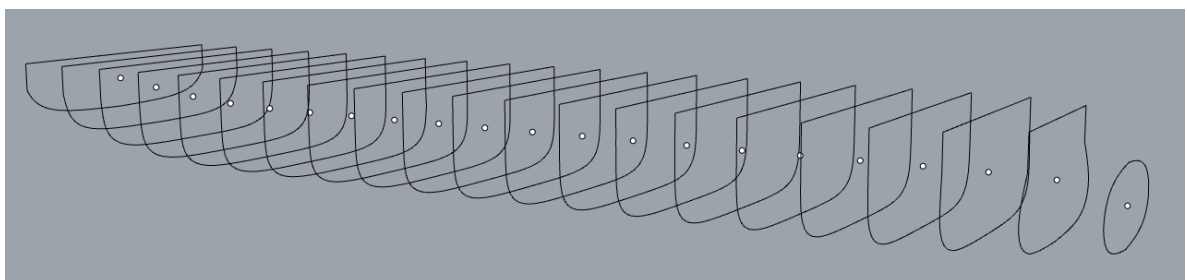


Ilustración 80. Secciones de Aldwinckle en Rhinoceros.

Por otro lado, se ha considerado la siguiente tabla de factores de ponderación, empleada para la estimación del peso estructural mediante el método 1 – 20. Estos factores permiten ponderar la contribución relativa de cada sección transversal del buque en función de su posición a lo largo de la eslora.

La tabla recoge los valores correspondientes a distintos tipos de buques representativos, petroleros, cargueros, portacontenedores, graneleros y OBO.

Peso en rosca y centro de gravedad

Tabla 55. Distribución longitudinal del peso de acero.

Buque	Petrolero	Carguero	Portacontenedores	Granelero	OBO	Todos p(i)
Sección	m(i)	m(i)	m(i)	m(i)	m(i)	
0 (Ppp)	3,30	3,45	3,45	3,45	3,45	0,50
1	3,30	5,39	3,30	3,30	3,30	0,65
2	2,67	4,88	2,67	2,67	2,67	0,78
3	2,21	3,68	2,21	2,21	2,21	0,88
4	1,60	2,48	1,60	1,60	1,60	0,94
5	1,29	2,05	1,29	1,29	1,29	0,99
6	1,00	1,61	1,00	1,00	1,00	1,00
7	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
8	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
9	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
10	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
11	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
12	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
13	1,00	1,91	1,91	1,00	1,00	1,00
14	7,00	2,22	2,22	7,00	7,00	1,00
15	6,77	2,80	2,80	6,77	6,77	0,99
16	6,00	3,39	3,39	6,00	6,00	0,94
17	4,67	3,33	3,33	4,67	4,67	0,88
18	3,31	3,27	3,27	3,31	3,31	0,78
19	2,36	3,44	3,44	2,36	2,36	0,65
20 (Ppr)	1,88	2,61	2,61	1,88	1,88	0,50

Cálculo del peso del acero longitudinal

En el caso del buque proyecto, se han adoptado los factores de ponderación correspondientes a un buque granelero, dado que, en términos generales, sus formas de casco presentan una notable similitud debido a que las carenas de ambos buques son de tipo gabarra con geometría paralelepípeda.

Se calculan los datos de la distribución de acero longitudinal a través de la relación entre los perímetros de la sección y de la cuaderna maestra elevados al factor de ponderación y multiplicados por el peso del acero longitudinal por sección:

$$W_i^T = \left(\frac{P}{P_m}\right)^{m_i} \cdot W_m^T \tag{12.1}$$

Donde

P , es el perímetro de cada una de las secciones.

P_m , es el perímetro de la cuaderna maestra, 60,798 m.

m_i , es el coeficiente de ponderación que cambia en función del tipo de buque y la sección.

W_m^T , es el peso del acero longitudinal continuo, 14,189 t/m.

Peso en rosca y centro de gravedad

Se realiza una tabla que calcula todos los valores correspondientes a cada una de las secciones del buque proyecto:

Buque granelero	Datos de las formas modeladas		Método Aldwinckle
m_i	Número cuaderna	Perímetro de la sección (m)	Peso acero longitudinal de la sección (t/m)
3,45	0 (Perpendicular Popa)	52,933278	8,798478102
3,3	1	55,446352	10,46904542
2,67	2	57,891664	12,44972511
2,21	3	59,531588	13,54424484
1,6	4	60,363515	14,02726777
1,29	5	60,686177	14,15547946
1	6	60,770695	14,18274028
1	7	60,78984	14,18720836
1	8	60,796146	14,18868006
1	9	60,797547	14,18900703
1	10	60,797654	14,189032
1	11	60,797654	14,189032
1	12	60,797654	14,189032
1	13	60,797654	14,189032
7	14	60,797503	14,18878532
6,77	15	60,792485	14,18086703
6	16	60,768713	14,14855448
4,67	17	60,632182	14,00958418
3,31	18	58,66775	12,60925743
2,36	19	51,134929	9,430908703
1,88	20 (Perpendicular Proa)	34,092791	4,78245783

A continuación, se muestra una imagen de la distribución del peso del acero longitudinal:

Peso en rosca y centro de gravedad

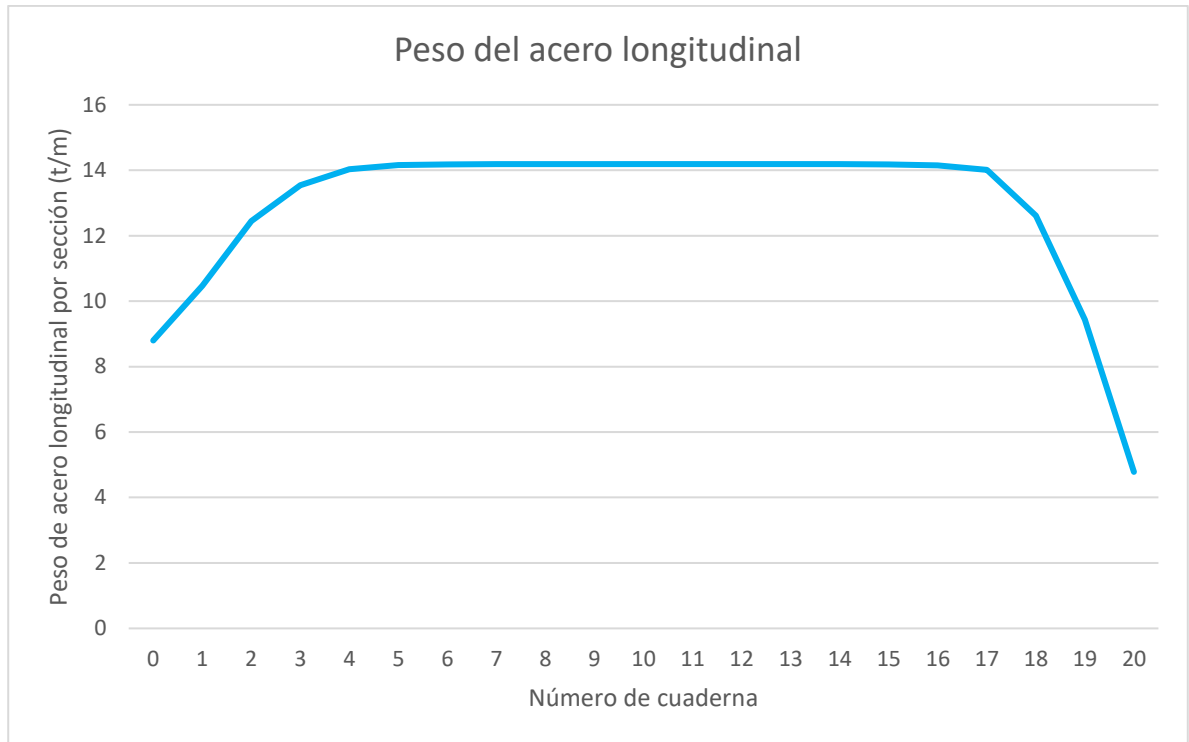


Ilustración 81. Distribución del peso del acero longitudinal en función del número de cuaderna.

Cálculo del centro de gravedad vertical del peso del acero longitudinal

En este apartado se determina la posición vertical del peso correspondiente al acero longitudinal del buque. Para ello, se establece una relación proporcional entre el centro de gravedad de cada una de las secciones transversales y el centro de gravedad de la cuaderna maestra, que se toma como referencia. Este cálculo se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$ZCG_i^T = \left(\frac{ZCG}{ZCG_m} \right) \cdot ZCG_m^T \tag{12.2}$$

Donde:

ZCG , es la posición vertical del centro de gravedad de la cuaderna maestra, 3,933 m.

ZCG_m , es la posición vertical del centro de gravedad de las formas modeladas, 4,693 m.

ZCG_m^T , es la posición vertical del centro de gravedad que depende de cada sección.

Se elabora la siguiente tabla que recoge las posiciones verticales de los centros de gravedad:

Tabla 56. Posición vertical del centro de gravedad en función de las secciones.

Datos de las formas modeladas		Método Aldwinckle
Número de cuaderna	ZC_Geométrico de la sección (m)	ZCG_acero long sección (m)
0 (Perpendicular Popa)	6,610457	5,539345116
1	5,9221	4,962524635
2	5,339906	4,47466525

Peso en rosca y centro de gravedad

3	4,961208	4,157328806
4	4,775833	4,001990665
5	4,70911	3,94607899
6	4,695407	3,934596327
7	4,693997	3,933414794
8	4,693597	3,933079607
9	4,693502	3,933
10	4,693502	3,933
11	4,693502	3,933
12	4,693502	3,933
13	4,693513	3,933009218
14	4,693513	3,933009218
15	4,693877	3,933314238
16	4,695603	3,934760569
17	4,699091	3,937683398
18	4,686974	3,927529751
19	4,541785	3,805866154
20 (Perpendicular Proa)	3,119938	2,614405225

Cálculo de la distribución de acero transversal continuo

Se calcula para cada sección el producto del peso transversal unitario de la cuaderna maestra por la relación entre las áreas de la sección y la cuaderna maestra elevados a un factor de ponderación que depende del tipo de buque y de la cuaderna.

$$W_i^T = \left(\frac{A}{A_m}\right)^{p_i} \cdot W_m^T \tag{12.3}$$

Donde:

A , es el área de cada una de las secciones.

A_m , es el área de la sección de la cuaderna maestra, 201,6975 m².

p_i , es el índice de la sección y no depende del tipo de buque.

W_m^T , es el peso de acero transversal de la cuaderna maestra.

Para el cálculo del último término, es necesario recordar previamente la disposición de las bulárcamas, la cual se detalla a continuación:

Tabla 57. Distribución de espaciado entre cuadernas y bulárcamas del buque proyecto.

Cuadernas	Espaciados (mm)	Bulárcamas (mm)
0-45	600	1800
45-150	700	3500
150-160	600	1800

En segundo lugar, se determina el volumen correspondiente a los elementos transversales de la cuaderna maestra, que incluyen los baos, varengas y bulárcamas.

Peso en rosca y centro de gravedad

Estos componentes disponen de gran importancia dado que constituyen la estructura resistente transversal del buque:

Tabla 58. Áreas de los refuerzos transversales por elementos primarios.

Refuerzos	Área (m ²)	Longitud (m)	Número de elementos	Peso (t)
Varenga	0,0024	1,5	8	0,22608
Bulárcama	0,00144	0,8	4	0,0361728
Bao	0,00144	0,8	8	0,0723456

Siendo el peso total:

$$P_t = 0,3346 t \quad (12.4)$$

Por lo tanto, el peso transversal de la sección maestra será la suma de los refuerzos distribuidos entre los primarios. Entonces:

$$W_m^T = 13,16 t/m \quad (12.5)$$

Una vez calculado este valor, se presenta la siguiente tabla donde se calculan el peso del acero transversal distribuido:

Tabla 59. Peso del acero transversal distribuido.

p_i	Número de cuaderna	Área Sección (m ²)	Peso acero transversal (t/m)
0,50	0 (Perpendicular Popa)	112,779368	9,841
0,65	1	144,146158	10,579
0,78	2	171,194483	11,581
0,88	3	188,952885	12,426
0,94	4	197,718793	12,917
0,99	5	200,90906	13,110
1,00	6	201,585921	13,154
1,00	7	201,66763	13,159
1,00	8	201,691742	13,160
1,00	9	201,697093	13,161
1,00	10	201,6975	13,161
1,00	11	201,6975	13,161
1,00	12	201,6975	13,161
1,00	13	201,6975	13,161
1,00	14	201,696906	13,161
0,99	15	201,677122	13,160
0,94	16	201,583128	13,154
0,88	17	200,98815	13,120
0,78	18	191,888945	12,659
0,65	19	153,721743	11,031
0,50	20 (Perpendicular Proa)	71,9987348	7,863

Peso en rosca y centro de gravedad

A continuación, se muestra la representación gráfica del peso transversal distribuido por sección:

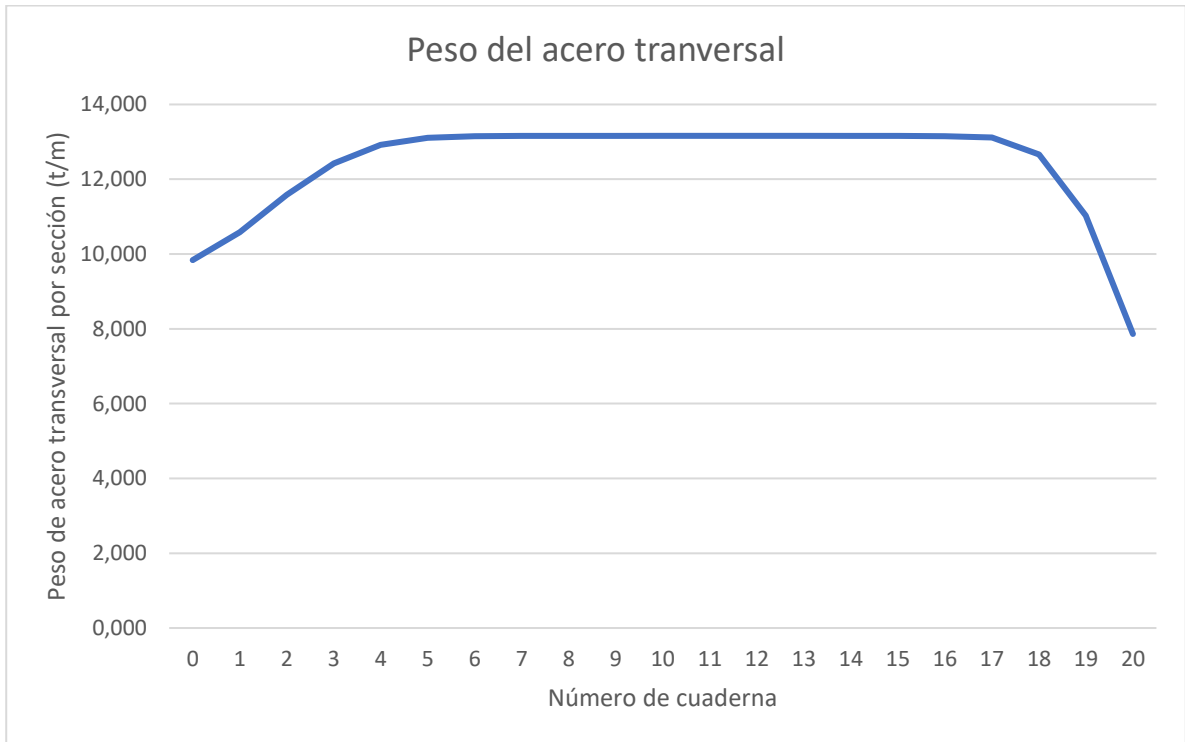


Ilustración 82. Distribución del peso del acero transversal en función del número de cuaderna.

Cálculo de la distribución de acero total

Finalmente, se obtiene la distribución de acero continuo como suma de las distribuciones de acero longitudinal y transversal a través de la regla de trapecios y Simpson. Entonces, en función de la distancia y los pesos longitudinales y transversales calculados se obtienen las dos integraciones.

En primer lugar, se calcula el peso del acero longitudinal que aplica la regla del trapecio compuesta y a la regla de Simpson 1/3 compuesta:

$$\int_0^{100,7} W dx \approx h \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot y_0 + \sum_{i=1}^{n-1} y_i + \frac{1}{2} \cdot y_n \right) \tag{12.6}$$

$$\int_0^{100,7} W dx \approx \frac{h}{3} \left(y_0 + y_n + 4 \cdot \sum_{impares} y_i + 2 \cdot \sum_{pares} y_i \right) \tag{12.7}$$

A partir de los valores de esta tabla, se calcula el peso del acero longitudinal total que determinan las dos reglas:



Peso en rosca y centro de gravedad

Tabla 60. Valores para calcular el peso del acero longitudinal.

Sección	h (m)	Coefficiente trapecio	Coefficiente Simpson	Peso acero longitudinal (t/m)
0	5,035	0,5	1	8,798478102
1	5,035	1	4	10,46904542
2	5,035	1	2	12,44972511
3	5,035	1	4	13,54424484
4	5,035	1	2	14,02726777
5	5,035	1	4	14,15547946
6	5,035	1	2	14,18274028
7	5,035	1	4	14,18720836
8	5,035	1	2	14,18868006
9	5,035	1	4	14,18900703
10	5,035	1	2	14,189032
11	5,035	1	4	14,189032
12	5,035	1	2	14,189032
13	5,035	1	4	14,189032
14	5,035	1	2	14,18878532
15	5,035	1	4	14,18086703
16	5,035	1	2	14,14855448
17	5,035	1	4	14,00958418
18	5,035	1	2	12,60925743
19	5,035	1	4	9,430908703
20	5,035	0,5	1	4,78245783

Entonces, se obtiene que el valor final del peso del acero longitudinal calculado a través de la regla del trapecio compuesta y Simpson 1/3 compuesta es:

$$\int_0^{100,7} W dx \approx 1326,76 t \tag{12.8}$$

$$\int_0^{100,7} W dx \approx 1329,42 t \tag{12.9}$$

A partir de la siguiente tabla se presentan los valores para calcular el peso del acero transversal:

Tabla 61. Valores para calcular el peso del acero transversal.

Sección	h (m)	Coefficiente trapecio	Coefficiente Simpson	Peso del acero transversal (t/m)
0	5,035	0,5	1	9,841
1	5,035	1	4	10,579
2	5,035	1	2	11,581



Peso en rosca y centro de gravedad

3	5,035	1	4	12,426
4	5,035	1	2	12,917
5	5,035	1	4	13,110
6	5,035	1	2	13,154
7	5,035	1	4	13,159
8	5,035	1	2	13,160
9	5,035	1	4	13,161
10	5,035	1	2	13,161
11	5,035	1	4	13,161
12	5,035	1	2	13,161
13	5,035	1	4	13,161
14	5,035	1	2	13,161
15	5,035	1	4	13,160
16	5,035	1	2	13,154
17	5,035	1	4	13,120
18	5,035	1	2	12,659
19	5,035	1	4	11,031
20	5,035	0,5	1	7,863

Por lo tanto, el peso del acero transversal total calculado mediante la regla de trapecio compuesta y Simpson 1/3 compuesta son:

$$\int_0^{100,7} W dx \approx 1263,93 t \tag{12.10}$$

$$\int_0^{100,7} W dx \approx 1265,79 t \tag{12.11}$$

Se escogen los valores del método de Simpson 1/3 compuesto para estimar el peso del acero longitudinal y transversal, dado que se obtienen valores de integral algo superiores a los obtenidos mediante el trapecio debido a que es un método de mayor orden.

Cálculo del centro de gravedad del acero continuo

Se realiza una estimación de la posición vertical del centro de gravedad del acero longitudinal mediante una media aritmética ponderada. La expresión utilizada es la siguiente:

$$Z_G = \frac{\sum_i Z_i}{n} \tag{12.12}$$

Donde:

Z_i , es la posición vertical del centro de gravedad de cada una de las secciones.

n , es el número total de valores que son 21.

Sustituyendo:

Peso en rosca y centro de gravedad

$$Z_G = 3,997 \text{ m} \tag{12.13}$$

2. Peso de los locales

Peso y posición del CDG de los mamparos transversales

En este apartado, se calcula el peso de los mamparos transversales que se establecen en el capítulo de Disposición General y se realiza a partir de la siguiente expresión:

$$\text{Peso Mamp} = 0,0141 \cdot B^{1,2} \cdot D^{1,6} \cdot R \tag{12.14}$$

Donde:

B, es la manga del buque proyecto, 23 m.

D, es el puntal del buque proyecto, 9,1 m.

R, es la relación entre las áreas de los mamparos y la sección media.

A continuación, se muestra una tabla que recoge todos los datos elaborados:

Tabla 62. Peso de los mamparos transversales.

Cuaderna	Nombre	Pos X from 0 (m)	Área mamparo (m ²)	R	Peso mamparo (t)
3	Pique de popa	1,8	124,448	0,617	12,825
45	Proa de CCMM	27	201,323	0,998	20,747
50	Popa Cántara	30,5	201,323	0,998	20,747
130	Proa Cántara	86,5	200,464	0,994	20,658
140	Mamparo de bow thruster	93,5	175,279	0,869	18,063
151	Mamparo de colisión	101,1	73,423	0,364	7,566

Entonces, el peso total de los mamparos es:

$$P = 100,606 \text{ t} \tag{12.15}$$

Por otro lado, gracias a Rhinoceros se ha podido calcular las posiciones de los centros de gravedad de cada uno de los mamparos. Se muestra una tabla con los datos calculados:

Tabla 63. Posiciones del centro de gravedad de los mamparos.

Nombre	XCG (m)	YCG (m)	ZCG (m)
Pique de popa	1,800	0,000	6,350
Proa de CCMM	25,600	0,000	4,701
Popa Cántara	68,000	0,000	4,695
Proa Cántara	110,400	0,000	4,699
Mamparo de bow thruster	136,000	0,000	4,641
Mamparo de colisión	142,400	0,000	3,118



Peso en rosca y centro de gravedad

Entonces, se utilizan las siguientes expresiones para calcular las posiciones globales del centro de gravedad:

$$X_G = \frac{\sum_i X_i \cdot P_i}{P} \tag{12.16}$$

$$Y_G = \frac{\sum_i Y_i \cdot P_i}{P} \tag{12.17}$$

$$Z_G = \frac{\sum_i Z_i \cdot P_i}{P} \tag{12.18}$$

A continuación, se muestra la tabla con los resultados del numerador de las tres ecuaciones anteriores:

Tabla 64. Valores producto del centro de gravedad y el peso de la sección correspondiente.

Nombre	Peso mamparo XCG (t*m)	Peso mamparo YCG (t*m)	Peso mamparo ZCG (t*m)
Pique de popa	23,084	0,000	81,442
Proa de CCMM	531,118	0,000	97,523
Popa Cántara	1410,783	0,000	97,410
Proa Cántara	2280,679	0,000	97,079
Mamparo de bow thruster	2456,560	0,000	83,836
Mamparo de colisión	1077,459	0,000	23,591

Por lo tanto, los centros de gravedad globales son:

Tabla 65. Posiciones de los centros de gravedad globales.

XCG (m)	77,328
YCG (m)	0,000
ZCG (m)	4,780

Peso y CDG de las superestructuras

La draga proyecto dispone de dos superestructuras: una a popa donde se aloja el guardacalor, y el grupo diésel generador de emergencia y la de proa donde se encuentra la habilitación y el puente de gobierno.

Se determina el peso correspondiente a la superestructura de popa y a la acomodación de proa en función de las siguientes estimaciones:

- 0,065 t/m³ en las casetas más baja.
- 0,055 t/m³ en las casetas superpuestas.
- 0,040 t/m³ en el puente de gobierno.

A continuación, se presentan los pesos de la superestructura de popa:

Peso en rosca y centro de gravedad

Tabla 66. Pesos de la superestructura de popa.

Zona de popa	Área (m ²)	h (m)	Volumen (m ³)	P (t)
Primera cubierta	172,400	1,900	327,560	18,016
Segunda cubierta	33,800	2,500	84,500	4,648
Tercera cubierta	33,800	2,500	84,500	4,648
Cuarta cubierta	33,800	2,500	84,500	4,648

Entonces, el peso total de la superestructura de popa es:

$$P_t = 31,958 t \quad (12.19)$$

Los centros de gravedad son:

Zona de popa	X _G (m)	X _G · P (m · t)	Y _G (m)	Y _G · P (m · t)	Z _G (m)	Z _G · P (m · t)
Primera cubierta	23,700	426,974	2,000	36,032	10,050	181,059
Segunda cubierta	27,300	126,877	1,000	4,648	12,250	56,932
Tercera cubierta	27,300	126,877	1,000	4,648	14,750	68,551
Cuarta cubierta	27,300	126,877	1,000	4,648	17,250	80,169

Entonces los centros de gravedad globales son:

$$XC_G = 25,271 m \quad (12.20)$$

$$YC_G = 1,564 m \quad (12.21)$$

$$ZC_G = 12,1 m \quad (12.22)$$

Por otro lado, se presentan los datos calculados correspondientes a la superestructura de proa:

Tabla 67. Pesos de la superestructura de proa.

Zona de proa	Área (m ²)	h (m)	Volumen (m ³)	P (t)
Primera cubierta	258,230	1,900	490,637	31,891
Segunda cubierta	105,000	2,500	262,500	14,438
Tercera cubierta	94,500	2,500	236,250	12,994
Cuarta cubierta	81,130	2,500	202,825	13,386
Puente de gobierno	81,130	2,500	202,825	8,113

El peso total de la superestructura de proa es:

$$P_t = 80,822 t \quad (12.23)$$

Los centros de gravedad correspondientes se presentan en la siguiente tabla:

Peso en rosca y centro de gravedad

Tabla 68. Posiciones de los centros de gravedad de la superestructura de proa.

Zona de proa	$X_G (m)$	$X_G \cdot P (m \cdot t)$	$Y_G (m)$	$Y_G \cdot P (m \cdot t)$	$Z_G (m)$	$Z_G \cdot P (m \cdot t)$
Primera cubierta	96,850	3088,68257	0,000	0	10,050	320,5086203
Segunda cubierta	96,850	1398,27188	0,000	0	12,250	176,859375
Tercera cubierta	96,850	1258,44469	0,000	0	14,750	191,6578125
Cuarta cubierta	97,200	1301,16294	0,000	0	17,250	230,9162625
Puente de gobierno	97,200	788,5836	0,000	0	19,750	160,23175

Por lo que, los centros de gravedad globales son:

$$XC_G = 96,943 \text{ m} \quad (12.24)$$

$$YC_G = 0,000 \text{ m} \quad (12.25)$$

$$ZC_G = 13,365 \text{ m} \quad (12.26)$$

Por último, se presentan los pesos obtenidos de la chimenea y el guardacalor, se han estimado como si fueran casetas superpuestas:

Tabla 69. Pesos del guardacalor y la chimenea.

Zona	Área (m^2)	Altura (m)	Volumen (m^3)	Peso (t)
Guardacalor	4,000	9,400	37,600	2,068
Chimenea	3,142	3,000	9,425	0,518

El peso total del guardacalor y la chimenea es:

$$P_t = 2,586 \text{ t} \quad (12.27)$$

Los centros de gravedad correspondientes son:

Tabla 70. Posiciones de los centros de gravedad del guardacalor y la chimenea.

Zona	$X_G (m)$	$X_G \cdot P (m \cdot t)$	$Y_G (m)$	$Y_G \cdot P (m \cdot t)$	$Z_G (m)$	$Z_G \cdot P (m \cdot t)$
Guardacalor	28,340	58,607	0,000	0,000	13,800	28,538
Chimenea	27,120	14,058	0,000	0,000	20,010	10,372

Por lo tanto, los centros de gravedad globales son:

$$XC_G = 28,095 \text{ m} \quad (12.28)$$

$$YC_G = 0,000 \text{ m} \quad (12.29)$$

Peso en rosca y centro de gravedad

$$ZC_G = 15,045 \text{ m} \quad (12.30)$$

3. Peso de los tanques no estructurales

Los tanques estructurales aportan de forma significativa al peso total de la estructura, por lo que es necesario tenerlos en cuenta en la estimación global. En el buque proyecto, la mayoría de estos tanques se sitúan a babor y estribor a lo largo de la cántara, mientras que otros se encuentran en el doble fondo de la cámara de máquinas y algunos adicionales en el doble fondo de proa.

Para estimar su peso, se aplica una relación proporcional entre el volumen del tanque y un coeficiente de corrección obtenido a partir del Proyecto Fin de Máster-71, de acuerdo con la siguiente expresión:

$$P_{\text{tanque}} = 0,048 \cdot V_{\text{tanque}} \quad (12.31)$$

Todos los volúmenes y sus posiciones del CDG se han calculado a partir de la disposición general realizada en Autocad. A continuación, se presenta una tabla con los resultados obtenidos de los pesos de los tanques no estructurales, así como de sus centros de gravedad correspondientes:

Tabla 71. Pesos de los tanques no estructurales.

Tanque no estructural	V (m^3)	P (t)
Tanque de metanol 1 Babor	185,640	8,911
Tanque de metanol 2 Babor	185,640	8,911
Tanque de metanol 3 Babor	185,640	8,911
Tanque de metanol 4 Babor	185,640	8,911
Tanque de metanol 5 Babor	100,900	4,843
Tanque de metanol 1 Estribor	185,640	8,911
Tanque de metanol 2 Estribor	185,640	8,911
Tanque de metanol 3 Estribor	185,640	8,911
Tanque de metanol 4 Estribor	185,640	8,911
Tanque de metanol 5 Estribor	100,900	4,843
Tanque servicio diario babor	12,075	0,5796
Tanque servicio diario estribor	12,075	0,5796
Tanque de servicio diario MBD	12,075	0,5796
Tanque de servicio diario Grupo generador	3,105	0,14904
Tanque de almacén y servicio de emergencia	0,197	0,009456
Tanque de reboses	4,968	0,238464
Tanque de aceite sucio 1	6,9	0,3312
Tanque de aceite sucio 2	6,9	0,3312
Tanque almacén de aceite cilindros 1	2,07	0,09936
Tanque almacén de aceite cilindros 2	2,07	0,09936
Tanque almacén de aceite cilindros 3	0,3105	0,014904
Tanque almacén de aceite cilindros 4	0,207	0,009936
Tanque de aguas aceitosas	2,1735	0,104328
Tanque de agua de lastre	222,67	10,68816

Peso en rosca y centro de gravedad

Tanque de sentinas	8,28	0,39744
Tanque de lodos	6,9	0,3312
Tanque de agua dulce	7,084	0,340032
Tanque de aguas grises 1	23,667	1,136016
Tanque de aguas grises 2	23,667	1,136016
Tanque de aguas negras	23,667	1,136016
Tanque de aceite hidráulico	6,9	0,3312

Por lo que, el peso total de los tanques no estructurales es:

$$P_t = 99,594 t \quad (12.32)$$

A partir de estos datos, se obtienen los datos de los productos de los centros de gravedad con sus respectivos pesos:

Tabla 72. Posiciones de los centros de gravedad de los tanques no estructurales.

Tanque no estructural	$X_G (m)$	$X_G \cdot P (m \cdot t)$	$Y_G (m)$	$Y_G \cdot P (m \cdot t)$	$Z_G (m)$	$Z_G \cdot P (m \cdot t)$
Tanque de metanol 1 Babor	39,240	-8,700	2,600	349,657	-77,523	23,168
Tanque de metanol 2 Babor	53,390	-8,700	2,600	475,743	-77,523	23,168
Tanque de metanol 3 Babor	67,250	-8,700	2,600	599,246	-77,523	23,168
Tanque de metanol 4 Babor	81,310	-8,700	2,600	724,531	-77,523	23,168
Tanque de metanol 5 Babor	90,000	-8,620	2,600	435,888	-41,748	12,592
Tanque de metanol 1 Estribor	39,240	8,700	2,600	349,657	77,523	23,168
Tanque de metanol 2 Estribor	53,390	8,700	2,600	475,743	77,523	23,168
Tanque de metanol 3 Estribor	67,250	8,700	2,600	599,246	77,523	23,168
Tanque de metanol 4 Estribor	81,310	8,700	2,600	724,531	77,523	23,168
Tanque de metanol 5 Estribor	90,000	8,620	2,600	435,888	41,748	12,592
Tanque servicio diario babor	22,5	-5,748	0,575	13,041	-3,332	0,333
Tanque servicio diario estribor	22,5	5,748	0,575	13,041	3,332	0,333
Tanque de servicio diario MBD	22,5	0	0,575	13,041	0,000	0,333
Tanque de servicio diario Grupo generador	14,7	0	0,575	2,191	0,000	0,086
Tanque de almacén y servicio de emergencia	17,9	4,549	9,225	0,169	0,043	0,087
Tanque de reboses	18,6	0	0,575	4,435	0,000	0,137
Tanque de aceite sucio 1	18,3	-2,926	0,575	6,061	-0,969	0,190
Tanque de aceite sucio 2	18,3	2,926	0,575	6,061	0,969	0,190
Tanque almacén de aceite cilindros 1	25,8	-5,749	0,575	2,563	-0,571	0,057
Tanque almacén de aceite cilindros 2	25,8	5,749	0,575	2,563	0,571	0,057
Tanque almacén de aceite cilindros 3	26,1	0,000	0,575	0,389	0,000	0,009
Tanque almacén de aceite cilindros 4	12,9	0,000	0,575	0,128	0,000	0,006
Tanque de aguas aceitosas	16,5	0,000	0,575	1,721	0,000	0,060
Tanque de agua de lastre	103,305	0	3,15	1104,140	0,000	33,668
Tanque de sentinas	18,3	-5,748	0,575	7,273	-2,284	0,229
Tanque de lodos	18,3	5,748	0,575	6,061	1,904	0,190
Tanque de agua dulce	87,9	-5,9	0,575	29,889	-2,006	0,196
Tanque de aguas grises 1	95,95	-4,9	0,575	109,001	-5,566	0,653

Peso en rosca y centro de gravedad

Tanque de aguas grises 2	95,95	4,9	0,575	109,001	5,566	0,653
Tanque de aguas negras	88,95	4,9	0,575	101,049	5,566	0,653
Tanque de aceite hidráulico	14,7	-2,925	0,575	4,869	-0,969	0,190

Por lo tanto, se pueden calcular los centros de gravedad globales a esta partida:

$$XC_G = 67,341 \text{ m} \quad (12.33)$$

$$YC_G = 0,023 \text{ m} \quad (12.34)$$

$$ZC_G = 2,499 \text{ m} \quad (12.35)$$

4. Peso de la maquinaria

Todos los datos obtenidos en esta partida se recogen de distintos catálogos de productos marinos, excepto para el peso de las hélices y las líneas de ejes que se estiman a través de las siguientes expresiones:

$$P_{hélices} = N \cdot a \cdot D^3 \quad (12.36)$$

Donde:

N , es el número de hélices que tiene instaladas el buque proyecto, 2.

a , es un factor que depende del paso y es de paso variable, 0,120.

D , es el diámetro estimado de las hélices instaladas, 4 m.

Sustituyendo:

$$P_{hélices} = 2 \cdot 0,12 \cdot 4^3 = 15,36 \text{ t} \quad (12.36)$$

Por lo tanto, cada hélice dispone de un peso estimado de 7,68 t.

$$P_{ejes} = N_{ejes} \cdot L_{eje} \cdot 0,081 \cdot \left(\frac{N_{MP} \cdot B_{MP}}{N_{hélices} \cdot RPM} \right)^{2/3} \quad (12.37)$$

Donde:

N_{ejes} , es el número de ejes, 2.

L_{eje} , es la longitud de una línea de ejes, 17,5 m.

N_{MP} , es el número de motores principales, 2.

B_{MP} , es la potencia de un motor principal, 5220 kW.

$N_{hélices}$, es el número de hélices, 2.

RPM , son las revoluciones por minuto de la hélice, 1500 rpm.

Sustituyendo:

Peso en rosca y centro de gravedad

$$P_{ejes} = 2 \cdot 17,5 \cdot \left(\frac{2 \cdot 5220}{2 \cdot 1500} \right)^{\frac{2}{3}} = 6,51 t \quad (12.37)$$

Por lo tanto, cada línea de ejes dispone de un peso estimado de 3,26 t.

A continuación, se presentan todos los pesos que corresponden con la partida de la maquinaria en el buque proyecto:

Tabla 73. Pesos de la maquinaria instalada en el buque proyecto.

Maquinaria instalada a bordo	P (t)
Motor wärtsila 9L32 Babor	51,200
Motor wärtsila 9L32 Estribor	51,200
Motor wärtsila 6L32	35,100
Grupo Gen. Wärtsila 6L20DF	18,000
Motor Volvo D13 MG / S5L1MD41	3,315
Servotimon Babor	2,000
Servotimon Estribor	2,000
Hélice babor	7,680
Hélice estribor	7,680
Timón de babor	3,000
Timón de estribor	3,000
Línea de ejes FB babor	3,255
Línea de ejes FB estribor	3,255
Botella de aire comprimido 1	0,274
Botella de aire comprimido 2	0,274
Compresor 1	1,000
Compresor 2	1,000
Bomba de RC AD 1	0,300
Bomba de RC AD 2	0,300
Bomba de RC AS 1	0,400
Bomba de RC AS 2	0,400
Intercambiador de calor AD/AS 1	0,880
Intercambiador de calor AD/AS 2	0,880
Intercambiador de calor AD/AS 3	0,880
Sistema de ventilación	9,000
Sistema de gases de exh.	3,000
Bomba CI 1	0,300
Bomba CI 2	0,300
Bomba CI 3	0,300
Bomba CI emergencia	0,150
Bomba CI Sist. Fijos 1	2,000
Bomba CI Sist. Fijos 2	2,000
Bomba CI Sist. Fijos 3	2,000

Peso en rosca y centro de gravedad

Tubería de succión	37,500
Grúa de popa de la TS	10,000
Grúa del medio de la TS	8,000
Grúa de proa de la TS	10,000
Desgasificador	0,500
Compensador de olas 1	0,250
Compensador de olas 2	0,250
Compensador de olas 3	0,250
Bomba de dragado	7,000
Rebosamiento	10,000
Tubería de dragado en el buque	100,000
Bomba de aceite hidráulico 1	0,150
Bomba de aceite hidráulico 2	0,150
Generador de gas inerte	3,000
Compresor de gas inerte 1	1,500
Compresor de gas inerte 2	1,500
Ventiladores gas inerte (3)	4,500
Ancla proa babor	7,350
Ancla proa estribor	7,350
Dispositivos radioeléctricos	0,500
Dispositivos de salvamento	4,000
Grúa de cubierta	12,000
Bomba de lastre 1	0,300
Bomba de lastre 2	0,300
Tratamiento de agua de lastre	0,900
Bomba de sentinas 1	0,150
Bomba de sentinas 2	0,150
Bomba auxiliar de sentinas	0,050
Separador de sentinas	0,200
Bomba de lodos 1	0,300
Bomba de lodos 2	0,300
Bomba CI acomodación 1	0,400
Bomba CI acomodación 2	0,400
Tanque hidróforo	0,300
Bomba AF 1	0,300
Bomba AF 2	0,300
Bomba AC 1	0,300
Bomba AC 2	0,300
Bomba de Aguas grises 1	0,150
Bomba de Aguas grises 2	0,150
Bomba de aguas negras 1	0,150
Bomba de aguas negras 2	0,150

Peso en rosca y centro de gravedad

Bomba de metanol Estribor	0,300
Bomba de metanol Babor	0,300
Bomba de metanol central	0,300
Bomba de metanol Generador	0,300
Propulsor de proa	4,000

Entonces, el peso total de la maquinaria es:

$$P_t = 452,823 \text{ t} \quad (12.38)$$

Los datos correspondientes de sus centros de gravedad y su producto con sus respectivos pesos son:

Maquinaria instalada a bordo	$X_G (m)$	$X_G \cdot P (m \cdot t)$	$Y_G (m)$	$Y_G \cdot P (m \cdot t)$	$Z_G (m)$	$Z_G \cdot P (m \cdot t)$
Motor wärtsila 9L32 Babor	21,755	1113,856	-5,748	-294,298	2,611	133,683
Motor wärtsila 9L32 Estribor	21,755	1113,856	5,748	294,298	2,611	133,683
Motor wärtsila 6L32	2,130	74,763	0,100	3,510	2,611	91,646
Grupo Gen. Wärtsila 6L20DF	16,310	293,580	0,000	0,000	2,481	44,649
Motor Volvo D13 MG / S5L1MD41	24,150	80,057	6,112	20,261	9,990	33,117
Servotimon Babor	0,000	0,000	-5,748	-11,496	5,950	11,900
Servotimon Estribor	0,000	0,000	5,748	11,496	5,950	11,900
Hélice babor	1,842	14,147	-5,748	-44,145	1,560	11,981
Hélice estribor	1,842	14,147	5,748	44,145	1,560	11,981
Timón de babor	0,000	0,000	-5,748	-17,244	1,560	4,680
Timón de estribor	0,000	0,000	5,748	17,244	1,560	4,680
Línea de ejes FB babor	15,400	50,127	-5,748	-18,710	1,560	5,078
Línea de ejes FB estribor	15,400	50,127	5,748	18,710	1,560	5,078
Botella de aire comprimido 1	25,920	7,102	-5,478	-1,501	2,210	0,606
Botella de aire comprimido 2	25,920	7,102	-5,478	-1,575	2,210	0,606
Compresor 1	25,920	25,920	-8,029	-8,029	1,900	1,900
Compresor 2	25,920	25,920	8,029	8,029	1,900	1,900
Bomba de RC AD 1	27,440	8,232	7,841	2,352	1,450	0,435
Bomba de RC AD 2	28,310	8,493	7,841	2,352	1,450	0,435
Bomba de RC AS 1	29,190	11,676	7,841	3,136	1,450	0,580
Bomba de RC AS 2	30,060	12,024	7,841	3,136	1,450	0,580
Intercambiador de calor AD/AS 1	27,540	24,235	9,530	8,386	1,988	1,749
Intercambiador de calor AD/AS 2	28,750	25,300	9,530	8,386	1,988	1,749
Intercambiador de calor AD/AS 3	29,850	26,268	9,530	8,386	1,988	1,749
Sistema de ventilación	19,200	172,800	0,000	0,000	5,000	45,000
Sistema de gases de exh.	25,340	76,020	0,375	1,125	10,700	32,100
Bomba CI 1	17,250	5,175	10,650	3,195	5,500	1,650
Bomba CI 2	18,325	5,498	10,650	3,195	5,500	1,650
Bomba CI 3	19,400	5,820	10,650	3,195	5,500	1,650
Bomba CI emergencia	16,251	2,438	10,650	1,598	5,350	0,803

Peso en rosca y centro de gravedad

Bomba CI Sist. Fijos 1	87,574	175,148	0,998	1,996	5,800	11,600
Bomba CI Sist. Fijos 2	87,574	175,148	1,998	3,996	5,800	11,600
Bomba CI Sist. Fijos 3	87,574	175,148	2,998	5,996	5,800	11,600
Tubería de succión	23,420	878,250	-10,150	-380,625	12,000	450,000
Grúa de popa de la TS	7,256	72,560	-9,600	-96,000	12,500	125,000
Grúa del medio de la TS	25,260	202,080	-9,600	-76,800	12,500	100,000
Grúa de proa de la TS	46,250	462,500	-9,241	-92,410	12,500	125,000
Desgasificador	34,440	17,220	-8,371	-4,186	12,000	6,000
Compensador de olas 1	15,236	3,809	-5,160	-1,290	11,250	2,813
Compensador de olas 2	42,210	10,553	-7,195	-1,799	11,250	2,813
Compensador de olas 3	61,050	15,263	-7,394	-1,849	11,250	2,813
Bomba de dragado	28,754	201,278	0,000	0,000	2,650	18,550
Rebosamiento	79,500	795,000	0,000	0,000	4,925	49,250
Tubería de dragado en el buque	64,075	6407,500	6,700	670,000	12,000	1200,000
Bomba de aceite hidráulico 1	9,800	1,470	-10,573	-1,586	5,350	0,803
Bomba de aceite hidráulico 2	10,600	1,590	-10,573	-1,586	5,350	0,803
Generador de gas inerte	90,700	272,100	-2,164	-6,492	1,900	5,700
Compresor de gas inerte 1	88,070	132,105	-3,064	-4,596	1,900	2,850
Compresor de gas inerte 2	88,070	132,105	-1,264	-1,896	1,900	2,850
Ventiladores gas inerte (3)	91,400	411,300	-3,500	-15,750	5,000	22,500
Ancla proa babor	102,950	756,683	-5,955	-43,769	10,500	77,175
Ancla proa estribor	102,950	756,683	5,955	43,769	10,500	77,175
Dispositivos radioeléctricos	93,660	46,830	0,000	0,000	21,000	10,500
Dispositivos de salvamento	91,850	367,400	0,000	0,000	11,000	44,000
Grúa de cubierta	15,890	190,680	5,000	60,000	13,800	165,600
Bomba de lastre 1	87,330	26,199	-5,940	-1,782	1,450	0,435
Bomba de lastre 2	91,386	27,416	-5,940	-1,782	1,450	0,435
Tratamiento de agua de lastre	89,275	80,348	-5,900	-5,310	1,900	1,710
Bomba de sentinas 1	11,600	1,740	-10,570	-1,586	5,500	0,825
Bomba de sentinas 2	12,400	1,860	-10,570	-1,586	5,500	0,825
Bomba auxiliar de sentinas	13,400	0,670	-10,570	-0,529	5,350	0,268
Separador de sentinas	14,700	2,940	-10,570	-2,114	5,600	1,120
Bomba de lodos 1	14,450	4,335	10,670	3,201	5,500	1,650
Bomba de lodos 2	15,250	4,575	10,670	3,201	5,500	1,650
Bomba CI acomodación 1	97,890	39,156	-6,109	-2,444	1,450	0,580
Bomba CI acomodación 2	97,890	39,156	6,109	2,444	1,450	0,580
Tanque hidróforo	92,400	27,720	9,480	2,844	6,700	2,010
Bomba AF 1	90,400	27,120	9,980	2,994	5,500	1,650
Bomba AF 2	91,400	27,420	9,980	2,994	5,500	1,650
Bomba AC 1	92,900	27,870	7,680	2,304	5,500	1,650
Bomba AC 2	92,900	27,870	8,480	2,544	5,500	1,650
Bomba de Aguas grises 1	96,300	14,445	-6,220	-0,933	1,450	0,218

Peso en rosca y centro de gravedad

Bomba de Aguas grises 2	96,300	14,445	6,220	0,933	1,450	0,218
Bomba de aguas negras 1	87,770	13,166	6,118	0,918	1,450	0,218
Bomba de aguas negras 2	88,570	13,286	6,118	0,918	1,450	0,218
Bomba de metanol Estribor	22,664	6,799	8,094	2,428	1,650	0,495
Bomba de metanol Babor	22,664	6,799	-8,094	-2,428	1,650	0,495
Bomba de metanol central	25,726	7,718	2,880	0,864	1,450	0,435
Bomba de metanol Generador	12,751	3,825	2,880	0,864	1,450	0,435
Propulsor de proa	99,800	399,200	0,000	0,000	1,500	6,000

Por lo que, se puede estimar los centros de gravedad globales a esta partida:

$$XC_G = 37,015 \text{ m} \quad (12.39)$$

$$YC_G = 0,294 \text{ m} \quad (12.40)$$

$$ZC_G = 6,964 \text{ m} \quad (12.41)$$

5. Otros pesos

Los pesos de tripulación y pertrechos forman parte de las cargas variables del buque y deben considerarse en el balance total de pesos para determinar correctamente su desplazamiento y posición del centro de gravedad.

En primer lugar, para el peso de la tripulación se estima un peso por tripulante de 100 kg y el buque se proyecta para una dotación total de 14 *personas*.

$$P_{tripulación} = 100 \cdot 14 = 1,4 \text{ t} \quad (12.42)$$

En segundo lugar, para calcular el peso de los pertrechos se estima que el consumo de comida por persona es de 5 kg, además se diseña para que la navegación dure alrededor de 14 *días*.

$$P_{tripulación} = 5 \cdot 14 \cdot 14 = 0,98 \text{ t} \quad (12.43)$$

A continuación, se incluye una tabla resumen que presenta los pesos estimados y las posiciones de los centros de gravedad correspondientes a las partidas de tripulación y pertrechos:

Tabla 74. Pesos y centros de gravedad de la tripulación y pertrechos.

Otros pesos	P (t)	X_G (m)	Y_G (m)	Z_G (m)
Tripulación	1,400	93,850	0,000	12,550

Peso en rosca y centro de gravedad

Pertrechos	0,980	90,000	-7,302	7,150
------------	-------	--------	--------	-------

A partir de estos valores, se puede calcular el peso total y los centros de gravedad globales:

$$P_t = 2,38 t \quad (12.44)$$

$$XC_G = 92,265 m \quad (12.45)$$

$$YC_G = -3,007 m \quad (12.46)$$

$$ZC_G = 10,326 m \quad (12.47)$$

6. Peso total y Centro de gravedad

En este apartado se recopilan y presentan las partidas de peso obtenidas en los apartados anteriores, con el propósito de determinar el peso en rosca total del buque. Este valor constituye un parámetro esencial para la posterior introducción de datos en el software Maxsurf Stability, donde se llevarán a cabo los cálculos de estabilidad intacta y la verificación de los criterios reglamentarios aplicables.

Cada componente estructural, sistema o equipo ha sido analizado individualmente para estimar tanto su peso como la posición de su centro de gravedad, gracias al plano de Disposición General realizado en AutoCAD.

A continuación, se presentan las tablas que recogen de forma resumida los pesos y las coordenadas de sus respectivos centros de gravedad, correspondientes a los elementos que conforman la estructura y la maquinaria del buque proyecto.

Tabla 75. Pesos y centros de gravedad para las partidas de acero estructural.

Partidas del acero estructural	P(t)	$X_G (m)$	$Y_G (m)$	$Z_G (m)$
Peso total continuo	2656,180	50,350	0,000	4,041
Peso mamparos transversales	100,606	77,328	0,000	4,780
Peso de los locales	115,370	75,545	0,433	13,052
Peso de los tanques no estructurales	99,594	67,341	0,023	2,499

A partir de estos valores, se obtienen el peso total y los centros de gravedad globales al conjunto de estas partidas:

Tabla 76. Peso total y centro de gravedad global del acero estructural.

Peso total del acero estructural	P(t)	$X_G (m)$	$Y_G (m)$	$Z_G (m)$
	2971,750	52,811	0,018	4,365

Por otro lado, se presentan de nuevo los resultados finales asociados a los componentes de la maquinaria, organizados en formato de tabla:

Peso en rosca y centro de gravedad

Tabla 77. Peso y centro de gravedad para la partida de maquinaria.

Peso total de la maquinaria	P(t)	$X_G (m)$	$Y_G (m)$	$Z_G (m)$
	452,823	37,015	0,294	6,964

Por último, la combinación de ambas partidas, correspondientes a los pesos estructurales y de maquinaria, permite obtener el peso en rosca total del buque proyecto. En la siguiente tabla se presenta dicho valor junto con las coordenadas de su centro de gravedad final que es el resultado de la integración de todos los elementos que se han considerado.

Tabla 78. Peso en rosca y su centro de gravedad

Peso en rosca total	P(t)	$X_G (m)$	$Y_G (m)$	$Z_G (m)$
	3424,573	50,722	0,054	4,674

En la fase de diseño preliminar de un buque se aplica habitualmente un margen del 10% sobre el peso en rosca total para cubrir las incertidumbres de las estimaciones iniciales. Este margen actúa como factor de seguridad y con el objetivo de compensar las posibles diferencias entre las estimaciones teóricas y el peso real. De esta forma, se obtiene una estimación más realista y conservadora que mejora la fiabilidad de los cálculos de estabilidad.

Tabla 79. Margen del 10% al peso en rosca final.

Peso en rosca final (10%)	P(t)	$X_G (m)$	$Y_G (m)$	$Z_G (m)$
	3767,031	50,722	0,054	4,674



Peso en rosca y centro de gravedad



Capítulo 13

Estabilidad transversal intacta

En el presente capítulo se lleva a cabo el análisis de la estabilidad transversal intacta del buque, tomando como base la distribución de pesos determinada en el capítulo anterior y empleando para ello el software Maxsurf Stability.

Para la evaluación de los resultados se aplican los criterios de estabilidad establecidos en el Código DR-68, normativa específica para dragas de succión con tolva, que define los requisitos mínimos que deben cumplirse para garantizar la seguridad y el comportamiento estable del buque en condición intacta.

1. Estabilidad intacta

La estabilidad intacta del buque debe ser adecuada para garantizar el cumplimiento de los criterios establecidos en el Código DR-68, evaluándose en cada una de las condiciones de carga definidas en el apartado 6.1.2 y aplicando el método de cálculo descrito en el apartado 6.1.1.

Método de cálculo

De acuerdo con el apartado 6.1.1 del Código DR-68, los cálculos de las curvas de brazos adrizantes que se debe tener en cuenta:

- El cambio de trimado debido a la escora.
- En el caso de una tolva abierta, la entrada de agua de mar o la salida de líquido de la carga y agua de mar por el borde de la tolva.
- La entrada de agua de mar a través de cualquier rebosadero, aliviadero o puerto de descarga ya sea en el borde inferior de cualquiera de las aberturas o en interfaz de carga/agua de mar, cualquiera que sea menor.
- La salida de la carga sólo se produce por el borde de la salida de la tolva cuando este borde tiene una longitud de al menos el 50% de la longitud máxima de la tolva a una altura constante por encima de la cubierta de francobordo a ambos lados de la tolva.

Condiciones de carga

Se deben considerar las siguientes condiciones de carga, abarcando todo el rango de densidades de carga, para los cálculos de la estabilidad intacta.

Estado de carga: Líquida.

Los cálculos deben realizarse para cada una de las condiciones de carga a) y b) considerando:

- El buque cargado hasta la línea de carga de la draga,
 - La carga considerada como líquido.
- a) La cántara completamente llena con una carga homogénea de densidad ρ_m (kg/m^3) hasta el borde de desbordamiento de la cántara:

Estabilidad transversal intacta

$$\rho_m = \frac{M_1}{V_1} \quad (13.1)$$

Donde:

M_1 , es la masa de la carga en la cántara cuando el buque está cargado hasta la línea de carga de la draga, expresada en kg .

V_1 , es el volumen de la cántara hasta el borde de desbordamiento, expresado en m^3 .

Los cálculos de estabilidad se realizan considerando las condiciones de provisiones y combustible al 100%, al 10% y, en caso de que exista, una condición intermedia si resulta más crítica que las dos anteriores.

b) La cántara llena o parcialmente llena con una carga homogénea de densidades iguales a 1000, 1200, 1400, 1600, 1800 y 2000 kg/m^3 .

Cuando no sea posible alcanzar la línea de carga de la draga debido a la densidad de la carga, la cántara se considerará llena hasta el borde de desbordamiento.

Los cálculos de estabilidad se realizan para la condición de provisiones y combustible que resulte más crítica para cumplir con los criterios de estabilidad, considerando la densidad ρ_m (kg/m^3) tal como se describe en el apartado a).

Estado de carga: Sólida.

Los cálculos de estabilidad deben realizarse para cada una de las condiciones a) y b) considerando:

- El buque cargado hasta la línea de carga de la draga,
- La carga considerada como sólida.

a) La cántara completamente llena con una carga homogénea de densidad ρ_m (kg/m^3) hasta el borde de desbordamiento, tal como se calcula en el apartado 6.1.2.1 a).

Los cálculos de estabilidad se realizan para las condiciones de provisiones y combustible al 100%, al 10% y, en caso de existir, una condición intermedia si resulta más crítica que las anteriores.

b) La cántara llena o parcialmente llena con una carga homogénea de densidades 1400, 1600, 1800, 2000 y 2200 kg/m^3 , superiores a ρ_m (kg/m^3).

Los cálculos de estabilidad se realizan para la condición de provisiones y combustible que resulte más crítica para cumplir los criterios de estabilidad, considerando la densidad ρ_m (kg/m^3) descrita en a).

c) Para dragas equipadas con puertas en el fondo o mecanismos similares en babor y estribor, se debe realizar un cálculo adicional considerando la descarga asimétrica, tal como se describe a continuación:

Se asume que la draga está cargada hasta la línea de carga de la draga con una carga sólida de densidad 1900 kg/m^3 ; durante la descarga, se considera que el 20% de la carga total de la cántara se descarga únicamente en un lado de la línea central longitudinal de la cántara, distribuyéndose horizontalmente de manera uniforme en el lado de descarga.

En esta situación se deben cumplir los siguientes criterios:

Estabilidad transversal intacta

- El ángulo de equilibrio no debe superar los 25°.
- El brazo adrizante (GZ), en el rango de 30° más allá del ángulo de equilibrio, debe ser como mínimo 0,10 m.
- El rango de estabilidad no debe ser inferior a 30°.

Sin carga

Los cálculos de estabilidad deben realizarse para la cántara sin carga, con el sistema de descarga en el fondo abierto al mar, considerando las condiciones de provisiones y combustible al 100%, al 10% y, en caso de existir, una condición intermedia si resulta más crítica que las dos anteriores.

Criterios de la estabilidad intacta

Para las condiciones de carga estipuladas en el apartado 6.1.2, la draga deberá cumplir los siguientes criterios de estabilidad intacta, excepto en los casos de descarga asimétrica, para los cuales se aplicarán los criterios del apartado 6.1.2.2 (c):

- El área bajo la curva del brazo adrizante (GZ) no deberá ser inferior a 0,07 m · rad hasta un ángulo de 15° cuando el GZ máximo ocurra a 15°, y 0,055 m · rad hasta un ángulo de 30° cuando el GZmax ocurra a 30° o más.
- Si el GZ máximo ocurre a ángulos entre 15° y 30°, el área correspondiente bajo la curva de GZ deberá calcularse como:

$$0,055 + 0,001 \cdot (30 - \theta_{m\acute{a}x}) m \cdot rad \quad (13.2)$$

- El área bajo la curva de GZ entre los ángulos de escora de 30° a 40°, o entre 30° y θ_f si este último es menor que 40°, no deberá ser inferior a 0,03 m · rad.
- El brazo adrizante GZ deberá ser al menos 0,20 m para un ángulo de escora igual o superior a 30°.
- El brazo adrizante máximo deberá ocurrir a un ángulo de escora no inferior a 15° y la altura metacéntrica inicial (GM_0), corregida por el efecto de superficie libre de los tanques y de la cántara que contenga líquido, no deberá ser inferior a 0,15 m.

$\theta_{m\acute{a}x}$ es el ángulo de escora, en grados, en el que la curva del brazo adrizante alcanza su máximo.

θ_f es el ángulo de escora, en grados, en el que se sumergen las aberturas del casco, superestructura o camarotes que no pueden cerrarse de manera estanca. Al aplicar este criterio, no se consideran las pequeñas aberturas por las que no pueda producirse un inundamiento progresivo.

2. Condiciones de carga a estudiar

En primer lugar, se determina la densidad de diseño a partir de las distintas densidades estudiadas en el capítulo 9 sobre Sistemas de Dragado. Esta densidad se obtiene como una media aritmética de dichas densidades analizadas:

$$\rho_m = \frac{1500 + 1600 + 1800 + 2000 + 2300}{5} = 1840 \text{ kg/m}^3 \quad (13.3)$$

Una vez determinada la densidad de diseño, se definen las condiciones de carga finales para la situación en que la carga se encuentra en estado sólido, ya que será

Estabilidad transversal intacta

suficiente realizar los cálculos de estabilidad únicamente para las densidades superiores a ρ_m (kg/m^3).

Se clasifican las condiciones de carga como:

- Densidad media
- Carga líquida.
- Carga Sólida.
- Sin carga.

Tabla 80. Condiciones de carga con la densidad media.

Condición de carga	Especificación
C. Líquida 1,84 t/m ³ & 10%	Densidad media líquida y 10% pertrechos
C. Líquida 1,84 t/m ³ & 100%	Densidad media líquida y 100% pertrechos
C. Sólida 1,84 t/m ³ & 10%	Densidad media sólida y 10% pertrechos
C. Sólida 1,84 t/m ³ & 100%	Densidad media sólida y 10% pertrechos

Tabla 81. Condiciones de carga con la carga líquida.

Condición de carga	Especificación
C. Líquida 1,0 t/m ³ & 10%	Carga líquida con densidad 1,0 t/m ³ y 10% pertrechos
C. Líquida 1,2 t/m ³ & 10%	Carga líquida con densidad 1,2 t/m ³ y 10% pertrechos
C. Líquida 1,4 t/m ³ & 10%	Carga líquida con densidad 1,4 t/m ³ y 10% pertrechos
C. Líquida 1,6 t/m ³ & 10%	Carga líquida con densidad 1,6 t/m ³ y 10% pertrechos
C. Líquida 1,8 t/m ³ & 10%	Carga líquida con densidad 1,8 t/m ³ y 10% pertrechos
C. Líquida 2,0 t/m ³ & 10%	Carga líquida con densidad 2,0 t/m ³ y 10% pertrechos

Tabla 82. Condiciones de carga con la carga sólida.

Condición de carga	Especificación
C. Sólida 2,0 t/m ³ & 10%	Carga sólida con densidad 2,0 t/m ³ y 10% pertrechos
C. Sólida 2,2 t/m ³ & 10%	Carga sólida con densidad 2,2 t/m ³ y 10% pertrechos

Tabla 83. Condiciones de carga sin carga.

Condición de carga	Especificación
C. sin carga & 10%	Sin carga y 10% pertrechos
C. sin carga & 100%	Sin carga y 100% pertrechos

3. Resultados de la estabilidad intacta

A continuación, se presentan los resultados obtenidos para las distintas condiciones de carga. La versión utilizada del programa Maxsurf Stability no permite aplicar los criterios establecidos en el apartado Criterios de estabilidad intacta. No obstante, se han comprobado que todos ellos cumplen y con un amplio margen de seguridad.

En cuanto a los resultados, se muestran una tabla con los valores obtenidos, la curva de brazo adrizante y el cumplimiento del código A.749 para cada situación.

Estabilidad transversal intacta

- Condición Líquida $1,84 \text{ t/m}^3$ & 10%

Tabla 84. Datos obtenidos de la estabilidad transversal intacta para la condición líquida $1,84 \text{ t/m}^3$ & 10% de pertrechos.

deg	-30	-20	-10	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
GZ m	-3,28	-2,61	-1,34	-0,02	2,57	3,17	2,13	0,59	-1,07	-2,55	-3,49	-2,87	0,02
Area under GZ curve m,deg	56,57	26,76	6,71	0,00	25,95	88,21	142,47	170,11	165,31	128,67	67,01	-0,97	-30,85
Displacement t	9635,00	9635,00	9635,00	9635,00	9635,00	9635,00	9635,00	9635,00	9635,00	9635,00	9635,00	9635,00	9635,00
Wetted Area m ²	3013,97	2939,35	2957,71	2956,10	2939,28	3041,44	3033,14	3028,38	3031,11	3032,34	3040,19	3156,77	3231,28
Waterpl, Area m ²	1766,74	2222,27	2284,14	2275,77	2222,00	1408,76	1061,29	927,24	924,85	1048,41	1391,90	2168,54	2386,52
LCB from zero pt, (+ve fwd) m	56,05	56,00	55,99	55,98	56,01	56,10	56,22	56,32	56,33	56,25	56,14	56,05	56,03
LCF from zero pt, (+ve fwd) m	50,79	50,98	50,13	49,94	50,98	51,36	51,70	51,95	51,93	51,90	51,77	50,67	49,00
Max deck inclination deg	30,03	20,02	10,03	0,63	20,02	40,04	60,05	80,02	99,98	119,93	139,91	159,88	177,79
Trim angle (+ve by stern) deg	-1,73	-1,05	-0,74	-0,63	-1,05	-2,71	-6,12	-20,72	-21,84	-7,36	-3,92	-2,34	-2,21

Tabla 85. Criterios de diseño de estabilidad aplicados en la condición líquida $1,84 \text{ t/m}^3$ & 10% de pertrechos.

Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	%
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 30	3,151	m,deg	55,679	Pass	1666,870
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 40	5,157	m,deg	88,214	Pass	1610,700
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 30 to 40	1,719	m,deg	32,535	Pass	1792,760
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.2: Max GZ at 30 or greater	0,200	m	3,285	Pass	1542,500
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.3: Angle of maximum GZ	25,000	deg	33,600	Pass	34,540
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.4: Initial GMt	0,150	m	7,514	Pass	4909,330



Estabilidad transversal intacta

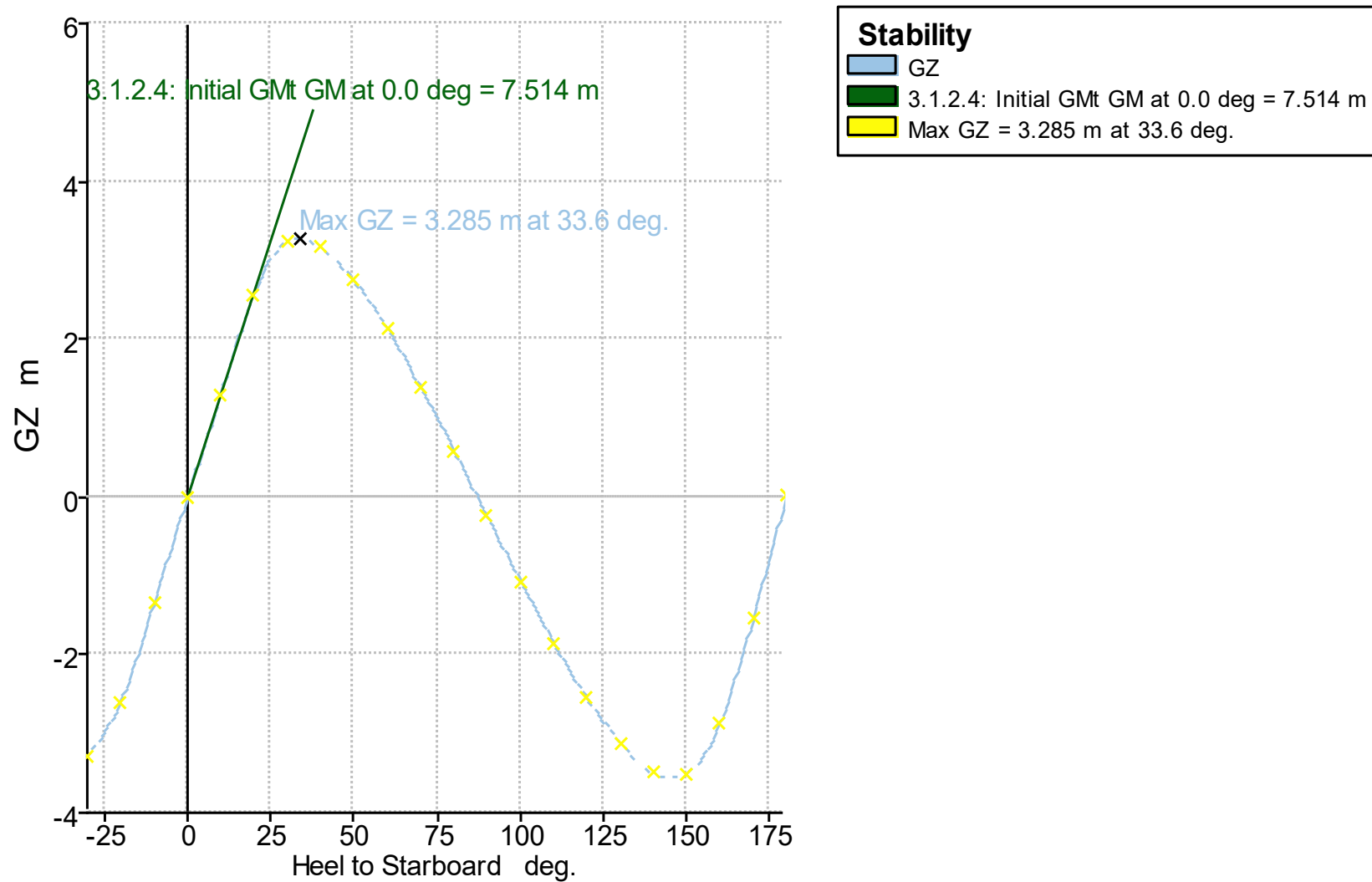


Ilustración 83. Curva de brazo adrizante (GZ) para la condición líquida de 1,84 t/m³ & 10% de pertrechos.

Estabilidad transversal intacta

- Condición Líquida 1,84 t/m³ & 100%

Tabla 86. Datos obtenidos de la estabilidad transversal intacta para la condición líquida 1,84 t/m³ & 100% de pertrechos.

Heel to Starboard	-30,000	-20,000	-10,000	0,000	20,000	40,000	60,000	80,000	100,000	120,000	140,000	160,000	180,000
deg													
GZ m	-0,896	-0,822	-0,548	-0,016	0,795	0,814	0,517	0,116	-0,301	-0,678	-0,934	-0,838	0,016
Area under GZ curve m.deg	18,721	10,037	2,960	0,000	9,427	26,373	39,967	46,371	44,499	34,601	18,170	-0,514	-9,866
Displacement t	15964,000	15965,000	15965,000	15966,000	15964,000	15965,000	15965,000	15964,000	15965,000	15965,000	15964,000	15966,000	15965,000
Wetted Area m ²	4667,162	4565,616	4408,888	4291,197	4563,068	4725,545	4765,460	4776,785	4785,882	4783,705	4768,070	4723,830	4684,002
Waterpl, Area m ²	896,469	1105,223	1357,246	1506,764	1108,952	740,645	562,789	476,501	457,518	514,619	684,378	1050,689	1311,723
LCB from zero pt, (+ve fwd) m	58,182	58,147	58,109	58,096	58,130	58,240	58,362	58,451	58,461	58,375	58,250	58,144	58,112
LCF from zero pt, (+ve fwd) m	29,024	29,655	31,325	32,727	29,737	28,815	28,189	27,475	26,870	26,773	26,814	26,153	25,780
Max deck inclination deg	31,085	21,023	11,157	4,246	21,011	41,148	61,008	80,421	99,560	118,860	138,550	158,312	172,823
Trim angle (+ve by stern) deg	-9,846	-7,036	-5,050	-4,246	-6,994	-13,709	-26,876	-59,785	-60,377	-28,400	-15,405	-9,107	-7,177

Tabla 87. Criterios de diseño de estabilidad aplicados en la condición líquida 1,84 t/m³ & 100% de pertrechos.

Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	%
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 30	3,151	m,deg	17,876	Pass	467,270
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 40	5,157	m,deg	26,373	Pass	411,440
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 30 to 40	1,719	m,deg	8,497	Pass	394,300
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.2: Max GZ at 30 or greater	0,200	m	0,869	Pass	334,500
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.3: Angle of maximum GZ	25,000	deg	30,000	Pass	20,000
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.4: Initial GMT	0,150	m	3,494	Pass	2229,330



Estabilidad transversal intacta

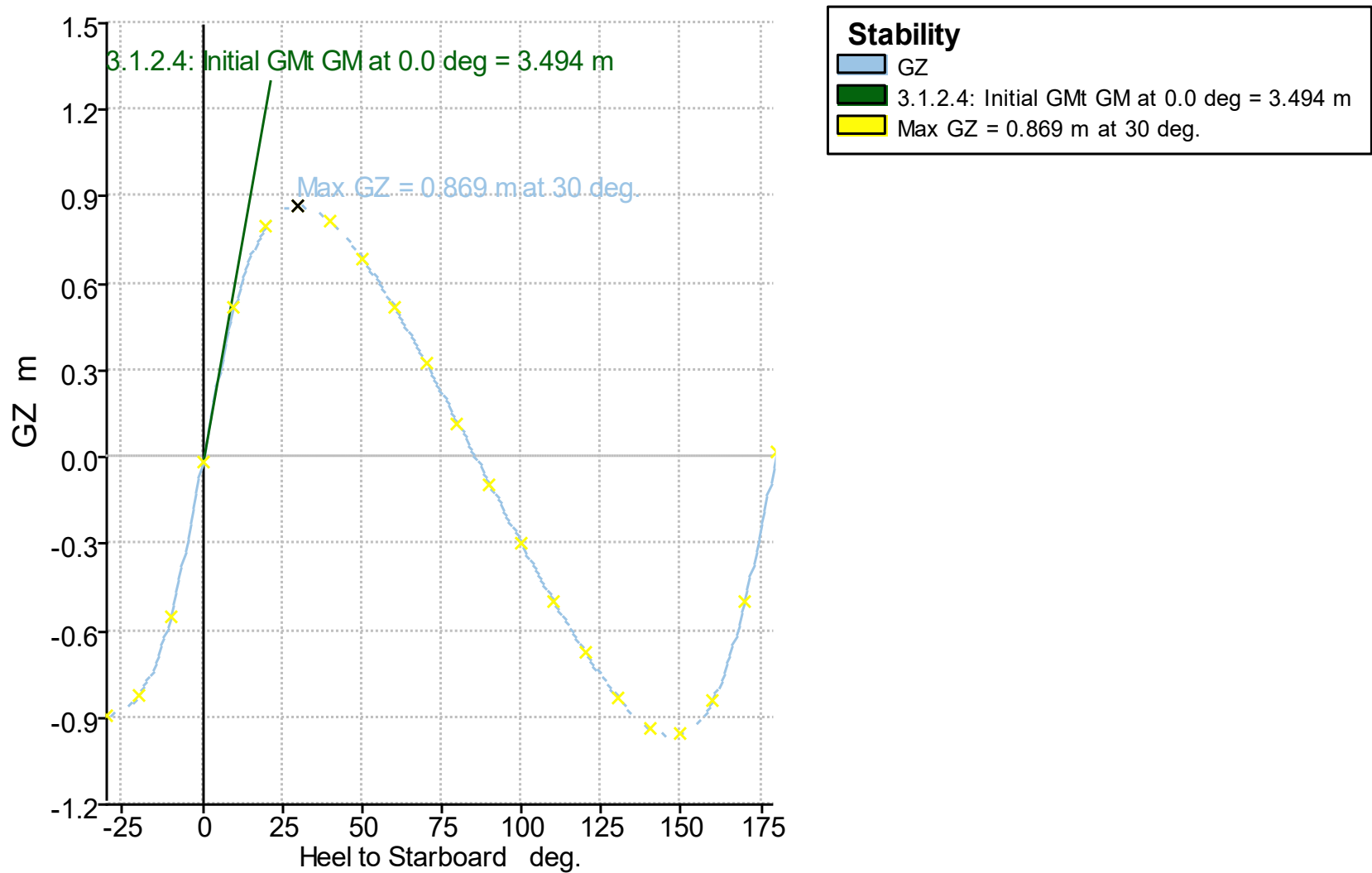


Ilustración 84. Curva de brazo adrizante (GZ) para la condición líquida de 1,84 t/m³ & 100% de pertrechos.

Estabilidad transversal intacta

- Condición Sólida $1,84 \text{ t/m}^3$ & 10%

Tabla 88. Datos obtenidos de la estabilidad transversal intacta para la condición sólida $1,84 \text{ t/m}^3$ & 10% de pertrechos.

deg	-30,000	-20,000	-10,000	0,000	20,000	40,000	60,000	80,000	100,000	120,000	140,000	160,000	180,000
GZ m	-1,662	-1,561	-0,967	-0,013	1,537	1,521	0,915	0,075	-0,799	-1,544	-1,940	-1,565	0,013
Area under GZ curve m.deg	34,497	18,114	5,053	0,000	17,609	49,737	74,700	84,796	77,482	53,693	17,947	-18,644	-35,888
Displacement t	14630,000	14631,000	14631,000	14631,000	14631,000	14631,000	14630,000	14632,000	14631,000	14631,000	14632,000	14632,000	14631,000
Wetted Area m ²	4109,281	3913,382	3516,483	3538,162	3913,323	4197,706	4249,483	4257,365	4260,381	4260,064	4227,075	4005,091	3789,672
Waterpl, Area m ²	1511,184	1824,810	2333,025	2290,355	1824,898	1291,948	1018,222	909,221	913,157	1040,447	1402,709	1887,580	2248,821
LCB from zero pt, (+ve fwd) m	50,651	50,650	50,649	50,651	50,647	50,640	50,645	50,644	50,655	50,667	50,675	50,679	50,678
LCF from zero pt, (+ve fwd) m	50,934	50,347	47,600	46,842	50,352	51,130	51,219	51,289	51,250	51,221	50,553	50,015	51,178
Max deck inclination deg	30,005	20,006	10,009	0,458	20,006	40,003	60,001	80,000	100,000	120,000	139,998	159,986	179,022
Trim angle (+ve by stern) deg	0,633	0,535	0,444	0,458	0,537	0,745	1,037	2,179	0,873	-0,229	-0,513	-0,829	-0,978

Tabla 89. Criterios de diseño de estabilidad aplicados en la condición sólida $1,84 \text{ t/m}^3$ & 10% de pertrechos.

Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	%
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 30	3,151	m,deg	33,806	Pass	972,780
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 40	5,157	m,deg	49,737	Pass	864,520
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 30 to 40	1,719	m,deg	15,930	Pass	826,770
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.2: Max GZ at 30 or greater	0,200	m	1,640	Pass	720,000
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.3: Angle of maximum GZ	25,000	deg	27,300	Pass	9,090
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.4: Initial GMt	0,150	m	5,398	Pass	3498,670



Estabilidad transversal intacta

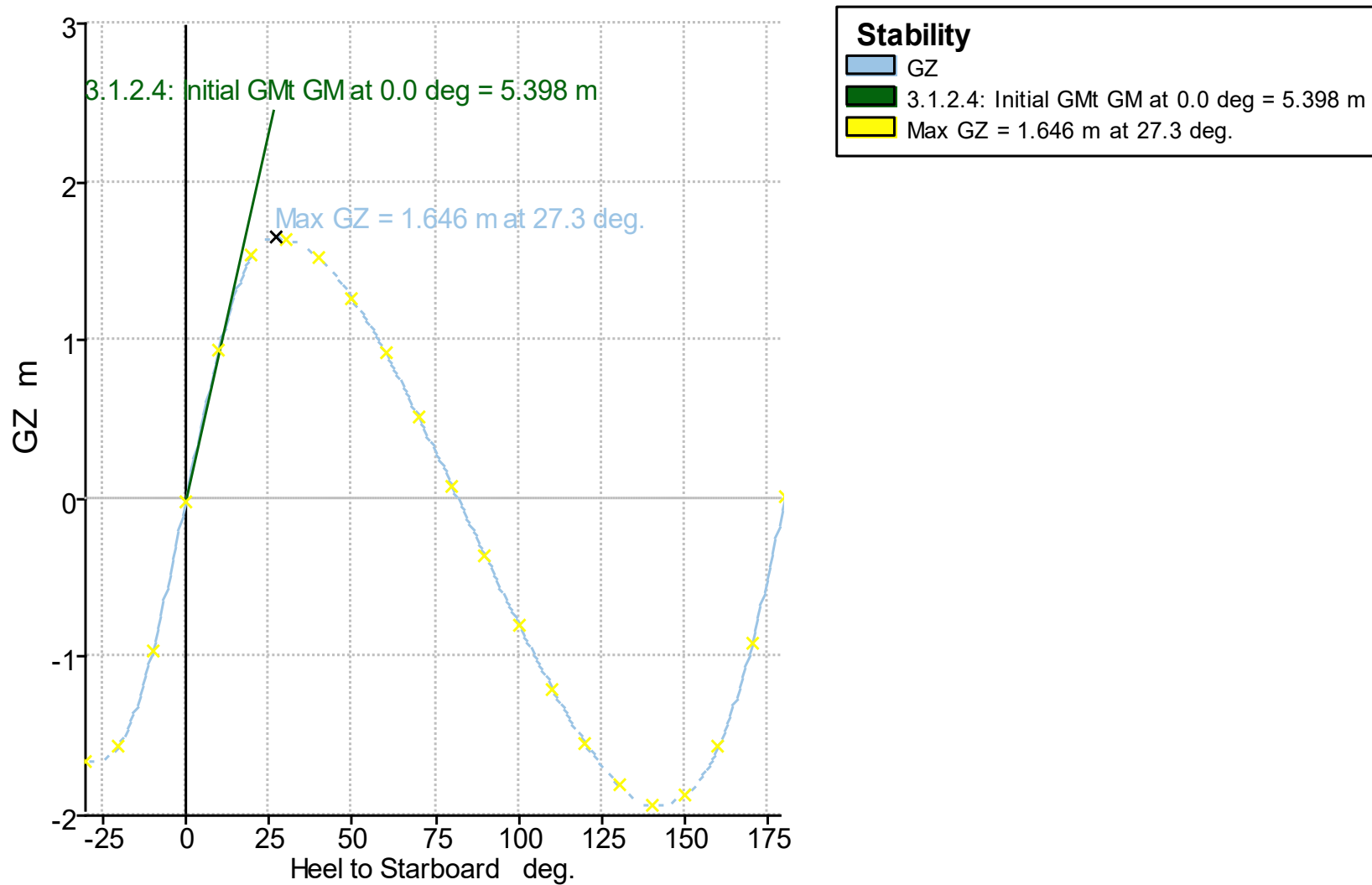


Ilustración 85. Curva de brazo adrizante (GZ) para la condición sólida de 1,84 t/m³ & 10% de pertrechos.

Estabilidad transversal intacta

- Condición Sólida 1,84 t/m³ & 100%

Tabla 90. Datos obtenidos de la estabilidad transversal intacta para la condición sólida 1,84 t/m³ & 100% de pertrechos.

deg	-30,000	-20,000	-10,000	0,000	20,000	40,000	60,000	80,000	100,000	120,000	140,000	160,000	180,000
GZ m	-1,279	-1,251	-0,918	-0,016	1,222	1,156	0,745	0,173	-0,436	-0,963	-1,255	-1,119	0,016
Area under GZ curve m.deg	29,035	16,275	4,996	0,000	15,637	40,254	59,651	68,992	66,326	52,089	29,348	4,655	-8,364
Displacement t	16106,000	16107,000	16107,000	16107,000	16105,000	16106,000	16107,000	16107,000	16105,000	16108,000	16105,000	16107,000	16107,000
Wetted Area m ²	4469,873	4302,982	3843,284	3675,743	4302,546	4548,123	4607,360	4622,697	4623,900	4622,892	4583,769	4360,646	3965,352
Waterpl, Area m ²	1269,392	1518,664	2103,597	2290,382	1519,107	1121,778	933,989	850,614	862,967	984,167	1251,443	1618,277	2157,234
LCB from zero pt, (+ve fwd) m	52,463	52,463	52,445	52,447	52,455	52,473	52,491	52,505	52,520	52,507	52,492	52,476	52,462
LCF from zero pt, (+ve fwd) m	46,120	45,550	45,131	46,842	45,568	46,819	47,856	48,194	48,329	48,250	46,041	45,621	49,166
Max deck inclination deg	30,016	20,016	10,018	0,557	20,016	40,016	60,015	80,007	99,992	119,976	139,957	159,903	178,142
Trim angle (+ve by stern) deg	-1,180	-0,879	-0,609	-0,557	-0,873	-1,617	-3,387	-11,733	-12,796	-4,398	-2,645	-2,145	-1,858

Tabla 91. Criterios de diseño de estabilidad aplicados en la condición sólida 1,84 t/m³ & 100% de pertrechos.

Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	%
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 30	3,151	m,deg	28,143	Pass	793,040
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 40	5,157	m,deg	40,254	Pass	680,640
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 30 to 40	1,719	m,deg	12,112	Pass	604,630
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.2: Max GZ at 30 or greater	0,200	m	1,251	Pass	525,500
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.3: Angle of maximum GZ	25,000	deg	26,400	Pass	5,460
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.4: Initial GMt	0,150	m	5,345	Pass	3463,330



Estabilidad transversal intacta

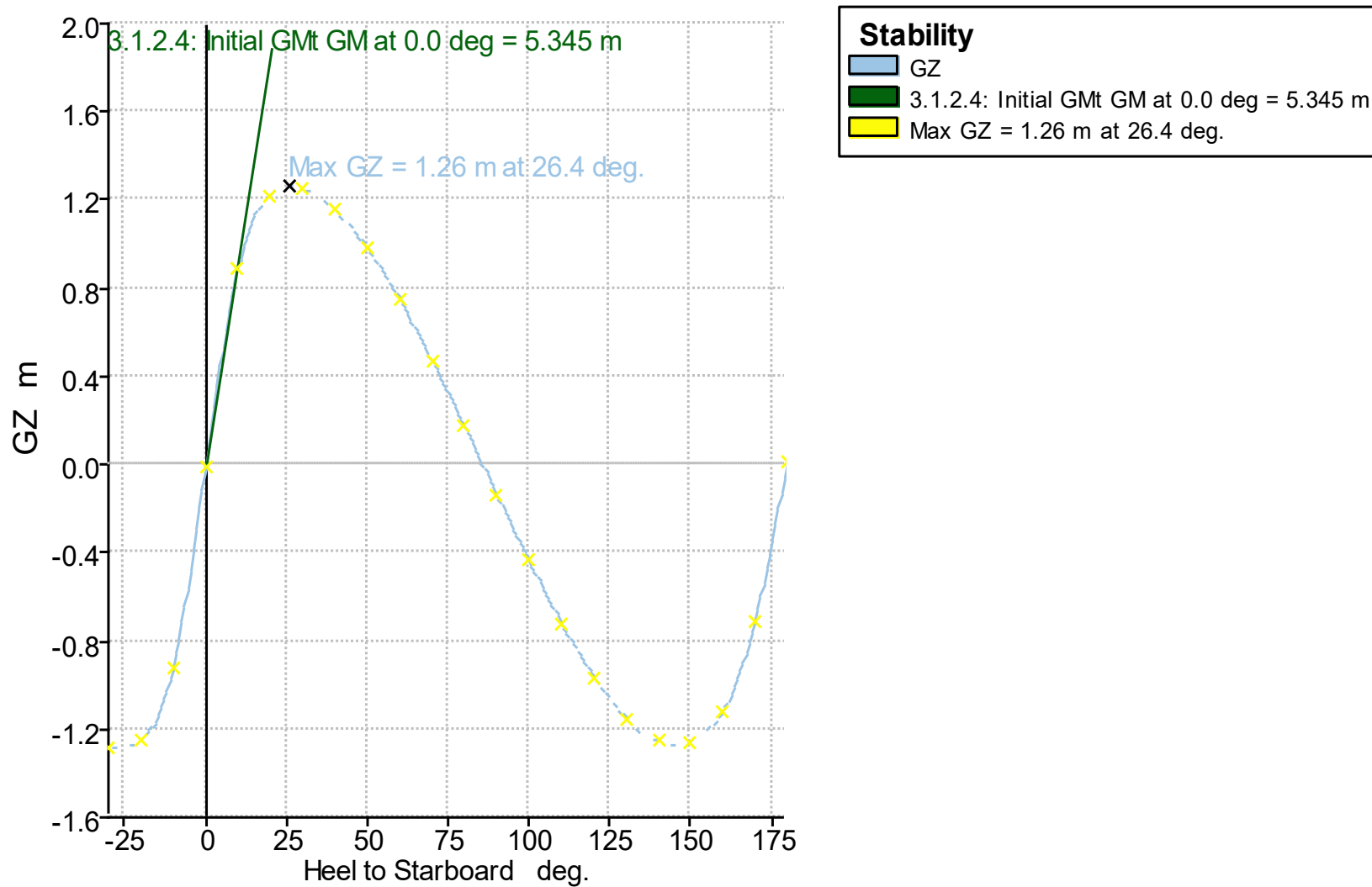


Ilustración 86. Curva de brazo adrizante (GZ) para la condición sólida de 1,84 t/m³ & 100% de pertrechos.

Estabilidad transversal intacta

- Condición Líquida 1 t/m³ & 10%

Tabla 92. Datos obtenidos de la estabilidad transversal intacta para la condición líquida 1 t/m³ & 10% de pertrechos.

deg	-30,000	-20,000	-10,000	0,000	20,000	40,000	60,000	80,000	100,000	120,000	140,000	160,000	180,000
GZ m	-3,318	-2,636	-1,353	-0,019	2,599	3,213	2,162	0,604	-1,071	-2,571	-3,527	-2,912	0,019
Area under GZ curve m.deg	57,222	27,064	6,800	0,000	26,245	89,284	144,314	172,435	167,716	130,750	68,420	-0,377	-30,646
Displacement t	9514,000	9514,000	9514,000	9514,000	9514,000	9514,000	9514,000	9514,000	9514,000	9514,000	9514,000	9514,000	9514,000
Wetted Area m ²	2987,987	2922,000	2943,639	2941,480	2921,915	3013,695	3001,607	2999,134	3002,895	3004,319	3013,162	3137,841	3220,332
Waterpl, Area m ²	1770,389	2221,483	2283,327	2276,123	2221,184	1410,846	1060,618	928,965	925,906	1049,649	1392,289	2168,444	2386,783
LCB from zero pt, (+ve fwd) m	56,012	55,965	55,956	55,947	55,976	56,068	56,184	56,281	56,294	56,217	56,106	56,012	55,998
LCF from zero pt, (+ve fwd) m	50,853	51,087	50,202	50,048	51,089	51,410	51,751	52,052	52,003	51,979	51,840	50,796	49,010
Max deck inclination deg	30,032	20,022	10,024	0,604	20,022	40,043	60,046	80,021	99,976	119,933	139,909	159,887	177,821
Trim angle (+ve by stern) deg	-1,691	-1,020	-0,714	-0,604	-1,023	-2,659	-6,016	-20,433	-21,551	-7,261	-3,867	-2,310	-2,179

Tabla 93. Criterios de diseño de estabilidad aplicados en la condición líquida 1 t/m³ & 10% de pertrechos.

Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	%
A,749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3,1,2,1: Area 0 to 30	3,151	m,deg	56,319	Pass	1687,160
A,749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3,1,2,1: Area 0 to 40	5,157	m,deg	89,284	Pass	1631,440
A,749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3,1,2,1: Area 30 to 40	1,719	m,deg	32,965	Pass	1817,800
A,749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3,1,2,2: Max GZ at 30 or greater	0,200	m	3,329	Pass	1564,500
A,749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3,1,2,3: Angle of maximum GZ	25,000	deg	33,600	Pass	34,540
A,749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3,1,2,4: Initial GMt	0,150	m	7,613	Pass	4975,330



Estabilidad transversal intacta

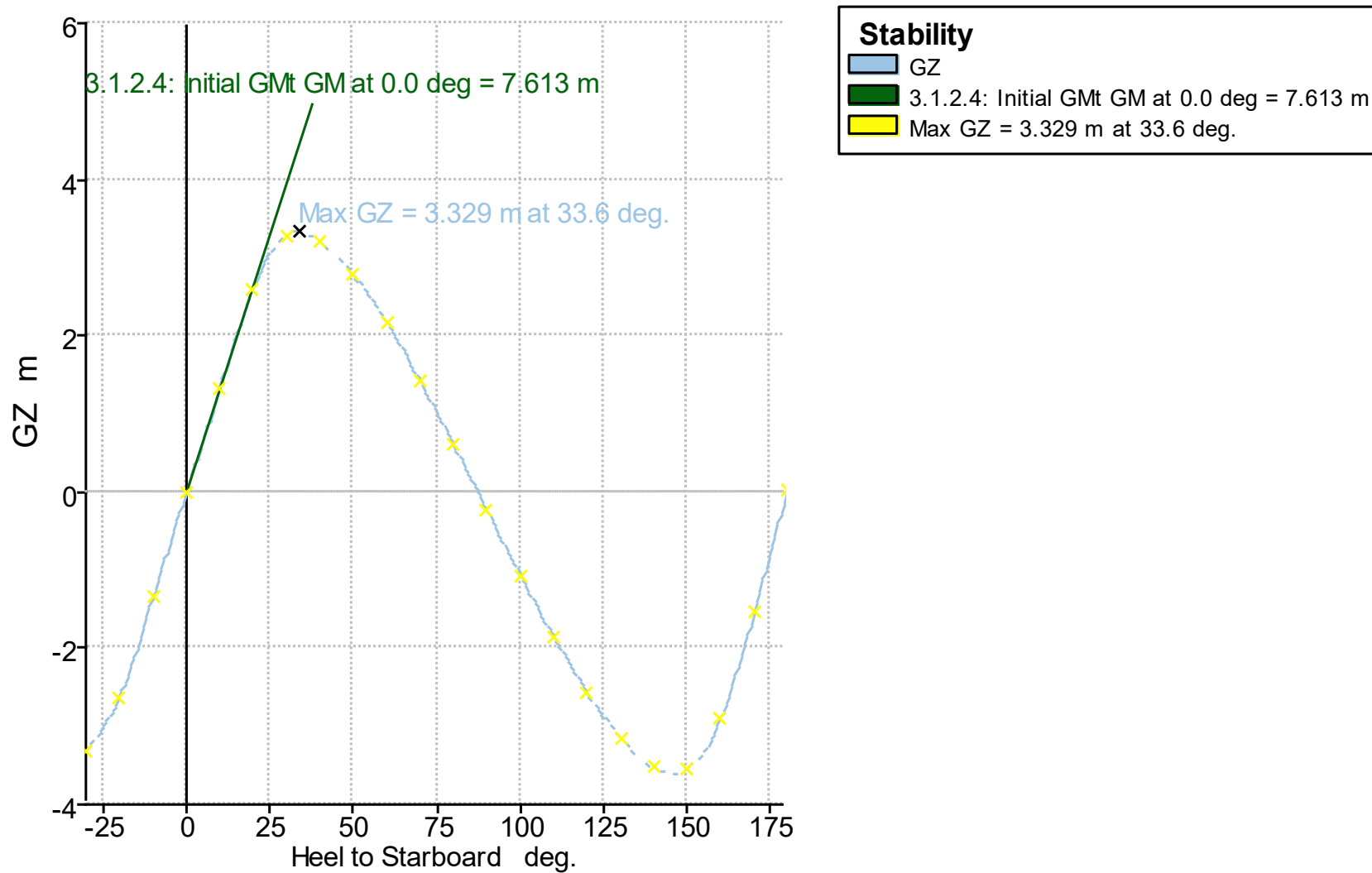


Ilustración 87. Curva de brazo adrizante (GZ) para la condición líquida de 1 t/m³ & 10% de pertrechos.

Estabilidad transversal intacta

- Condición Líquida 1,2 t/m³ & 10%

Tabla 94. Datos obtenidos de la estabilidad transversal intacta para la condición líquida 1,2 t/m³ & 10% de pertrechos.

deg	-30,000	-20,000	-10,000	0,000	20,000	40,000	60,000	80,000	100,000	120,000	140,000	160,000	180,000
GZ m	-2,903	-2,372	-1,208	-0,017	2,340	2,786	1,840	0,467	-1,003	-2,311	-3,133	-2,558	0,017
Area under GZ curve from zero heel m.deg	51,060	24,270	6,044	0,000	23,553	78,904	126,264	149,733	144,320	110,688	55,026	-5,696	-32,404
Displacement t	10698,000	10698,000	10698,000	10698,000	10698,000	10698,000	10698,000	10698,000	10699,000	10698,000	10699,000	10698,000	10698,000
Wetted Area m ²	3245,255	3111,660	3083,911	3089,863	3111,581	3288,097	3295,323	3280,353	3282,800	3282,406	3281,239	3325,561	3328,010
Waterpl, Area m ²	1722,330	2188,438	2279,770	2256,002	2188,776	1381,416	1049,388	913,398	911,294	1036,305	1382,659	2146,542	2379,040
LCB from zero pt, (+ve fwd) m	56,311	56,269	56,261	56,246	56,261	56,370	56,486	56,579	56,586	56,502	56,393	56,311	56,284
LCF from zero pt, (+ve fwd) m	50,010	49,711	49,334	48,850	49,713	50,659	50,654	51,139	51,104	51,170	51,079	49,467	48,863
Max deck inclination deg	30,051	20,038	10,051	0,926	20,038	40,063	60,064	80,029	99,968	119,913	139,883	159,853	177,533
Trim angle (+ve by stern) deg	-2,117	-1,342	-1,029	-0,926	-1,339	-3,217	-7,126	-23,499	-24,524	-8,281	-4,377	-2,639	-2,467

Tabla 95. Criterios de diseño de estabilidad aplicados en la condición líquida 1,2 t/m³ & 10% de pertrechos.

Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	%
A,749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3,1,2,1: Area 0 to 30	3,151	m,deg	50,233	Pass	1494,030
A,749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3,1,2,1: Area 0 to 40	5,157	m,deg	78,904	Pass	1430,150
A,749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3,1,2,1: Area 30 to 40	1,719	m,deg	28,671	Pass	1567,980
A,749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3,1,2,2: Max GZ at 30 or greater	0,200	m	2,898	Pass	1349,000
A,749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3,1,2,3: Angle of maximum GZ	25,000	deg	32,700	Pass	30,910
A,749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3,1,2,4: Initial GMt	0,150	m	6,755	Pass	4403,330



Estabilidad transversal intacta

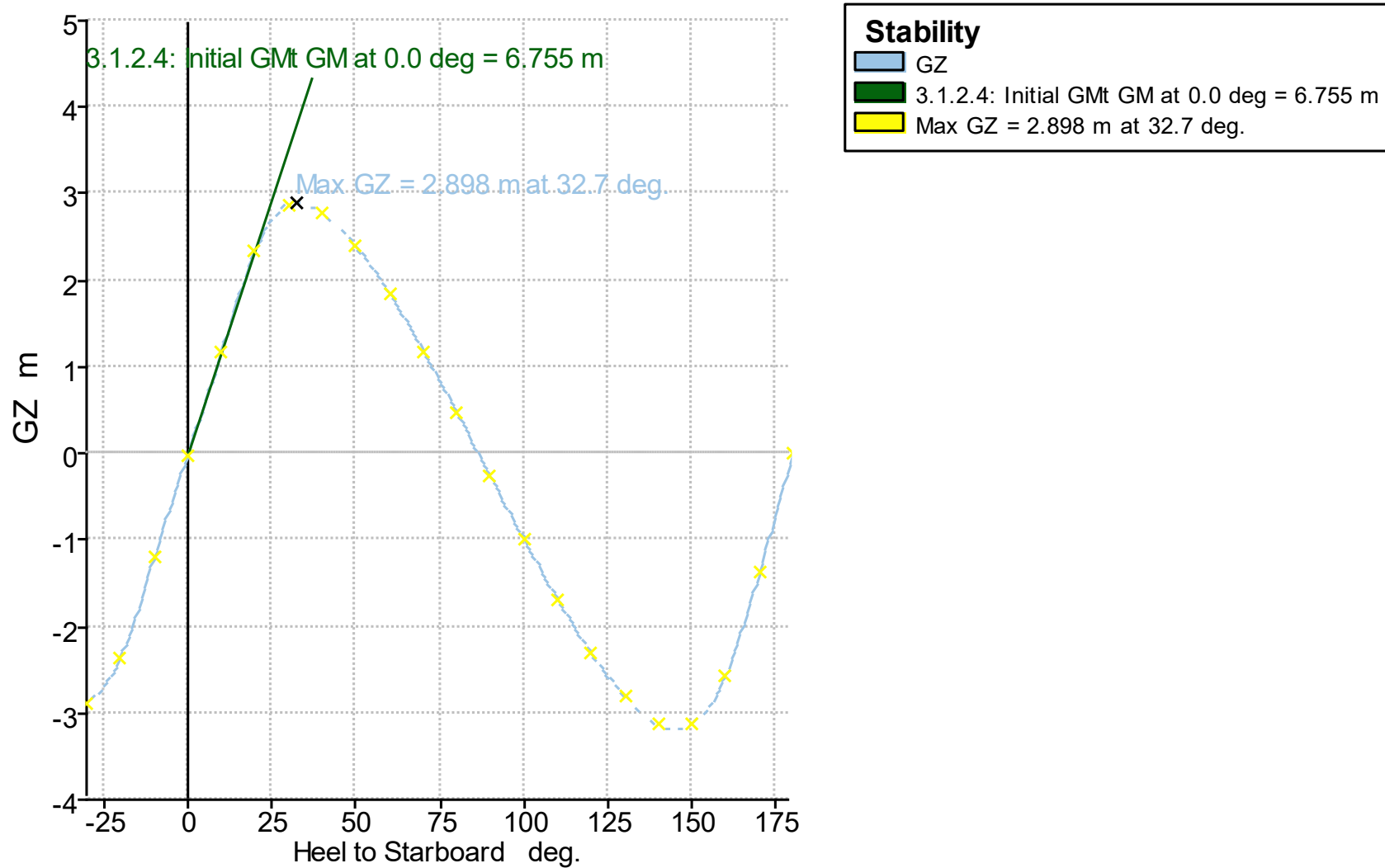


Ilustración 88. Curva de brazo adrizante (GZ) para la condición líquida de 1,2 t/m³ & 10% de pertrechos.

Estabilidad transversal intacta

- Condición Líquida 1,4 t/m³ & 10%

Tabla 96. Datos obtenidos de la estabilidad transversal intacta para la condición líquida 1,4 t/m³ & 10% de pertrechos.

deg	-30,000	-20,000	-10,000	0,000	20,000	40,000	60,000	80,000	100,000	120,000	140,000	160,000	180,000
GZ m	-2,476	-2,097	-1,103	-0,016	2,068	2,350	1,517	0,335	-0,924	-2,036	-2,721	-2,226	0,016
Area under GZ curve from zero heel m.deg	45,163	21,904	5,554	0,000	21,263	68,656	108,253	127,089	121,138	91,106	42,465	-10,111	-33,648
Displacement t	11883,000	11883,000	11883,000	11883,000	11882,000	11883,000	11883,000	11882,000	11883,000	11883,000	11883,000	11884,000	11883,000
Wetted Area m ²	3507,453	3343,389	3232,295	3238,481	3343,390	3564,588	3586,965	3565,845	3566,720	3565,770	3558,941	3526,629	3440,565
Waterpl, Area m ²	1641,064	2072,405	2259,575	2241,310	2072,134	1333,406	1018,330	895,238	891,434	1012,515	1356,779	2076,813	2356,810
LCB from zero pt, (+ve fwd) m	56,546	56,503	56,491	56,487	56,510	56,599	56,725	56,814	56,814	56,737	56,624	56,527	56,509
LCF from zero pt, (+ve fwd) m	48,473	47,599	48,307	47,876	47,597	49,278	49,528	49,903	49,916	49,891	49,893	47,810	48,468
Max deck inclination deg	30,079	20,065	10,093	1,314	20,065	40,092	60,091	80,039	99,958	119,885	139,849	159,807	177,238
Trim angle (+ve by stern) deg	-2,637	-1,751	-1,392	-1,314	-1,754	-3,885	-8,454	-26,974	-27,847	-9,497	-4,971	-3,024	-2,762

Tabla 97. Criterios de diseño de estabilidad aplicados en la condición líquida 1,4 t/m³ & 10% de pertrechos.

Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	%
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 30	3,151	m,deg	44,377	Pass	1308,200
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 40	5,157	m,deg	68,656	Pass	1231,410
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 30 to 40	1,719	m,deg	24,279	Pass	1312,460
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.2: Max GZ at 30 or greater	0,200	m	2,458	Pass	1129,000
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.3: Angle of maximum GZ	25,000	deg	31,800	Pass	27,270
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.4: Initial GMt	0,150	m	6,169	Pass	4012,670



Estabilidad transversal intacta

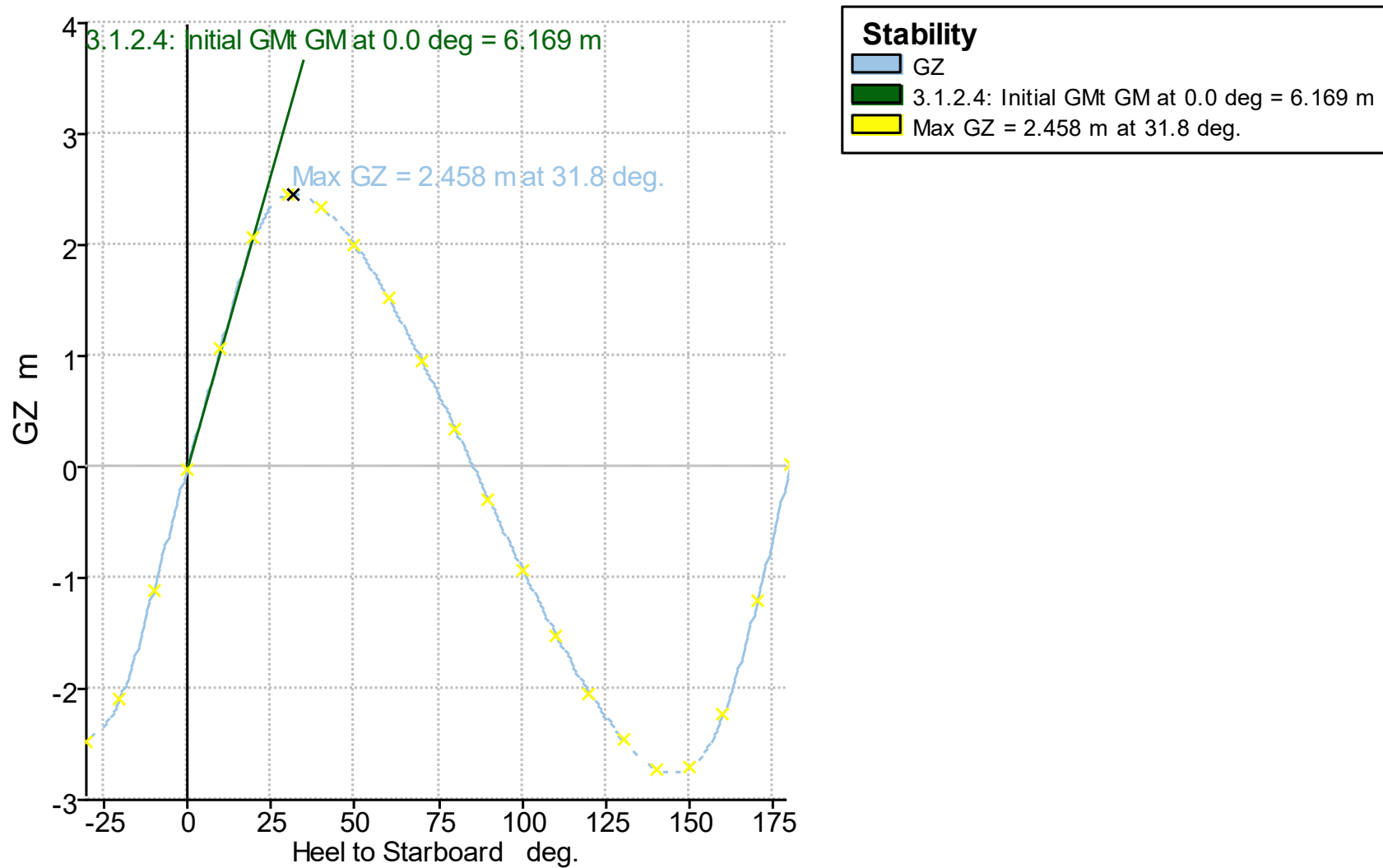


Ilustración 89. Curva de brazo adrizante (GZ) para la condición líquida de 1,4 t/m³ & 10% de pertrechos.

Estabilidad transversal intacta

- Condición Líquida 1,6 t/m³ & 10%

Tabla 98. Datos obtenidos de la estabilidad transversal intacta para la condición líquida 1,6 t/m³ & 10% de pertrechos.

deg	-30,000	-20,000	-10,000	0,000	20,000	40,000	60,000	80,000	100,000	120,000	140,000	160,000	180,000
GZ m	-2,042	-1,800	-1,026	-0,014	1,773	1,907	1,195	0,206	-0,836	-1,747	-2,294	-1,902	0,014
Area under GZ curve from zero heel m.deg	39,307	19,783	5,272	0,000	19,206	58,395	90,159	104,399	98,040	71,835	30,527	-13,879	-34,356
Displacement t	13067,000	13067,000	13067,000	13067,000	13067,000	13067,000	13067,000	13068,000	13068,000	13067,000	13068,000	13067,000	13067,000
Wetted Area m ²	3773,282	3595,544	3365,442	3356,249	3595,597	3841,835	3874,906	3864,195	3855,135	3853,226	3844,697	3756,999	3574,290
Waterpl, Area m ²	1526,165	1915,035	2248,492	2253,829	1914,852	1260,273	976,782	870,316	863,461	982,386	1300,774	1954,004	2307,767
LCB from zero pt, (+ve fwd) m	56,745	56,706	56,684	56,682	56,710	56,803	56,920	56,986	56,992	56,921	56,796	56,720	56,687
LCF from zero pt, (+ve fwd) m	46,256	45,344	47,735	47,618	45,342	47,191	48,023	47,964	48,288	48,316	47,833	45,554	47,591
Max deck inclination deg	30,126	20,112	10,152	1,713	20,113	40,140	60,130	80,054	99,943	119,846	139,801	159,739	176,920
Trim angle (+ve by stern) deg	-3,339	-2,307	-1,785	-1,713	-2,309	-4,785	-10,098	-30,962	-31,686	-10,982	-5,716	-3,520	-3,080

Tabla 99. Criterios de diseño de estabilidad aplicados en la condición líquida 1,6 t/m³ & 10% de pertrechos.

Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	%
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 30	3,151	m,deg	38,567	Pass	1123,860
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 40	5,157	m,deg	58,395	Pass	1032,440
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 30 to 40	1,719	m,deg	19,828	Pass	1053,520
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.2: Max GZ at 30 or greater	0,200	m	2,018	Pass	909,000
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.3: Angle of maximum GZ	25,000	deg	30,900	Pass	23,640
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.4: Initial GMt	0,150	m	5,756	Pass	3737,330



Estabilidad transversal intacta

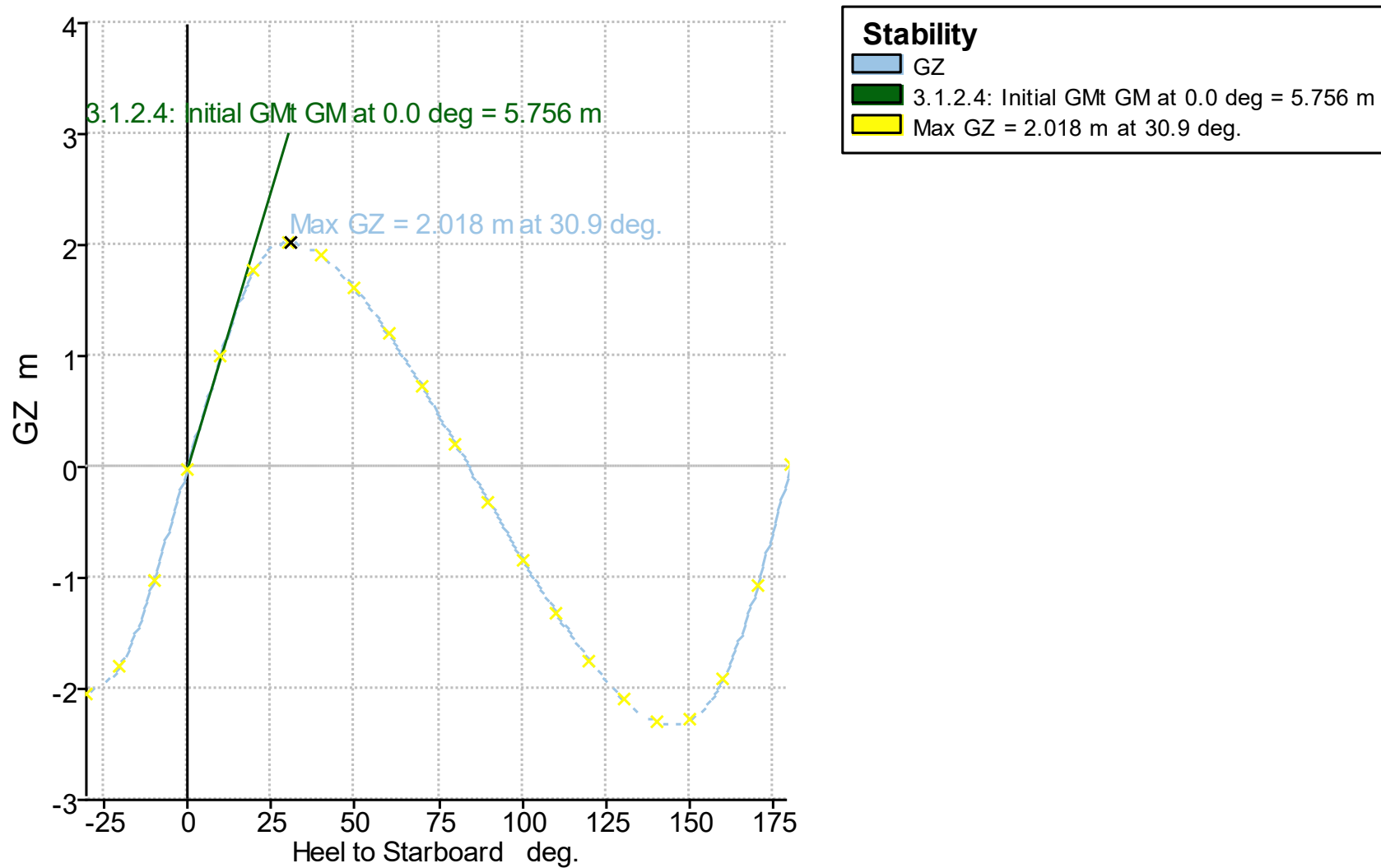


Ilustración 90. Curva de brazo adrizante (GZ) para la condición líquida de 1,6 t/m³ & 10% de pertrechos.

Estabilidad transversal intacta

- Condición Líquida 1,8 t/m³ & 10%

Tabla 100. Datos obtenidos de la estabilidad transversal intacta para la condición líquida 1,8 t/m³ & 10% de pertrechos.

deg	-30,000	-20,000	-10,000	0,000	20,000	40,000	60,000	80,000	100,000	120,000	140,000	160,000	180,000
GZ m	-1,601	-1,471	-0,926	-0,013	1,445	1,464	0,874	0,081	-0,739	-1,447	-1,864	-1,570	0,013
Area under GZ curve from zero heel m.deg	32,811	17,237	4,869	0,000	16,708	47,469	71,397	81,104	74,464	52,301	18,511	-17,691	-34,903
Displacement t	14252,000	14252,000	14252,000	14252,000	14252,000	14252,000	14252,000	14252,000	14252,000	14252,000	14252,000	14252,000	14252,000
Wetted Area m ²	4052,669	3882,744	3605,173	3471,434	3883,021	4121,999	4167,108	4165,623	4150,224	4150,849	4144,738	4042,773	3793,300
Waterpl, Area m ²	1376,912	1714,484	2108,446	2262,801	1713,869	1157,407	914,392	832,296	824,535	930,819	1193,833	1753,829	2163,019
LCB from zero pt, (+ve fwd) m	56,919	56,869	56,844	56,841	56,879	56,964	57,072	57,141	57,129	57,046	56,942	56,869	56,833
LCF from zero pt, (+ve fwd) m	43,265	42,414	45,155	47,440	42,403	44,336	45,505	45,666	45,974	45,764	44,364	41,745	44,613
Max deck inclination deg	30,213	20,198	10,242	2,113	20,199	40,222	60,193	80,079	99,919	119,787	139,716	159,624	176,515
Trim angle (+ve by stern) deg	-4,340	-3,066	-2,261	-2,113	-3,073	-6,035	-12,261	-35,857	-36,207	-12,867	-6,818	-4,234	-3,485

Tabla 101. Criterios de diseño de estabilidad aplicados en la condición líquida 1,8 t/m³ & 10% de pertrechos.

Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	%
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 30	3,151	m,deg	32,109	Pass	918,900
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 40	5,157	m,deg	47,469	Pass	820,550
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 30 to 40	1,719	m,deg	15,361	Pass	793,630
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.2: Max GZ at 30 or greater	0,200	m	1,579	Pass	689,500
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.3: Angle of maximum GZ	25,000	deg	29,100	Pass	16,360
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.4: Initial GMt	0,150	m	5,458	Pass	3538,670



Estabilidad transversal intacta

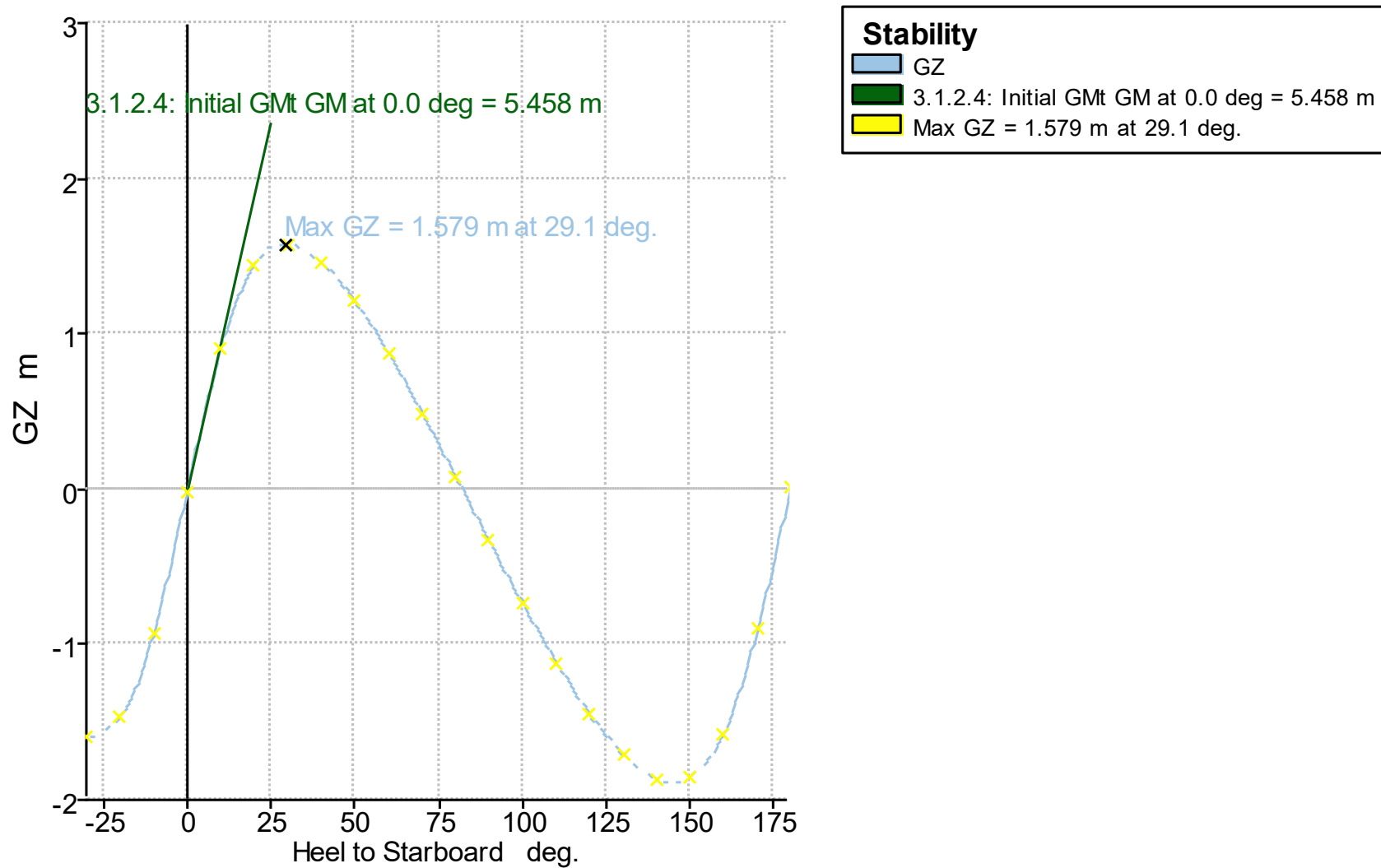


Ilustración 91. Curva de brazo adrizante (GZ) para la condición líquida de 1,8 t/m³ & 10% de pertrechos.

Estabilidad transversal intacta

- Condición Líquida 2 t/m³ & 10%

Tabla 102. Datos obtenidos de la estabilidad transversal intacta para la condición líquida 2 t/m³ & 10% de pertrechos.

deg	-30,000	-20,000	-10,000	0,000	20,000	40,000	60,000	80,000	100,000	120,000	140,000	160,000	180,000
GZ m	-1,147	-1,090	-0,743	-0,012	1,068	1,017	0,557	-0,035	-0,633	-1,143	-1,436	-1,217	0,012
Area under GZ curve from zero heel m.deg	24,789	13,476	3,980	0,000	13,007	34,973	51,077	56,393	49,650	31,660	5,367	-22,520	-35,941
Displacement t	15437,000	15437,000	15437,000	15437,000	15437,000	15437,000	15437,000	15437,000	15437,000	15436,000	15436,000	15436,000	15437,000
Wetted Area m ²	4384,830	4237,728	3983,204	3735,428	4237,496	4452,141	4505,703	4519,608	4510,814	4507,951	4492,416	4399,173	4220,242
Waterpl, Area m ²	1165,401	1445,724	1815,501	2126,423	1446,098	985,781	786,700	713,757	706,613	788,975	1001,850	1463,423	1792,021
LCB from zero pt, (+ve fwd) m	57,062	57,022	56,991	56,977	57,017	57,109	57,208	57,259	57,242	57,156	57,072	56,993	56,965
LCF from zero pt, (+ve fwd) m	38,206	37,646	39,915	44,167	37,655	38,996	39,801	39,434	39,384	39,111	37,986	35,617	36,450
Max deck inclination deg	30,400	20,383	10,433	2,551	20,382	40,403	60,328	80,128	99,872	119,659	139,525	159,367	175,652
Trim angle (+ve by stern) deg	-5,954	-4,272	-3,037	-2,551	-4,268	-8,123	-15,848	-42,732	-42,807	-16,164	-8,824	-5,511	-4,348

Tabla 103. Criterios de diseño de estabilidad aplicados en la condición líquida 2 t/m³ & 10% de pertrechos.

Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	%
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 30	3,151	m,deg	24,155	Pass	666,520
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 40	5,157	m,deg	34,973	Pass	578,220
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 30 to 40	1,719	m,deg	10,818	Pass	529,350
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.2: Max GZ at 30 or greater	0,200	m	1,126	Pass	463,000
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.3: Angle of maximum GZ	25,000	deg	27,300	Pass	9,090
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.4: Initial GMt	0,150	m	5,003	Pass	3235,330



Estabilidad transversal intacta

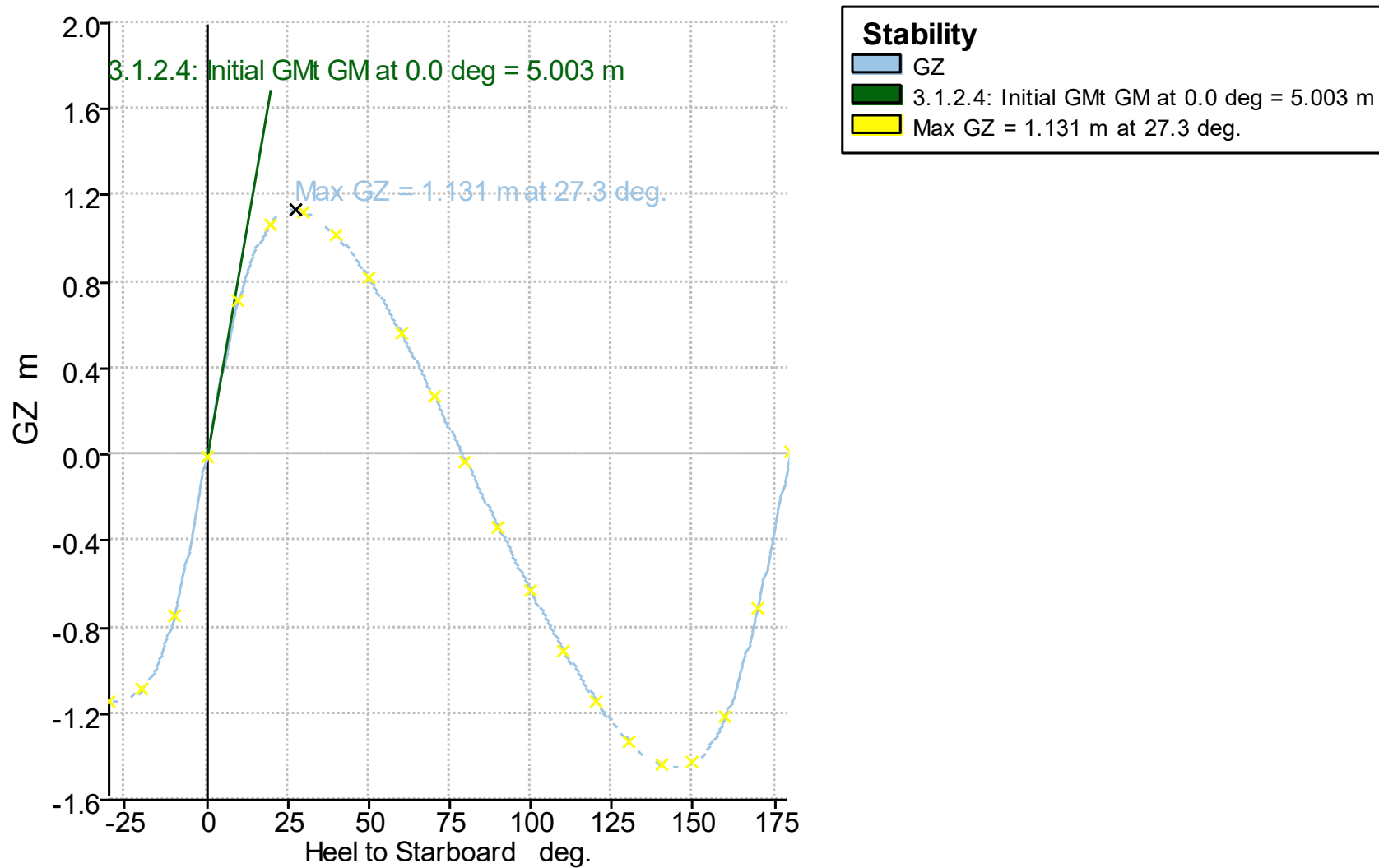


Ilustración 92. Curva de brazo adrizante (GZ) para la condición líquida de 2 t/m³ & 10% de pertrechos.

Estabilidad transversal intacta

- Condición Sólida $2 t/m^3$ & 10%

Tabla 104. Datos obtenidos de la estabilidad transversal intacta para la condición sólida $2 t/m^3$ & 10% de pertrechos.

deg	-30,000	-20,000	-10,000	0,000	20,000	40,000	60,000	80,000	100,000	120,000	140,000	160,000	180,000
GZ m	-1,426	-1,369	-0,948	-0,012	1,347	1,308	0,836	0,170	-0,536	-1,148	-1,475	-1,268	0,012
Area under GZ curve m.deg	31,234	17,105	5,082	0,000	16,636	44,246	66,162	76,414	72,709	55,583	28,625	0,185	-14,347
Displacement t	15591,000	15592,000	15591,000	15590,000	15591,000	15591,000	15591,000	15591,000	15592,000	15592,000	15591,000	15591,000	15591,000
Wetted Area m ²	4329,703	4155,726	3697,837	3623,568	4155,392	4417,689	4478,089	4490,442	4492,104	4490,745	4468,046	4213,338	3915,539
Waterpl, Area m ²	1391,120	1650,533	2224,474	2290,325	1650,783	1217,659	989,337	891,077	900,592	1026,243	1379,839	1736,082	2187,808
LCB from zero pt, (+ve fwd) m	50,628	50,630	50,631	50,637	50,630	50,627	50,623	50,626	50,635	50,646	50,654	50,659	50,657
LCF from zero pt, (+ve fwd) m	50,490	49,798	48,178	46,842	49,799	50,662	50,719	50,700	50,766	50,640	49,937	50,087	51,750
Max deck inclination deg	30,005	20,006	10,007	0,357	20,006	40,004	60,002	80,000	100,000	120,000	139,998	159,985	179,060
Trim angle (+ve by stern) deg	0,656	0,527	0,369	0,357	0,527	0,777	1,120	2,426	1,161	-0,151	-0,514	-0,836	-0,940

Tabla 105. Criterios de diseño de estabilidad aplicados en la condición sólida $2 t/m^3$ & 10% de pertrechos.

Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	%
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 30	3,151	m,deg	30,589	Pass	870,670
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 40	5,157	m,deg	44,246	Pass	758,050
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 30 to 40	1,719	m,deg	13,657	Pass	694,540
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.2: Max GZ at 30 or greater	0,200	m	1,405	Pass	602,500
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.3: Angle of maximum GZ	25,000	deg	27,300	Pass	9,090
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.4: Initial GMT	0,150	m	5,365	Pass	3476,670



Estabilidad transversal intacta

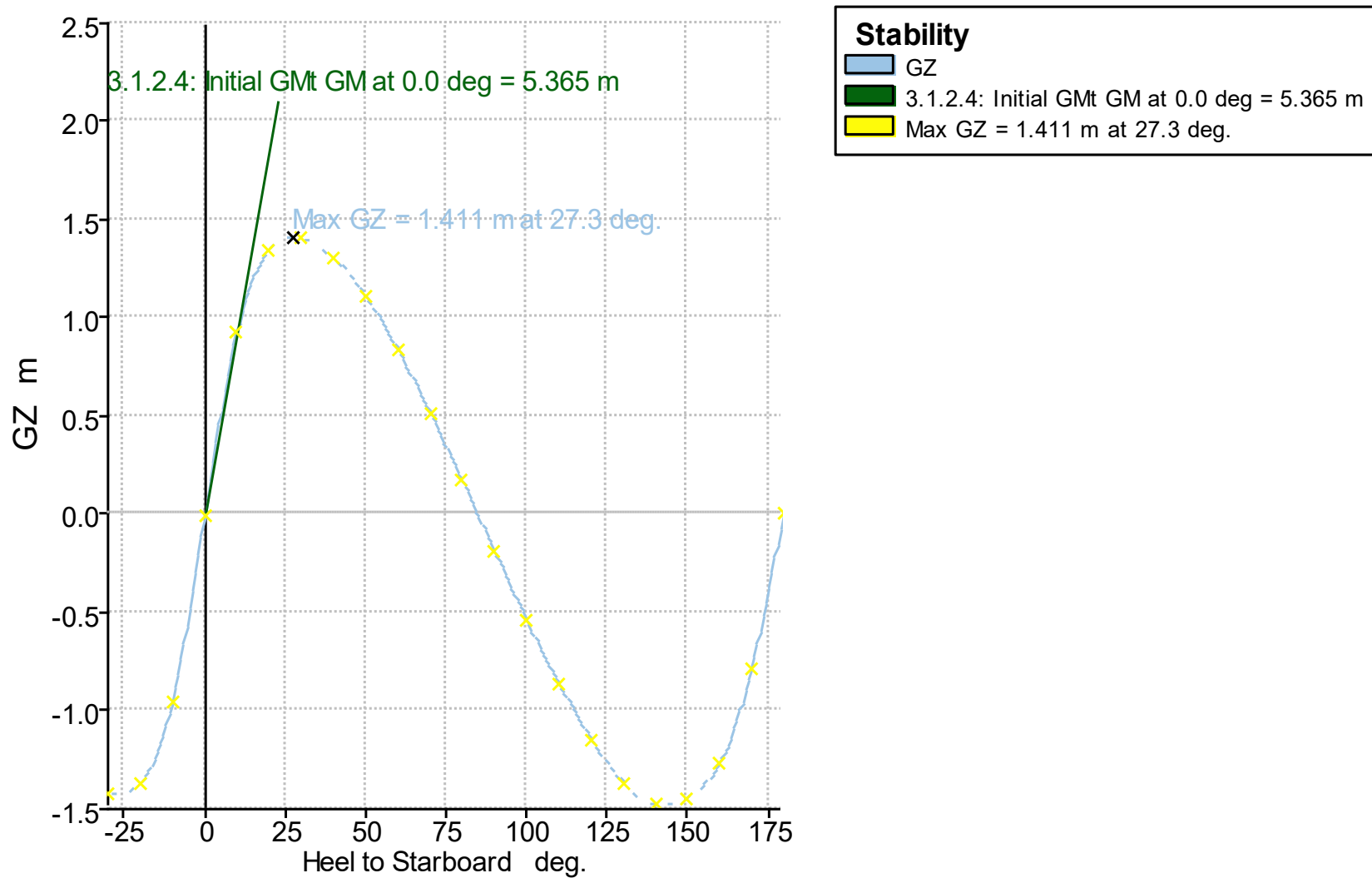


Ilustración 93. Curva de brazo adrizante (GZ) para la condición sólida de 2 t/m³ & 10% de pertrechos.

Estabilidad transversal intacta

- Condición Sólida 2,2 t/m³ & 10%

Tabla 106. Datos obtenidos de la estabilidad transversal intacta para la condición sólida 2,2 t/m³ & 10% de pertrechos.

deg	-30,000	-20,000	-10,000	0,000	20,000	40,000	60,000	80,000	100,000	120,000	140,000	160,000	180,000
GZ m	-0,996	-0,996	-0,778	-0,011	0,976	0,885	0,537	0,071	-0,413	-0,817	-1,016	-0,939	0,011
Area under GZ curve m.deg	23,547	13,529	4,275	0,000	13,098	32,329	46,832	53,029	49,567	37,040	18,276	-1,923	-13,383
Displacement t	16791,000	16791,000	16791,000	16791,000	16790,000	16790,000	16791,000	16791,000	16791,000	16791,000	16790,000	16791,000	16791,000
Wetted Area m ²	4639,636	4491,897	4109,584	3725,334	4491,635	4712,946	4770,398	4785,605	4784,529	4782,771	4774,999	4560,809	4133,503
Waterpl, Area m ²	1209,522	1413,501	1879,115	2290,598	1413,667	1087,549	937,206	870,406	892,171	1022,916	1202,200	1475,311	2039,488
LCB from zero pt, (+ve fwd) m	49,136	49,135	49,144	49,155	49,139	49,118	49,102	49,103	49,105	49,130	49,152	49,165	49,169
LCF from zero pt, (+ve fwd) m	54,072	53,668	52,000	46,842	53,653	53,799	52,640	51,991	51,832	51,504	53,875	54,914	54,982
Max deck inclination deg	30,056	20,063	10,067	0,954	20,063	40,048	60,030	80,009	99,993	119,987	139,990	159,997	179,962
Trim angle (+ve by stern) deg	2,226	1,726	1,183	0,954	1,722	2,816	4,837	13,770	12,353	3,244	1,284	0,406	0,038

Tabla 107. Criterios de diseño de estabilidad aplicados en la condición sólida 2 t/m³ & 10% de pertrechos.

Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	%
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 30	3,151	m,deg	22,951	Pass	628,290
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 40	5,157	m,deg	32,329	Pass	526,950
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 30 to 40	1,719	m,deg	9,378	Pass	445,610
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.2: Max GZ at 30 or greater	0,200	m	0,978	Pass	389,000
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.3: Angle of maximum GZ	25,000	deg	25,500	Pass	1,820
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.4: Initial GMT	0,150	m	5,173	Pass	3348,670



Estabilidad transversal intacta

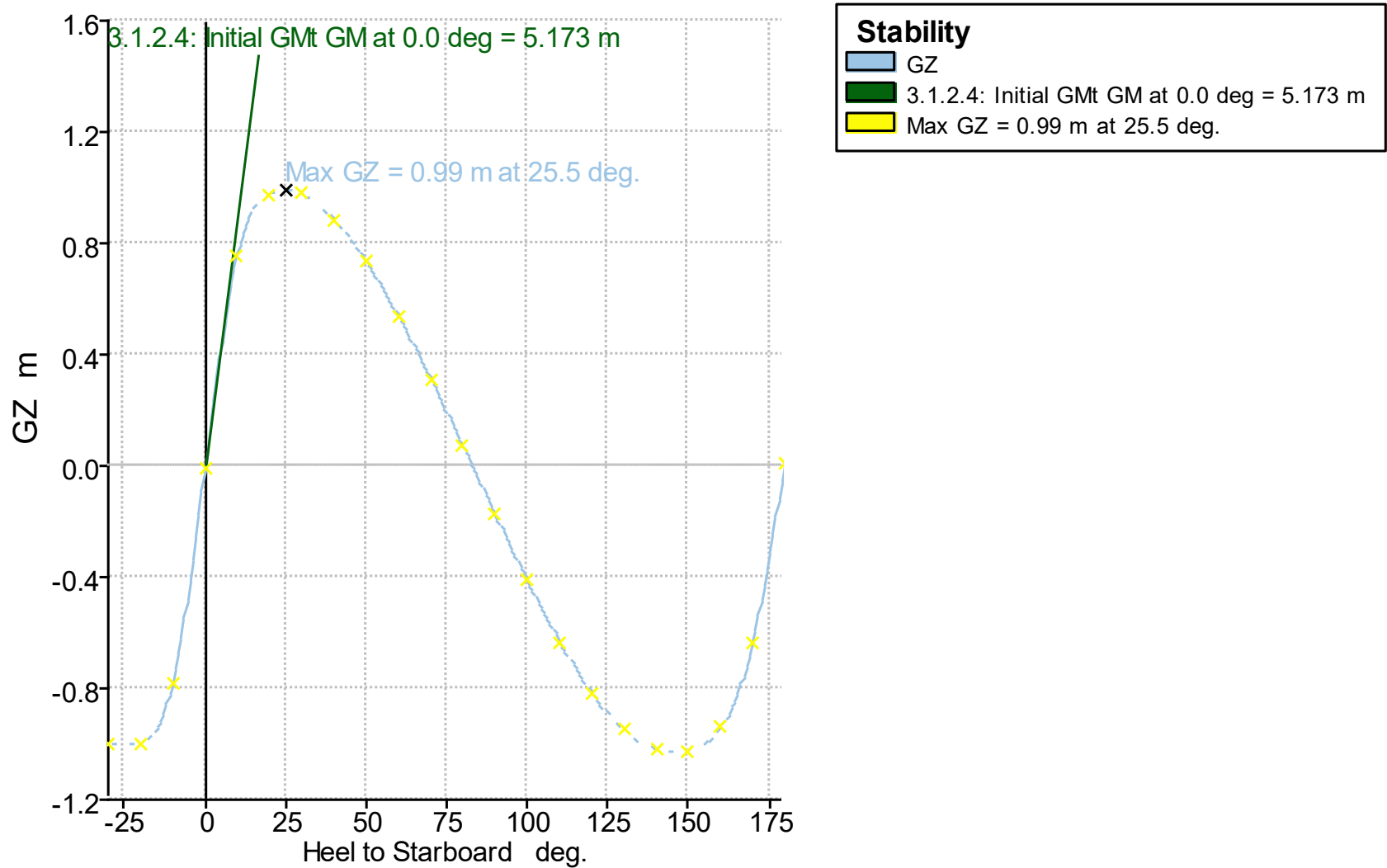


Ilustración 94. Curva de brazo adrizante (GZ) para la condición sólida de 2,2 t/m³ & 10% de pertrechos.

Estabilidad transversal intacta

- Condición Sin carga & 10%

Tabla 108. Datos obtenidos de la estabilidad transversal intacta para la condición sin carga & 10% de pertrechos.

deg	-30,000	-20,000	-10,000	0,000	20,000	40,000	60,000	80,000	100,000	120,000	140,000	160,000	180,000
GZ m	-5,129	-4,717	-3,156	-0,052	4,620	4,962	3,772	1,536	-1,022	-3,389	-5,043	-5,274	0,052
Area under GZ curve m.deg	107,305	57,567	16,868	0,000	55,524	154,739	244,603	298,692	303,928	259,090	173,112	66,591	-2,541
Displacement t	3591,000	3591,000	3591,000	3591,000	3591,000	3591,000	3591,000	3591,000	3591,000	3591,000	3591,000	3591,000	3591,000
Wetted Area m ²	1719,133	1880,961	2160,942	2267,540	1880,985	1631,874	1614,413	1611,521	1615,080	1628,848	1691,614	1926,949	2611,341
Waterpl, Area m ²	1378,338	1577,524	1942,070	2108,624	1577,544	1276,950	1019,108	890,619	877,427	957,080	1133,880	1489,057	2290,010
LCB from zero pt, (+ve fwd) m	51,609	51,590	51,590	51,585	51,589	51,627	51,697	51,759	51,796	51,791	51,753	51,701	51,656
LCF from zero pt, (+ve fwd) m	50,787	51,570	52,632	53,124	51,569	50,658	50,554	50,701	50,885	51,035	51,312	50,649	46,859
Max deck inclination deg	30,001	20,005	10,016	0,609	20,005	40,000	60,001	80,001	99,998	119,993	139,988	159,984	179,493
Trim angle (+ve by stern) deg	0,252	0,460	0,573	0,609	0,461	-0,023	-0,988	-4,953	-6,266	-2,337	-1,429	-0,883	-0,508

Tabla 109. Criterios de diseño de estabilidad aplicados en la condición sin carga & 10% de pertrechos.

Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	%
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 30	3,151	m,deg	104,450	Pass	3214,500
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 40	5,157	m,deg	154,739	Pass	2900,790
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 30 to 40	1,719	m,deg	50,289	Pass	2825,650
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.2: Max GZ at 30 or greater	0,200	m	5,053	Pass	2426,500
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.3: Angle of maximum GZ	25,000	deg	32,700	Pass	30,910
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.4: Initial GMt	0,150	m	19,540	Pass	12926,670



Estabilidad transversal intacta

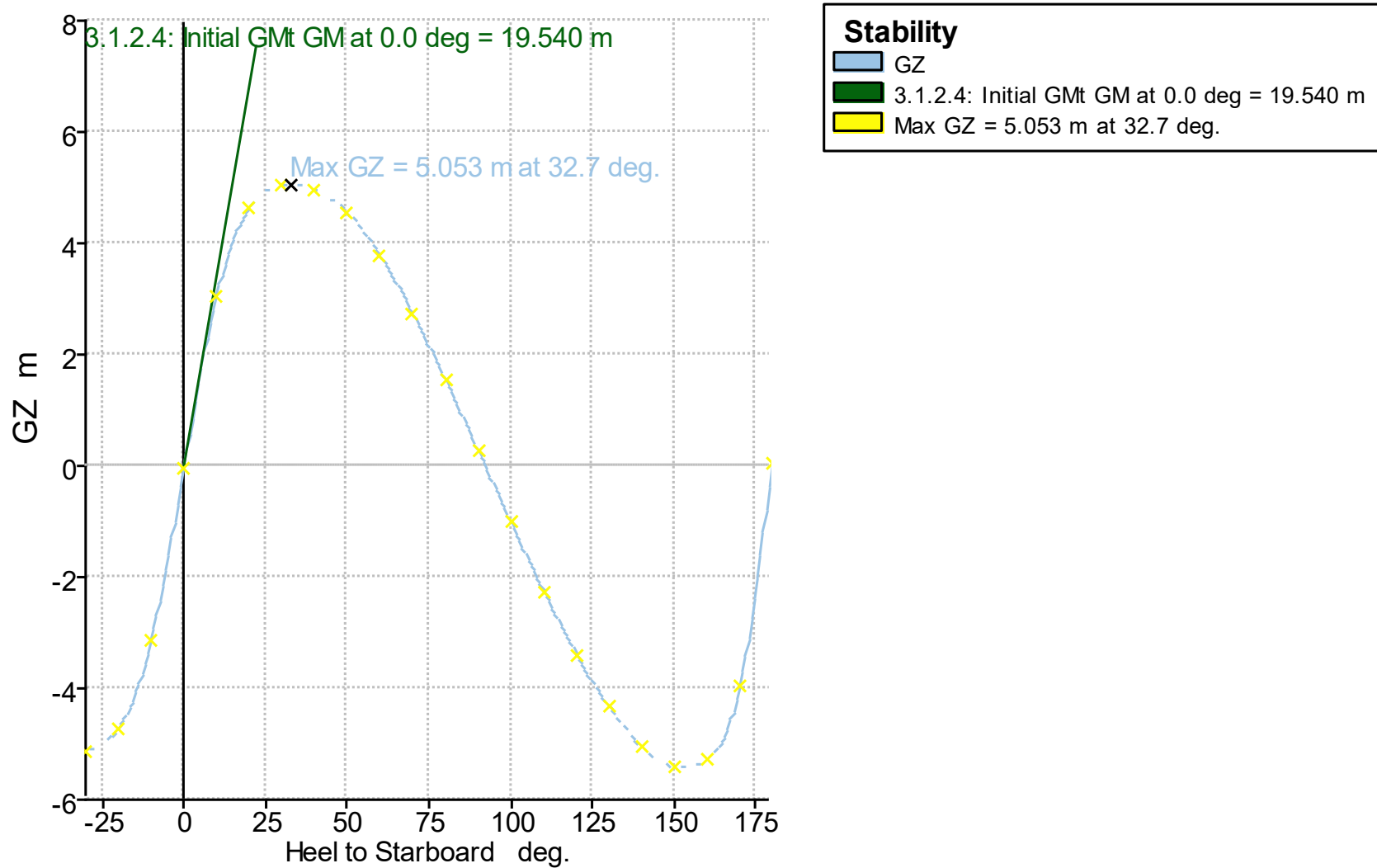


Ilustración 95. Curva de brazo adrizante (GZ) para la condición sin carga & 10% de pertrechos.

Estabilidad transversal intacta

- Condición Sin carga & 100%

Tabla 110. Datos obtenidos de la estabilidad transversal intacta para la condición sin carga & 100% de pertrechos.

deg	-30,000	-20,000	-10,000	0,000	20,000	40,000	60,000	80,000	100,000	120,000	140,000	160,000	180,000
GZ m	-4,942	-4,210	-2,531	-0,051	4,113	5,026	3,960	1,964	-0,362	-2,575	-4,161	-4,175	0,051
Area under GZ curve m.deg	94,109	47,856	13,287	0,000	45,816	141,091	233,298	293,475	309,665	279,739	210,787	123,332	74,191
Displacement t	5067,000	5067,000	5067,000	5067,000	5066,000	5067,000	5067,000	5067,000	5067,000	5067,000	5067,000	5067,000	5067,000
Wetted Area m ²	2040,551	2202,455	2385,126	2418,961	2202,375	1970,427	1966,105	1964,906	1969,002	1979,716	2032,220	2295,317	2797,662
Waterpl, Area m ²	1589,535	1799,747	2075,205	2157,454	1799,689	1388,337	1054,678	924,579	917,153	1018,556	1268,321	1762,163	2339,291
LCB from zero pt, (+ve fwd) m	57,053	57,025	57,004	56,991	57,025	57,110	57,264	57,389	57,438	57,377	57,267	57,145	57,087
LCF from zero pt, (+ve fwd) m	53,452	53,897	53,864	53,768	53,898	52,456	52,303	52,608	52,939	53,209	53,809	53,948	48,048
Max deck inclination deg	30,015	20,009	10,005	0,221	20,009	40,020	60,027	80,013	99,984	119,954	139,933	159,916	178,516
Trim angle (+ve by stern) deg	-1,141	-0,651	-0,325	-0,221	-0,651	-1,818	-4,613	-16,535	-17,873	-6,056	-3,316	-1,997	-1,485

Tabla 111. Criterios de diseño de estabilidad aplicados en la condición sin carga & 100% de pertrechos.

Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	%
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 30	3,151	m,deg	91,268	Pass	2796,190
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 0 to 40	5,157	m,deg	141,091	Pass	2636,120
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.1: Area 30 to 40	1,719	m,deg	49,823	Pass	2798,540
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.2: Max GZ at 30 or greater	0,200	m	5,035	Pass	2417,500
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.3: Angle of maximum GZ	25,000	deg	38,200	Pass	52,730
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	3.1.2.4: Initial GMt	0,150	m	14,891	Pass	9827,330



Estabilidad transversal intacta

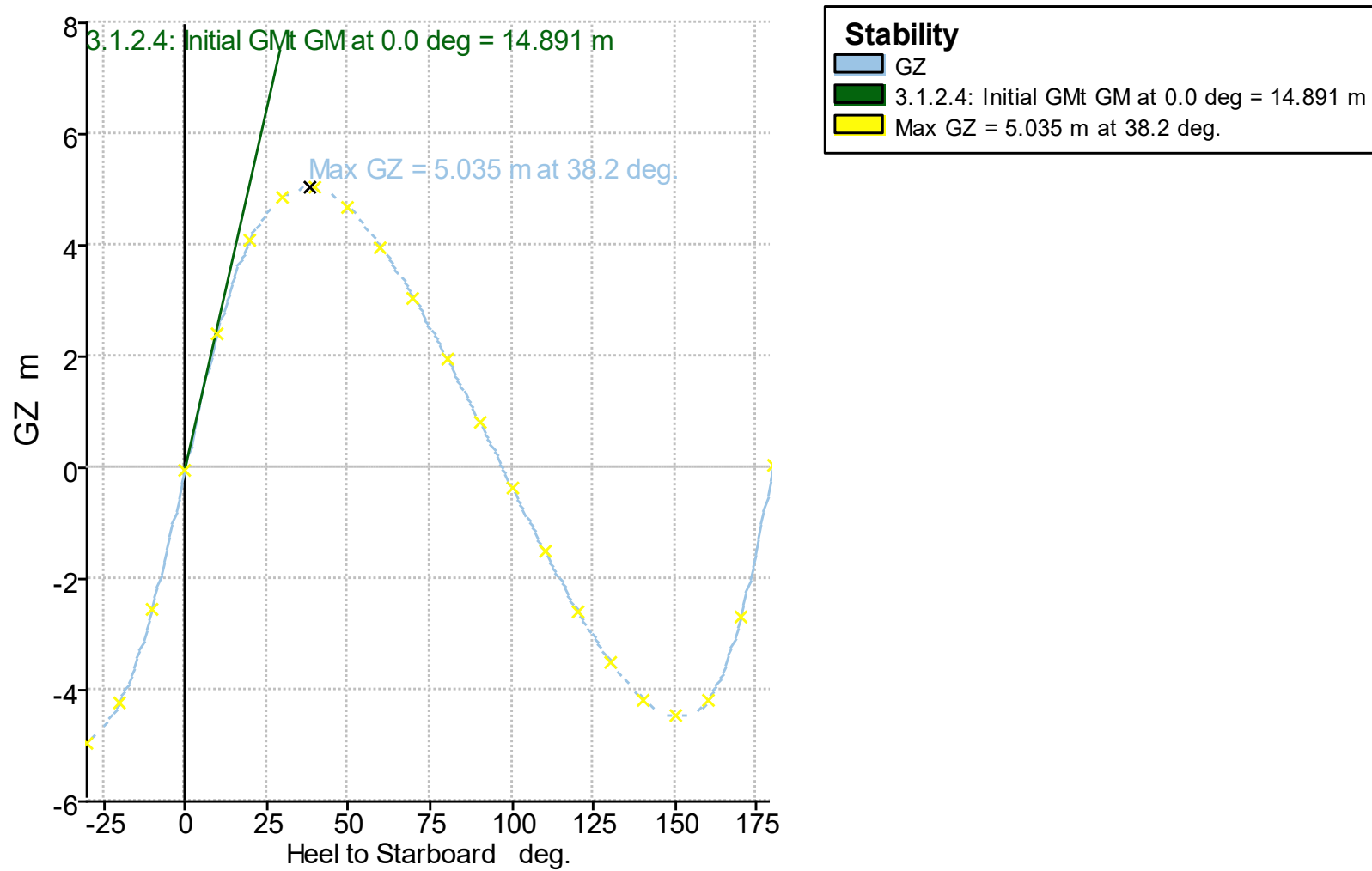


Ilustración 96. Curva de brazo adrizante (GZ) para la condición sin carga & 100% de pertrechos.



Capítulo 14

Resistencia longitudinal y cuaderna maestra

En el presente capítulo se aborda el análisis de la resistencia longitudinal del buque y el diseño de la cuaderna maestra. Se evaluarán los momentos flectores y los esfuerzos cortantes máximos, tomando como base las condiciones de carga definidas en los cálculos de la estabilidad transversal intacta.

Por último, se dimensionará la cuaderna maestra con el programa MARS en función de los momentos de arrufo y quebranto máximos obtenidos en el estudio de la resistencia longitudinal

1. Resistencia longitudinal

A partir de las condiciones de carga analizadas en el capítulo anterior, se han determinado los esfuerzos y momentos flectores máximos correspondientes a cada situación operativa del buque. Estos valores constituyen la base para el análisis de la resistencia longitudinal, cuyo objetivo es verificar que la estructura del casco posee la rigidez y resistencia adecuadas frente a los esfuerzos cortantes y momentos flectores globales.

Para este propósito, se ha empleado el software Maxsurf Stability, que permite calcular la resistencia longitudinal a partir de la distribución de los pesos calculados a lo largo de la eslora del buque proyecto.

2. Resultados de la resistencia longitudinal

En primer lugar, se han considerado determinados pesos como distribuidos a lo largo de la eslora con el fin de obtener una representación más precisa de los esfuerzos cortantes y momentos flectores. Entre estos pesos se incluyen el acero continuo, los mamparos transversales, la zona de proa y de popa, los tanques estructurales, los motores, la tubería de dragado y las tuberías estructurales relacionadas con la operación de dragado.

A partir de los resultados obtenidos, se ha realizado una selección representativa de los datos correspondientes a cada situación de carga, dado la gran cantidad de información que proporciona el informe generado por el programa.

- Condición Líquida $1,84 \text{ t/m}^3$ & 10%

Tabla 112. Esfuerzos cortantes y momentos flectores máximos en arrufo y quebranto de la condición líquida $1,84 \text{ t/m}^3$ & 10% de pertrechos.

Cortante mínima (t)	-1,876
Cortante máxima (t)	1,84
Momento mínimo (t.m)	-46,292
Momento máximo (t.m)	0

Resistencia longitudinal y cuaderna maestra

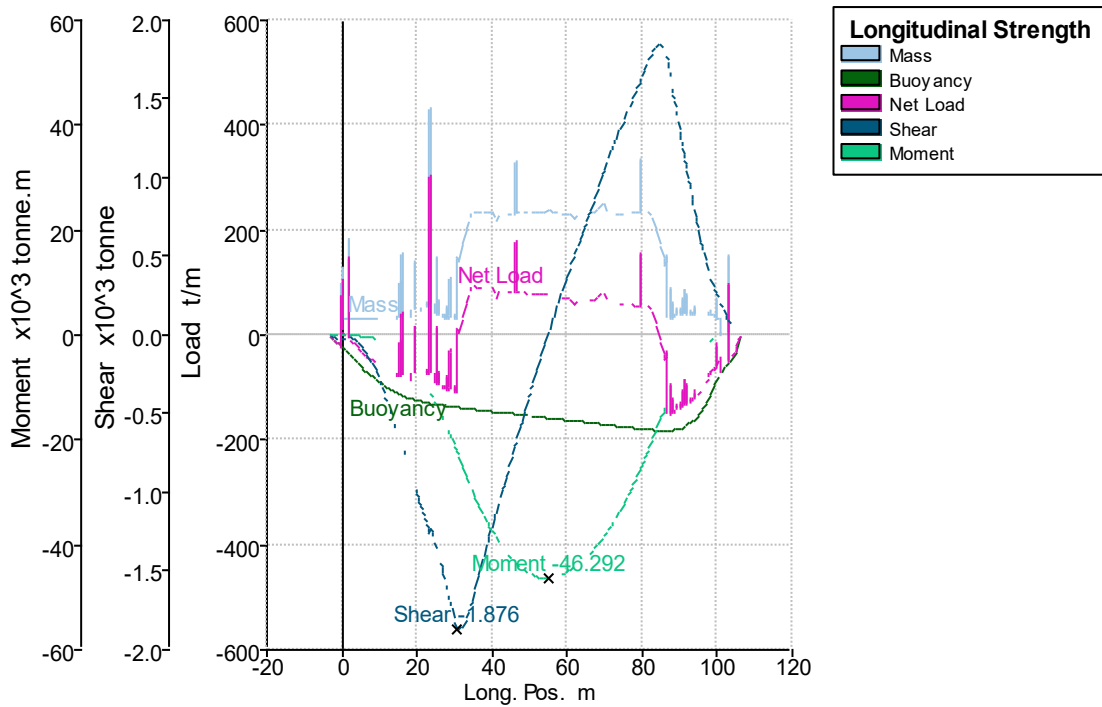


Ilustración 97. Curvas de la distribución de esfuerzos cortantes y momentos flectores para la condición líquida de 1,84 t/m³ & 10% de pertrechos.

- Condición Líquida 1,84 t/m³ & 100%

Tabla 113. Esfuerzos cortantes y momentos flectores máximos en arrufo y quebranto de la condición líquida 1,84 t/m³ & 100% de pertrechos.

Cortante mínima (t)	-1,74
Cortante máxima (t)	1,568
Momento mínimo (t.m)	-39,098
Momento máximo (t.m)	0,109

Resistencia longitudinal y cuaderna maestra

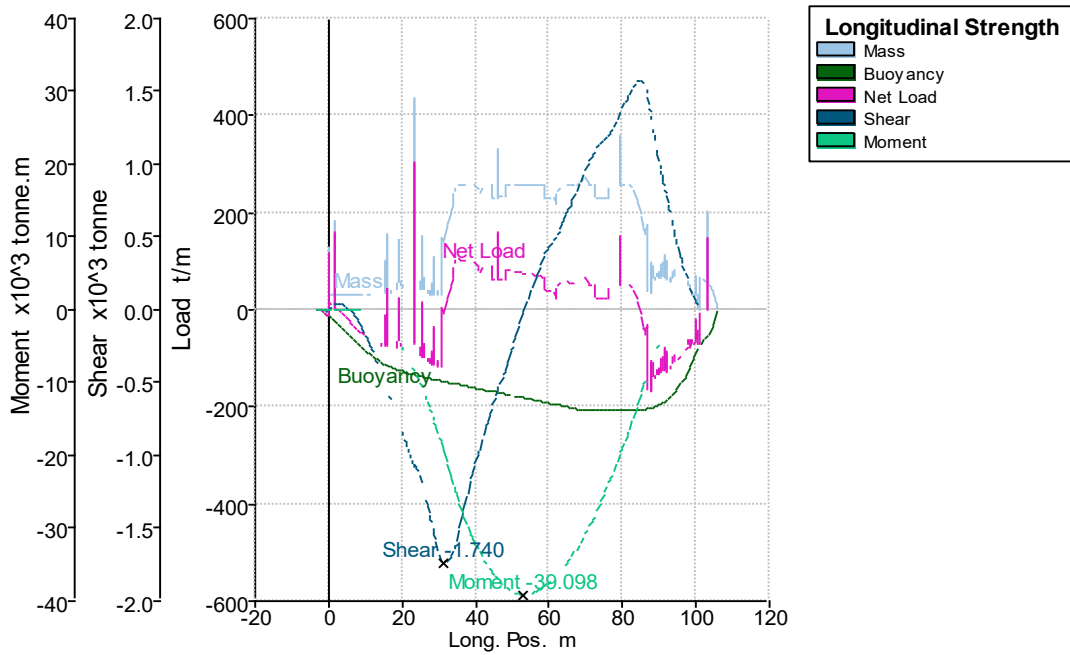


Ilustración 98. Curvas de la distribución de esfuerzos cortantes y momentos flectores para la condición líquida de 1,84 t/m³ & 100% de pertrechos.

- Condición Sólida 1,84 t/m³ & 10%

Tabla 114. Esfuerzos cortantes y momentos flectores máximos en arrufo y quebranto de la condición sólida 1,84 t/m³ & 10% de pertrechos.

Cortante mínima (t)	-2,028
Cortante máxima (t)	1,944
Momento mínimo (t.m)	-45,48
Momento máximo (t.m)	0,106

Resistencia longitudinal y cuaderna maestra

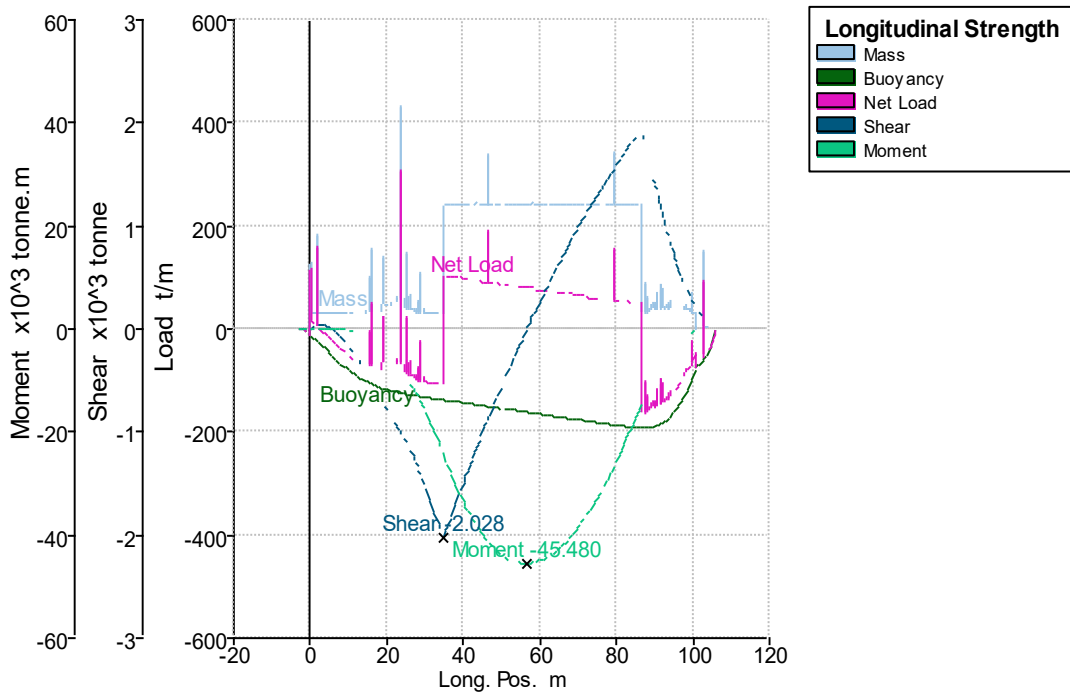


Ilustración 99. Curvas de la distribución de esfuerzos cortantes y momentos flectores para la condición sólida de 1,84 t/m³ & 10% de pertrechos.

- Condición Sólida 1,84 t/m³ & 100%

Tabla 115. Esfuerzos cortantes y momentos flectores máximos en arrufo y quebranto de la condición sólida 1,84 t/m³ & 100% de pertrechos.

Cortante mínima (t)	-1,772
Cortante máxima (t)	1,602
Momento mínimo (t.m)	-33,165
Momento máximo (t.m)	0,916

Resistencia longitudinal y cuaderna maestra

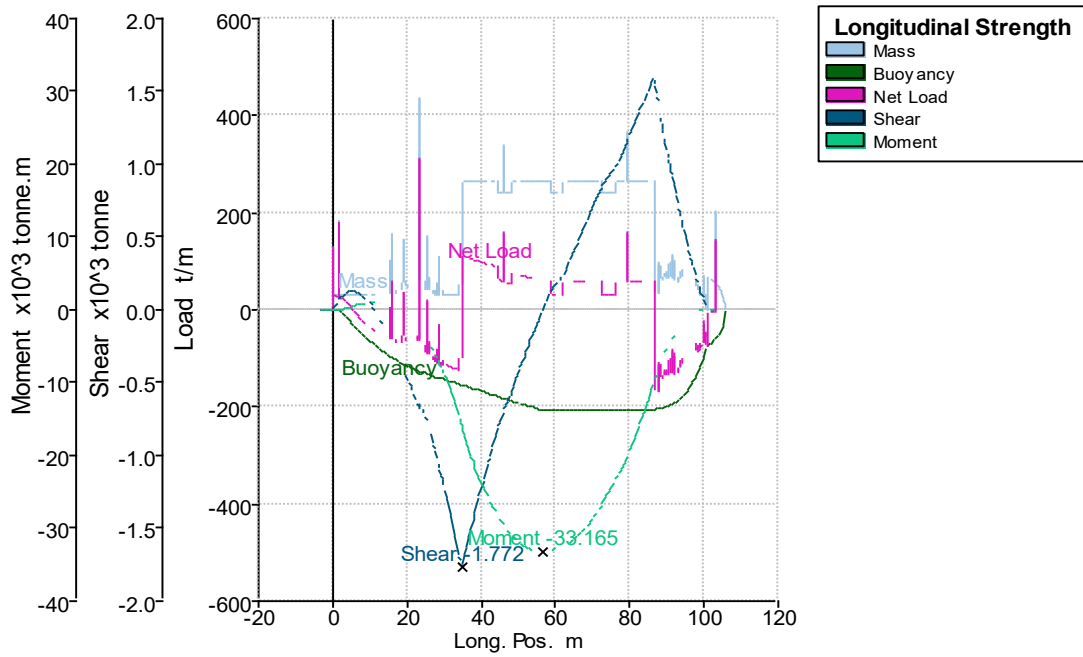


Ilustración 100. Curvas de la distribución de esfuerzos cortantes y momentos flectores para la condición sólida de 1,84 t/m³ & 100% de pertrechos.

- Condición Líquida 1 t/m³ & 10%

Tabla 116. Esfuerzos cortantes y momentos flectores máximos en arufo y quebranto de la condición líquida 1 t/m³ & 10% de pertrechos.

Cortante mínima (t)	-0,967
Cortante máxima (t)	0,96
Momento mínimo (t.m)	-23,283
Momento máximo (t.m)	0,368

Resistencia longitudinal y cuaderna maestra

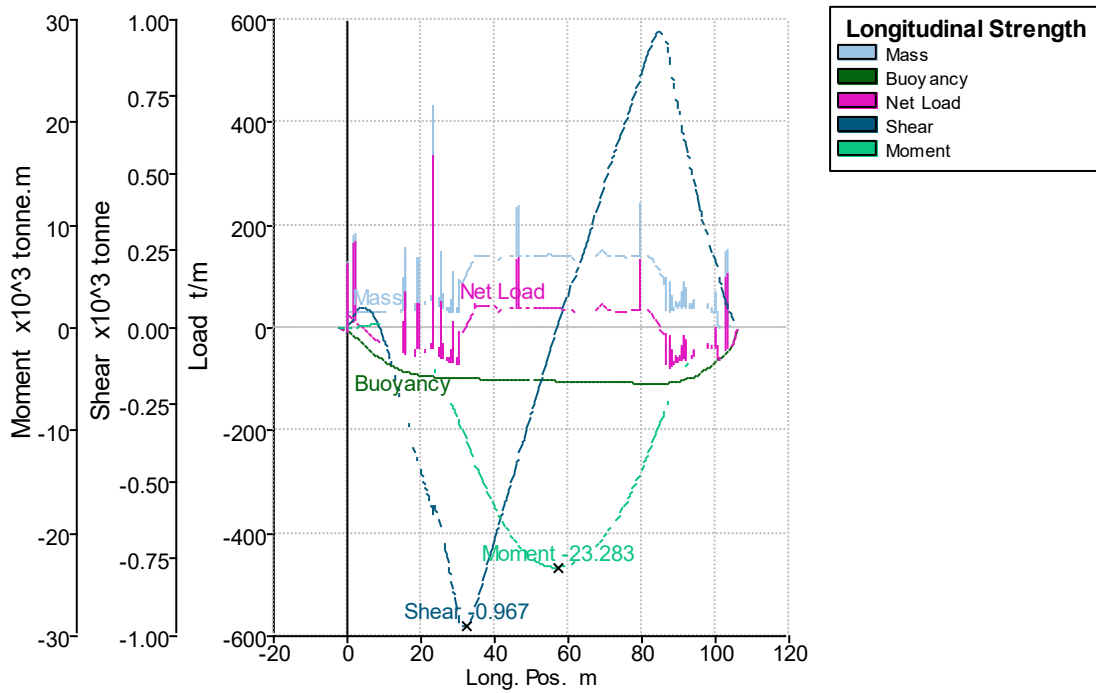


Ilustración 101. Curvas de la distribución de esfuerzos cortantes y momentos flectores para la condición líquida de 1 t/m³ & 10% de pertrechos.

- Condición Líquida 1,2 t/m³ & 10%

Tabla 117. Esfuerzos cortantes y momentos flectores máximos en arrufo y quebranto de la condición líquida 1,2 t/m³ & 10% de pertrechos.

Cortante mínima (t)	-1,195
Cortante máxima (t)	1,186
Momento mínimo (t.m)	-29,229
Momento máximo (t.m)	0,167

Resistencia longitudinal y cuaderna maestra

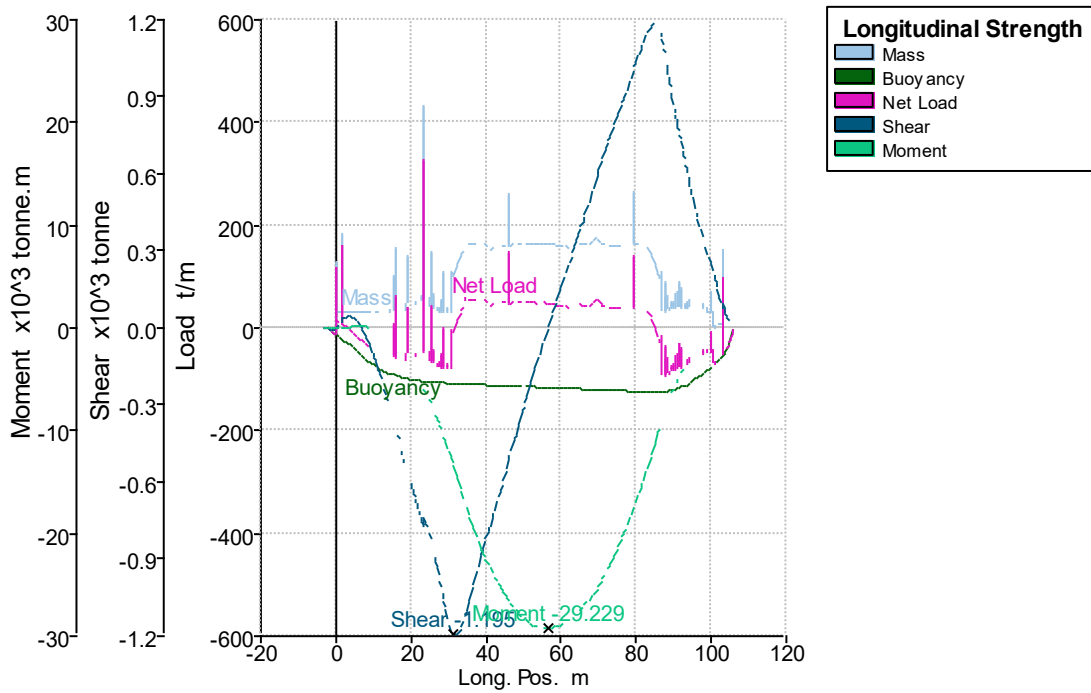


Ilustración 102. Curvas de la distribución de esfuerzos cortantes y momentos flectores para la condición líquida de 1,2 t/m³ & 10% de pertrechos.

- Condición Líquida 1,4 t/m³ & 10%

Tabla 118. Esfuerzos cortantes y momentos flectores máximos en arrufo y quebranto de la condición líquida 1,4 t/m³ & 10% de pertrechos.

Cortante mínima (t)	-1,409
Cortante máxima (t)	1,394
Momento mínimo (t.m)	-34,656
Momento máximo (t.m)	0,038

Resistencia longitudinal y cuaderna maestra

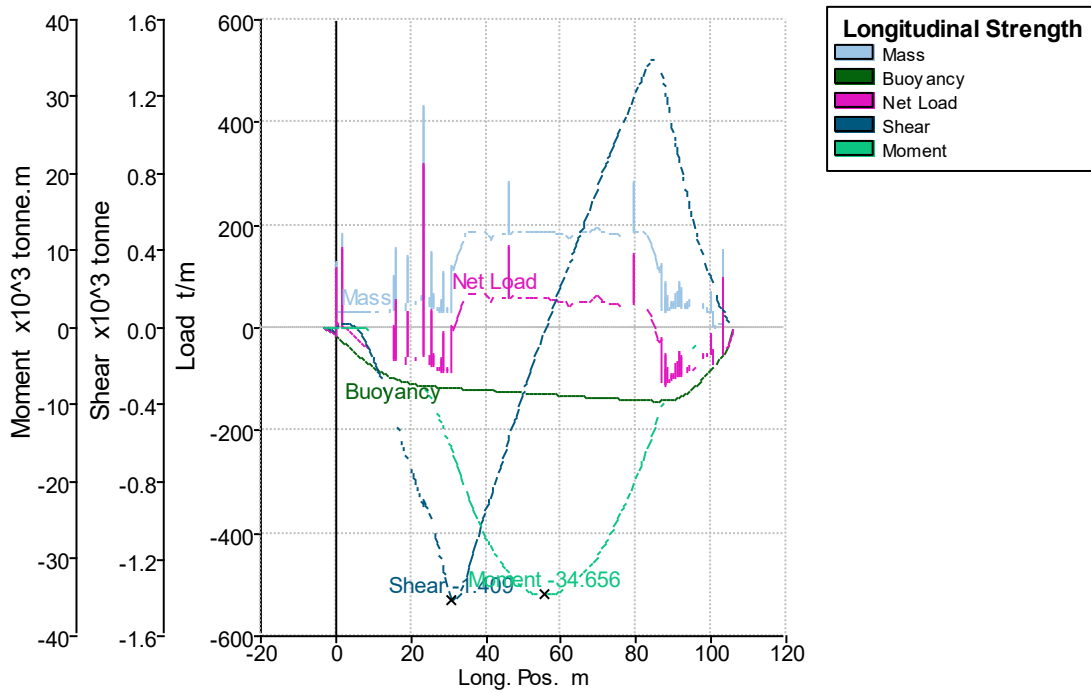


Ilustración 103. Curvas de la distribución de esfuerzos cortantes y momentos flectores para la condición líquida de 1,4 t/m³ & 10% de pertrechos.

- Condición Líquida 1,6 t/m³ & 10%

Tabla 119. Esfuerzos cortantes y momentos flectores máximos en arrufo y quebranto de la condición líquida 1,6 t/m³ & 10% de pertrechos.

Cortante mínima (t)	-1,621
Cortante máxima (t)	1,596
Momento mínimo (t.m)	-39,933
Momento máximo (t.m)	0

Resistencia longitudinal y cuaderna maestra

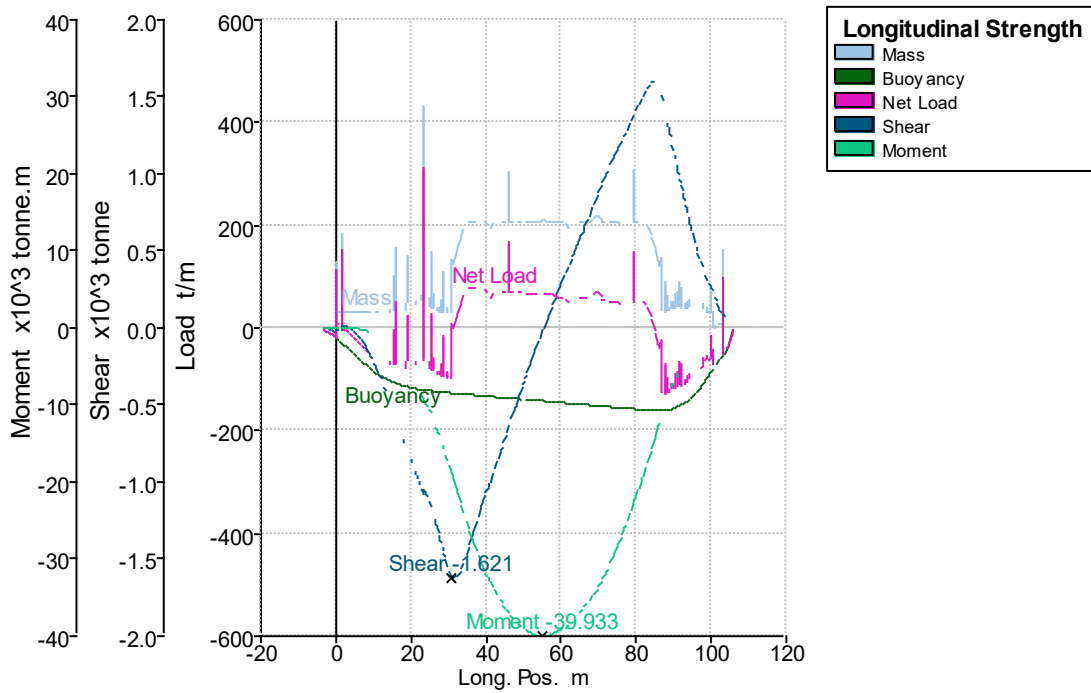


Ilustración 104. Curvas de la distribución de esfuerzos cortantes y momentos flectores para la condición líquida de 1,6 t/m³ & 10% de pertrechos.

- Condición Líquida 1,8 t/m³ & 10%

Tabla 120. Esfuerzos cortantes y momentos flectores máximos en arrufo y quebranto de la condición líquida 1,8 t/m³ & 10% de pertrechos.

Cortante mínima (t)	-1,834
Cortante máxima (t)	1,799
Momento mínimo (t.m)	-45,23
Momento máximo (t.m)	0

Resistencia longitudinal y cuaderna maestra

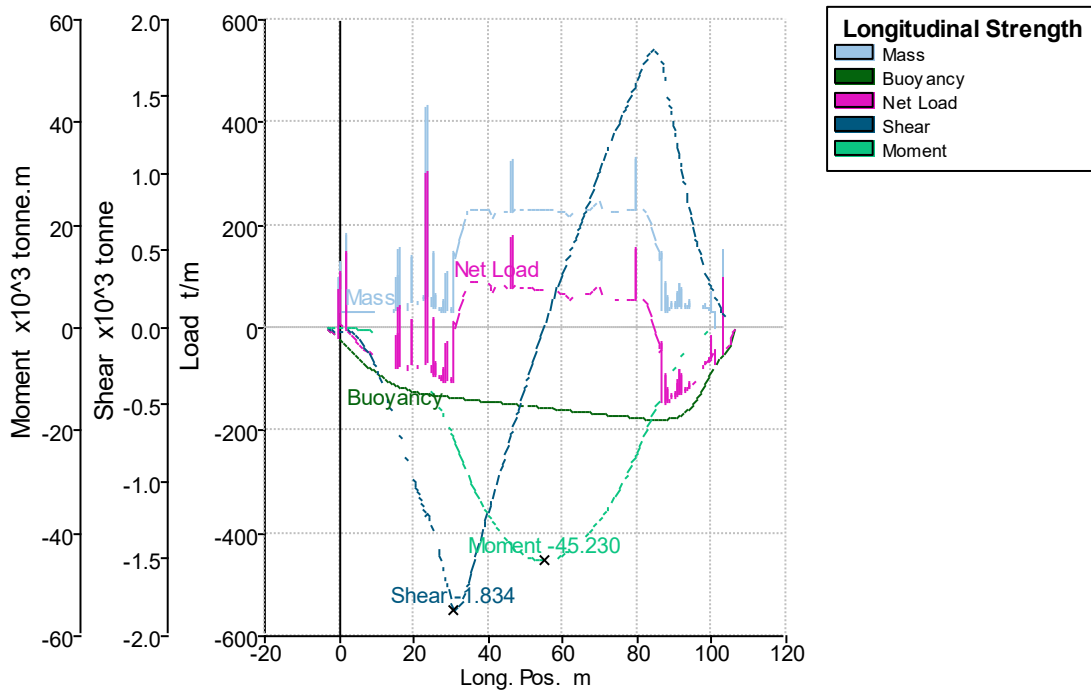


Ilustración 105. Curvas de la distribución de esfuerzos cortantes y momentos flectores para la condición líquida de 1,8 t/m³ & 10% de pertrechos.

- Condición Líquida 2 t/m³ & 10%

Tabla 121. Esfuerzos cortantes y momentos flectores máximos en arrufo y quebranto de la condición líquida 2 t/m³ & 10% de pertrechos.

Cortante mínima (t)	-2,044
Cortante máxima (t)	1,999
Momento mínimo (t.m)	-50,478
Momento máximo (t.m)	0

Resistencia longitudinal y cuaderna maestra

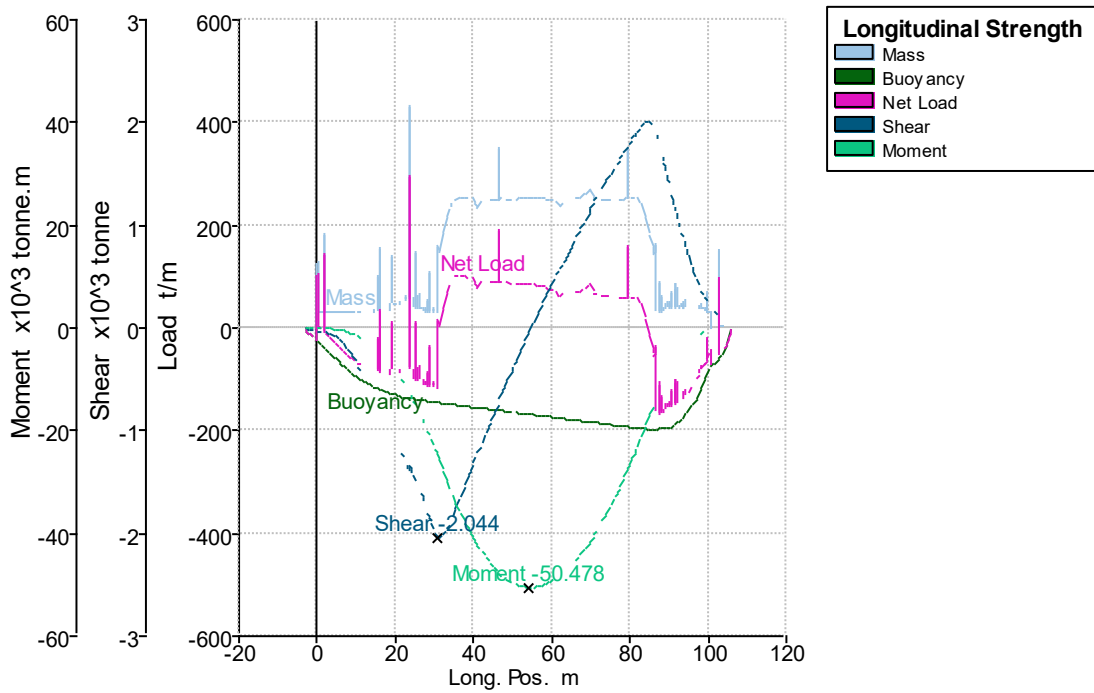


Ilustración 106. Curvas de la distribución de esfuerzos cortantes y momentos flectores para la condición líquida de 2 t/m³ & 10% de pertrechos.

- Condición Sólida 2 t/m³ & 10%

Tabla 122. Esfuerzos cortantes y momentos flectores máximos en arrufo y quebranto de la condición sólida 2 t/m³ & 10% de pertrechos.

Cortante mínima (t)	-2,157
Cortante máxima (t)	2,023
Momento mínimo (t.m)	-47,666
Momento máximo (t.m)	0,116

Resistencia longitudinal y cuaderna maestra

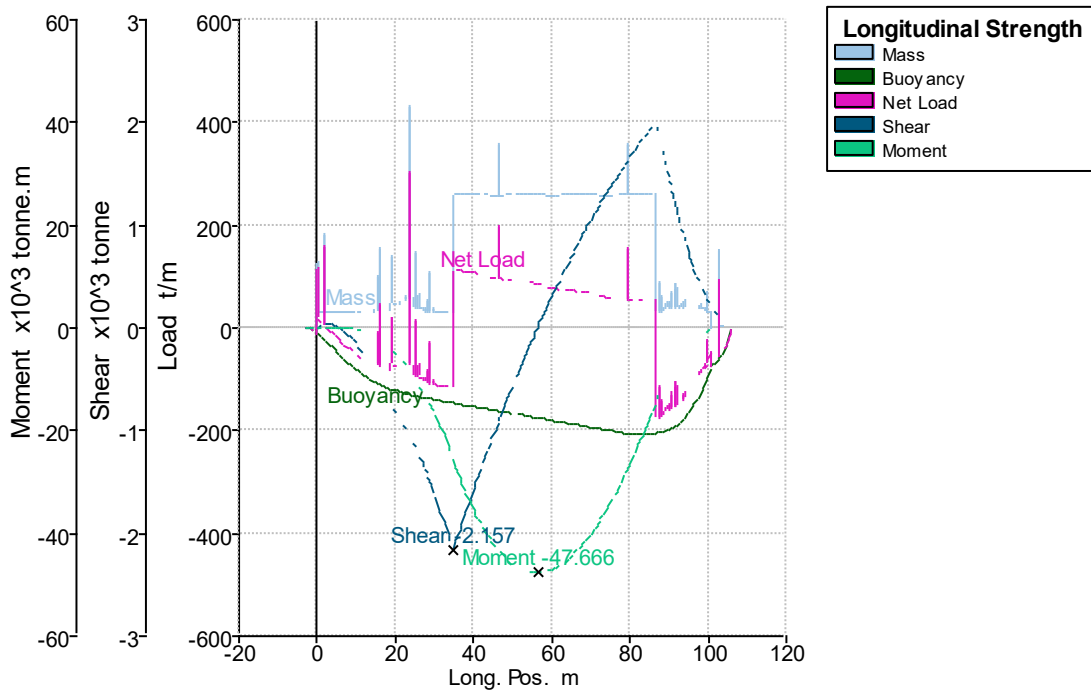


Ilustración 107. Curvas de la distribución de esfuerzos cortantes y momentos flectores para la condición sólida de 2 t/m³ & 10% de pertrechos.

- Condición Sólida 2,2 t/m³ & 10%

Tabla 123. Esfuerzos cortantes y momentos flectores máximos en arrufo y quebranto de la condición sólida 2,2 t/m³ & 10% de pertrechos.

Cortante mínima (t)	-2,086
Cortante máxima (t)	2,083
Momento mínimo (t.m)	-42,976
Momento máximo (t.m)	0,961

Resistencia longitudinal y cuaderna maestra

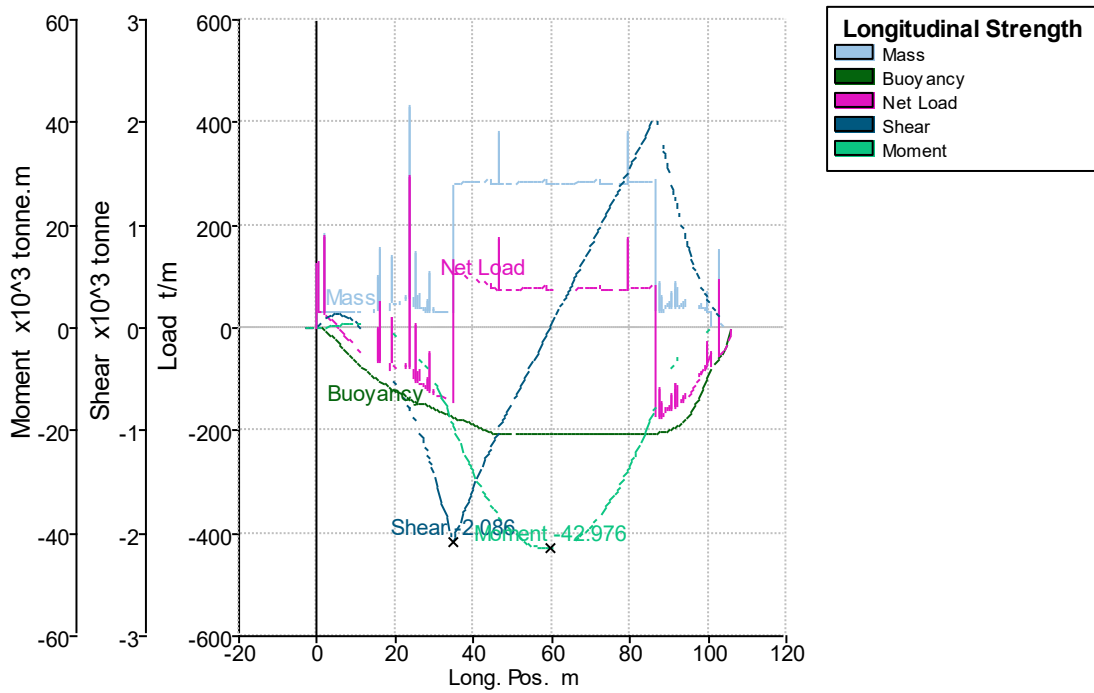


Ilustración 108. Curvas de la distribución de esfuerzos cortantes y momentos flectores para la condición sólida de 2,2 t/m³ & 10% de pertrechos.

- Condición Sin carga & 10%

Tabla 124. Esfuerzos cortantes y momentos flectores máximos en arrufo y quebranto de la condición sin carga & 10% de pertrechos.

Cortante mínima (t)	-0,233
Cortante máxima (t)	0,295
Momento mínimo (t.m)	-0,008
Momento máximo (t.m)	8,116

Resistencia longitudinal y cuaderna maestra

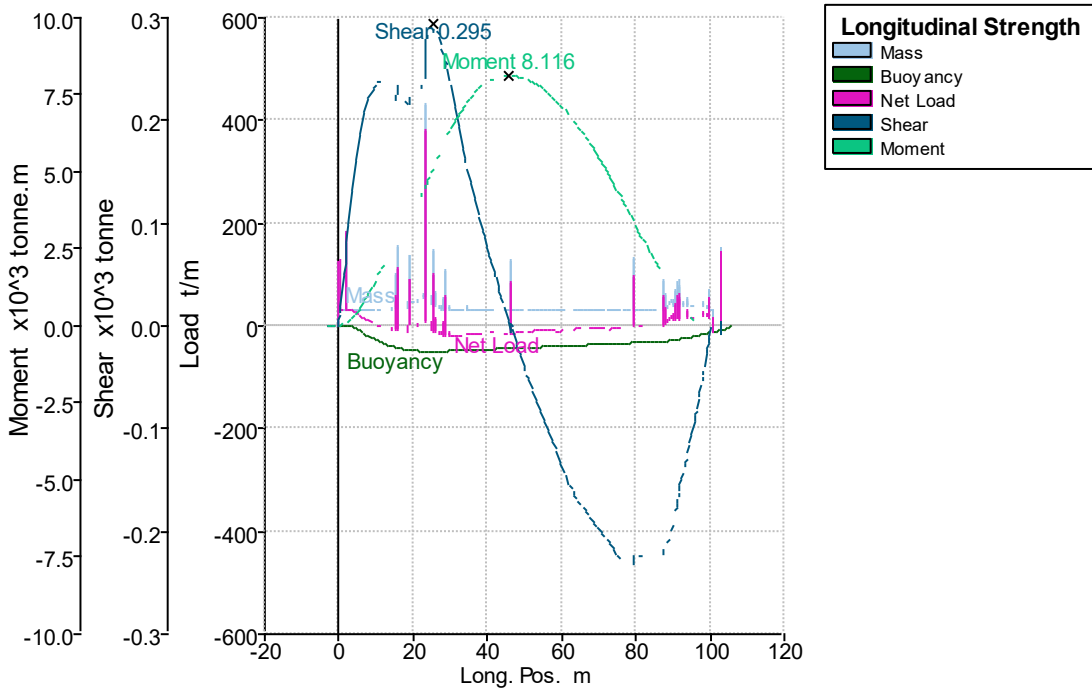


Ilustración 109. Curvas de la distribución de esfuerzos cortantes y momentos flectores para la condición sin carga & 10% de pertrechos.

- Condición Sin carga & 100%

Tabla 125. Esfuerzos cortantes y momentos flectores máximos en arrufo y quebranto de la condición sin carga & 100% de pertrechos.

Cortante mínima (t)	-0,272
Cortante máxima (t)	0,292
Momento mínimo (t.m)	0
Momento máximo (t.m)	7,981

Resistencia longitudinal y cuaderna maestra

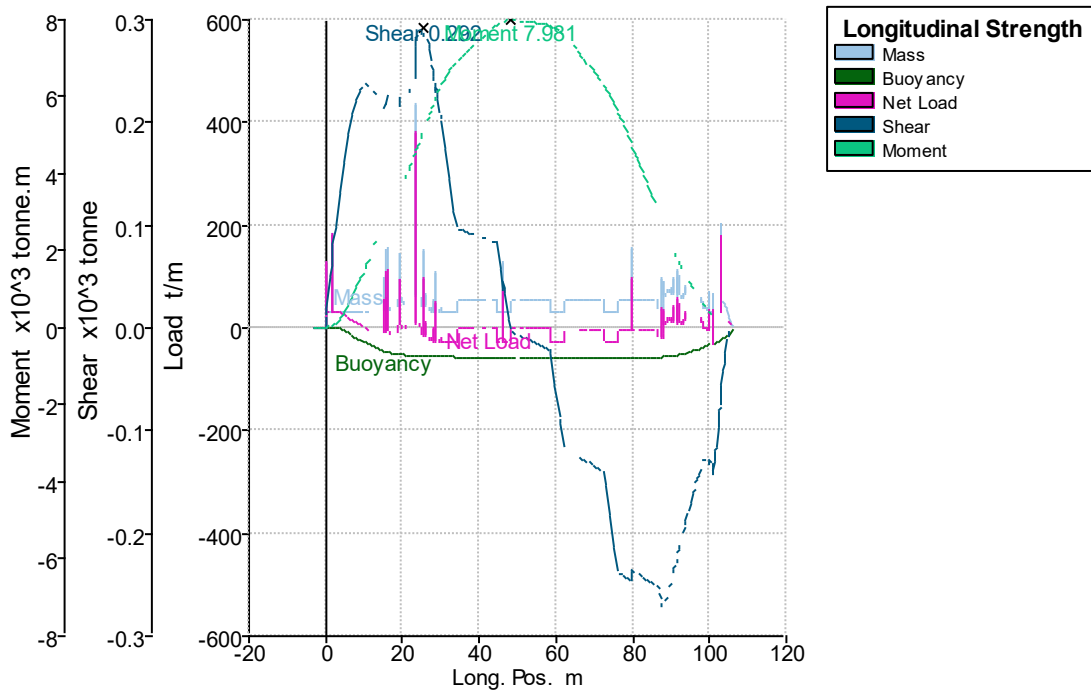


Ilustración 110. Curvas de la distribución de esfuerzos cortantes y momentos flectores para la condición sin carga & 100% de pertrechos.

3. Diseño de la cuaderna maestra en MARS

Para el diseño de la cuaderna maestra es esencial disponer de los momentos flectores del buque, obtenidos a partir del estudio de resistencia longitudinal en las condiciones de carga consideradas en la estabilidad transversal intacta. En caso de no contar con estos valores, sería necesario estimarlos mediante las fórmulas proporcionadas por la sociedad de clasificación, en este caso Bureau Veritas. Además de los momentos flectores máximos, resulta igualmente importante considerar el valor del esfuerzo cortante máximo.

Los momentos flectores máximos en arrufo se presentan cuando la draga transporta una carga líquida con una densidad de 2000 kg/m^3 . Aunque esta densidad no es la mayor posible, no se prevé que el buque opere con materiales más densos.

Por otro lado, los momentos flectores máximos en quebranto se producen cuando la cántara se encuentra vacía y un 10 % de pertrechos, ya que en esta condición no hay carga en la cántara y los pesos de los equipos de propulsión y dragado se concentran en los extremos del buque.

A continuación, se presentan los esfuerzos cortantes y momentos flectores máximos obtenidos del análisis de la resistencia longitudinal:

Tabla 126. Esfuerzos cortantes y momentos flectores máximos en arrufo y quebranto de todas las condiciones estudiadas.

Esfuerzo cortante máximo en situación de arrufo (t)	-2,157
Momento flector máximo en situación de arrufo (t.m)	-50,478
Momento flector máximo en situación de quebranto (t.m)	8,116

Resistencia longitudinal y cuaderna maestra

Para el diseño de la cuaderna maestra se ha empleado el programa MARS 2000, desarrollado por Bureau Veritas para el cálculo estructural de buques. En el caso del buque proyecto, este software permite analizar la resistencia longitudinal de la estructura y verificar el cumplimiento de los criterios establecidos por esta sociedad de clasificación.

En primer lugar, en el apartado Basic Data, se introducen los datos generales del buque necesarios para el análisis estructural. A continuación, se presenta la interfaz del programa y los datos que se han introducido:

The screenshot displays the 'Basic Data' section of the MARS 2000 software. It is organized into several panels:

- Notations:** Service: Hopper dredger/barge; Navigation: Unrestricted navigation; Operating area: Dredging within 15 miles from shore or within 2.
- Fore, central and aft parts (from AE):** After peak bulkhead: 1.800 m; Collision bulkhead: 100.500 m.
- Additional Notation:** Polar Class: None.
- Main dimensions:** Scantling length: 112.500 m; Breadth moulded: 23.000 m; Block coefficient: 0.879; Maximum service speed: 12.0 Knots.
- Depths:** At strength deck: 11.000 m; At freeboard deck: 9.100 m; At top of continuous member: 12.000 m.
- Additional Notation (2):** VeriSTAR HULL FAT (ex-DFL) [checkbox] [] years.

Ilustración 111. Especificación y datos principales del buque proyecto en la interfaz de MARS 2000.

The screenshot displays the 'Still Water Bending Moments' and 'Draughts' sections of the MARS 2000 software. At the top, there are radio buttons for Scantling, Ballast, and Dredging, with Dredging selected.

- Still Water Bending Moments:** Hogging condition: 79 kN.m; Sagging condition: 495 kN.m.
- Ship:** Ship behavior: Both Hogging / Sagging; Min S.W.B.M. in Hogging condition: 0 kN.m.
- Draughts:** Dredging draught: 8.365 m.

Ilustración 112. Momentos de arrufo y quebranto del buque proyecto en la interfaz de MARS 2000.

Resistencia longitudinal y cuaderna maestra

Main material

Ship built in: **Steel** Reference Young Modulus: **206000** N/mm2

Materials




	Material Type	Yield Stress (N/mm2)	Young Modulus (N/mm2)	Tensile Strength (N/mm2)	Bottom zone	Neutral axis	Deck zone
1	Steel	235.0	206000.0				
2							
3							
4							
5							
6							

Ilustración 113. Definición del material empleado para la construcción del buque proyecto en la interfaz de MARS 2000.

General frame data

Distance with sign from AE to Frame Nb. 0: **1.800** m

First frame number. Must be less or equal 0: **-8**

Frame spacing definition

- From frame n° -8 to frame n° 45 spacing 0.600 m
- From frame n° 45 to frame n° 150 spacing 0.700 m
- From frame n° 150 to frame n° 165 spacing 0.600 m

From frame Nb.: **-8**

To frame Nb.: **45**

Frame spacing: **0.600** m

Validate **Delete**

Ilustración 114. Distribución de las cuadernas del buque proyecto en la interfaz de MARS 2000.

Una vez introducidos los datos básicos, se procede al modelado de la cuaderna maestra en el apartado Edit del programa MARS 2000. En esta etapa se definen, en primer lugar, los puntos y las planchas que generan la estructura de la cuaderna maestra proyectada. Y posteriormente, se especifica la disposición de las tracas y de los refuerzos longitudinales, cuyas configuraciones se presentan en las siguientes figuras:

Resistencia longitudinal y cuaderna maestra

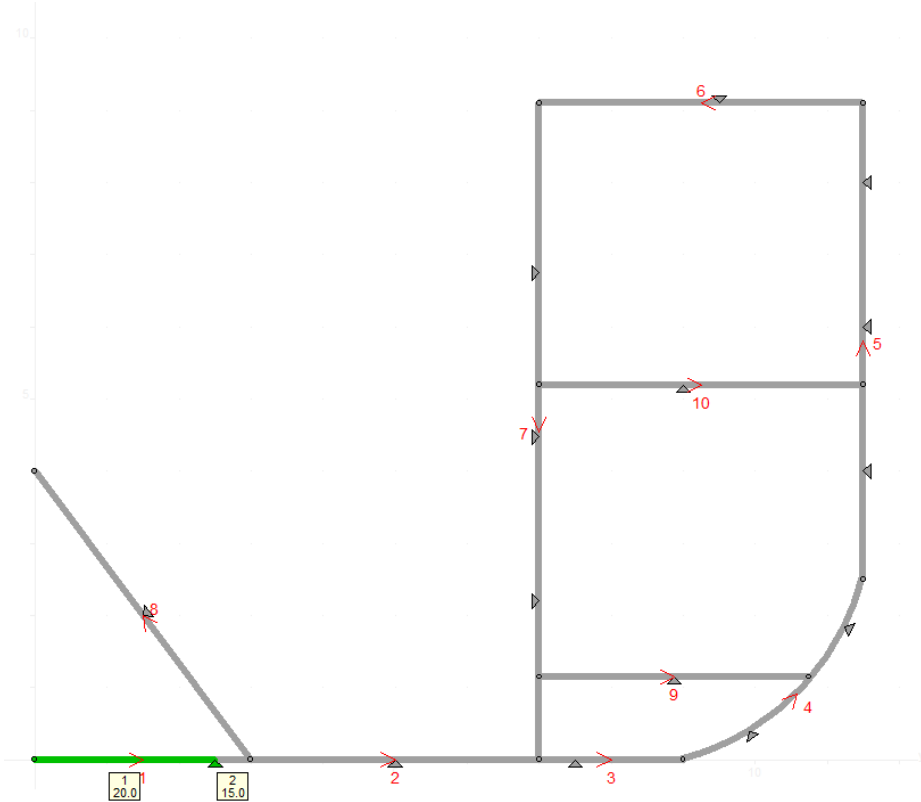


Ilustración 115. Disposición de las tracas de la cuaderna maestra en la interfaz de MARS 2000.

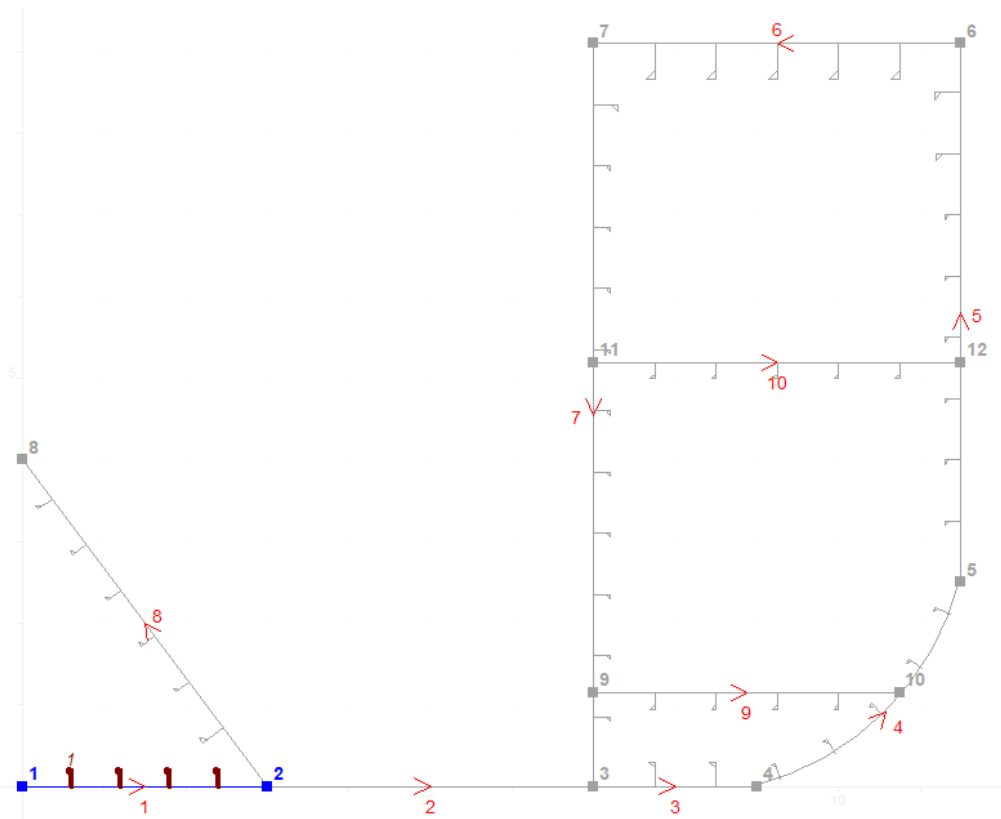


Ilustración 116. Disposición de los refuerzos longitudinales de la cuaderna maestra en la interfaz de MARS 2000.

4. Resultados de la cuaderna maestra en MARS

Una vez escantillonada la cuaderna maestra, se aplica la reglamentación de la sociedad de clasificación considerada para el desarrollo de este proyecto, que es Bureau Veritas. En primer lugar, se determinan el eje neutro y el centro de gravedad de la sección transversal. A continuación, se presentan dos ilustraciones que muestran estos resultados.

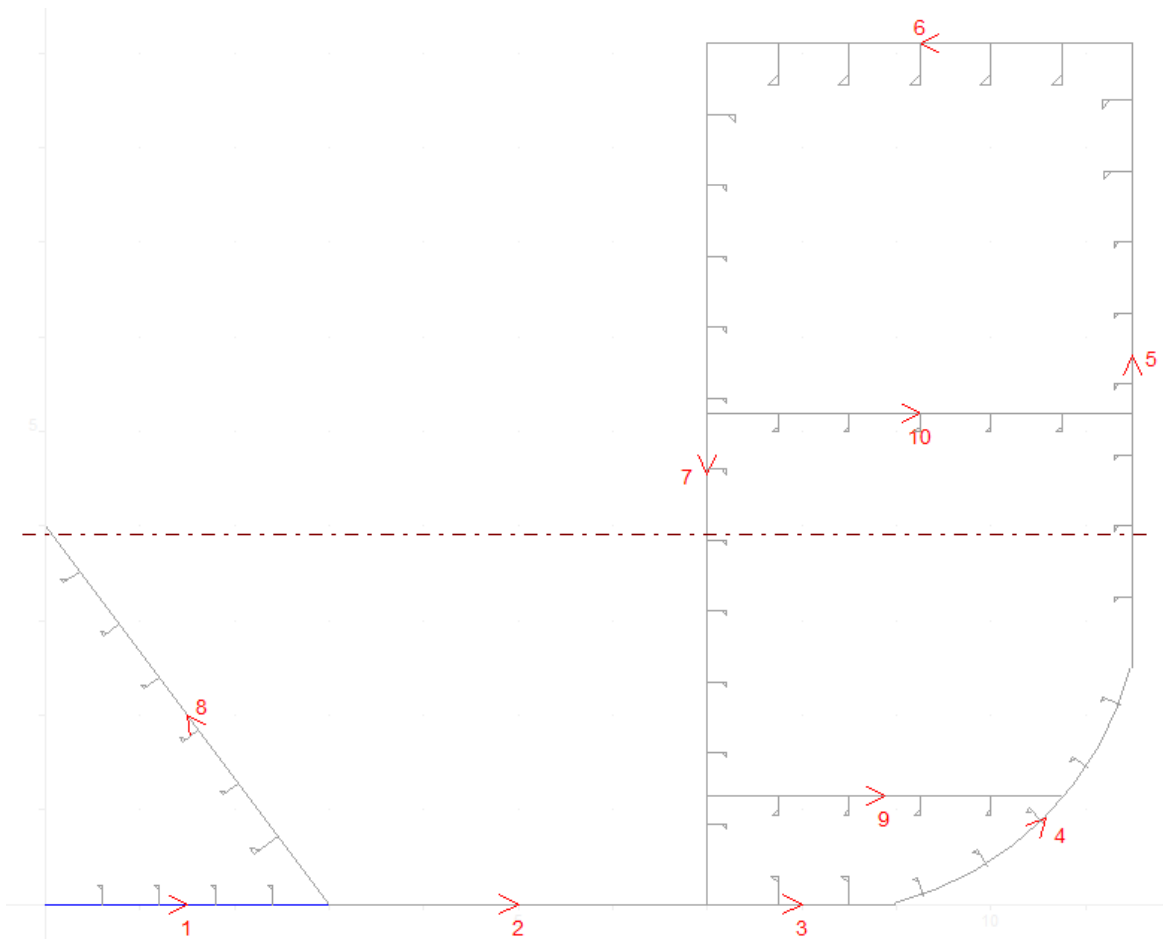


Ilustración 117. Eje neutro de la cuaderna maestra proyectada en la interfaz de MARS 2000.

El eje neutro por encima de línea base se encuentra a:

$$Z = 3,91 \text{ m} \quad (14.1)$$

Por otro lado, el centro de gravedad se encuentra en

$$Y_G = 7,371 \text{ m} \quad (14.2)$$

$$z_G = 3,91 \text{ m} \quad (14.3)$$

Resistencia longitudinal y cuaderna maestra

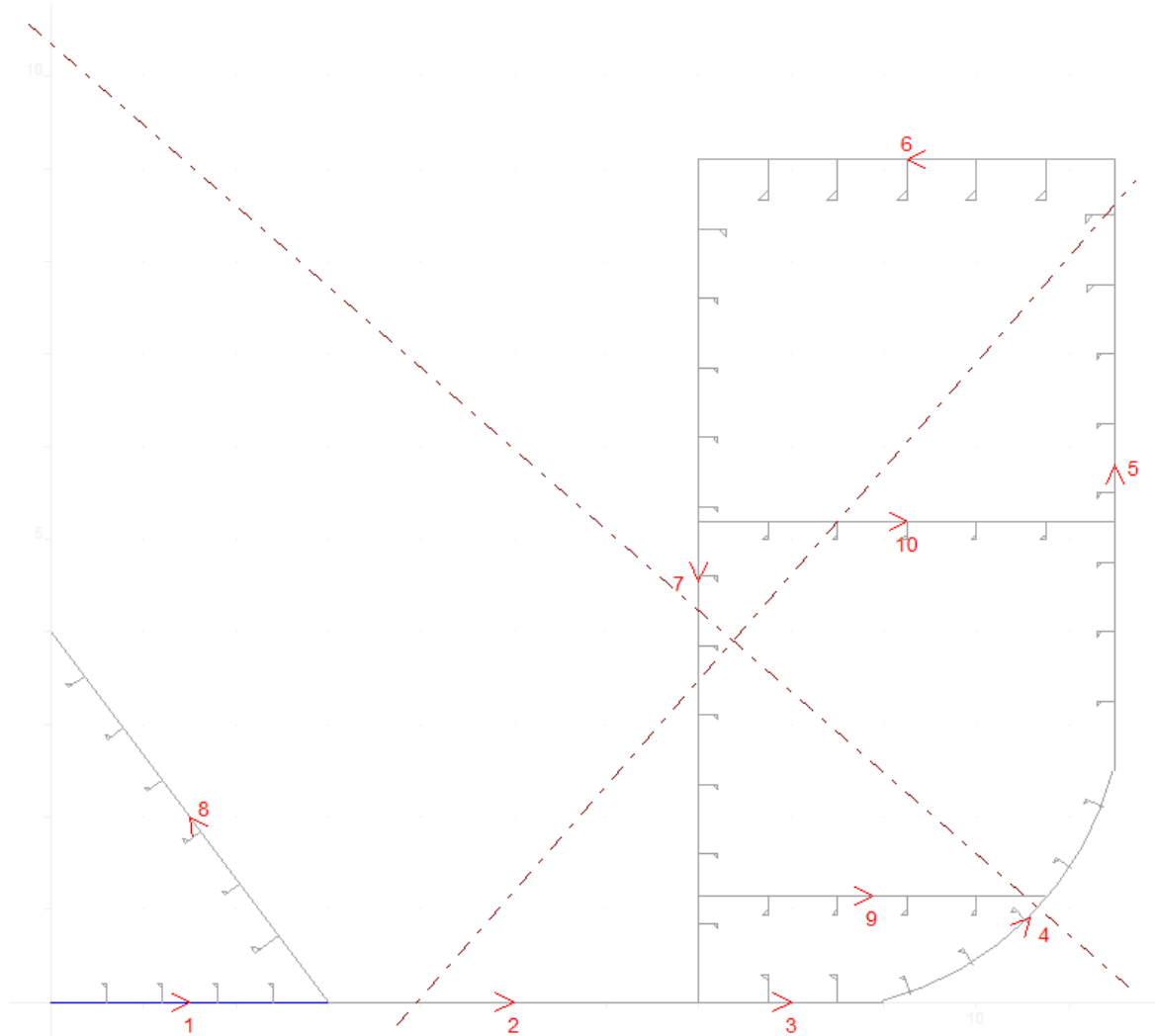


Ilustración 118. Centro de gravedad de la cuaderna maestra proyectada en la interfaz de MARS 2000.

Y los resultados finales del estudio de la cuaderna maestra proyectada son:

Resistencia longitudinal y cuaderna maestra

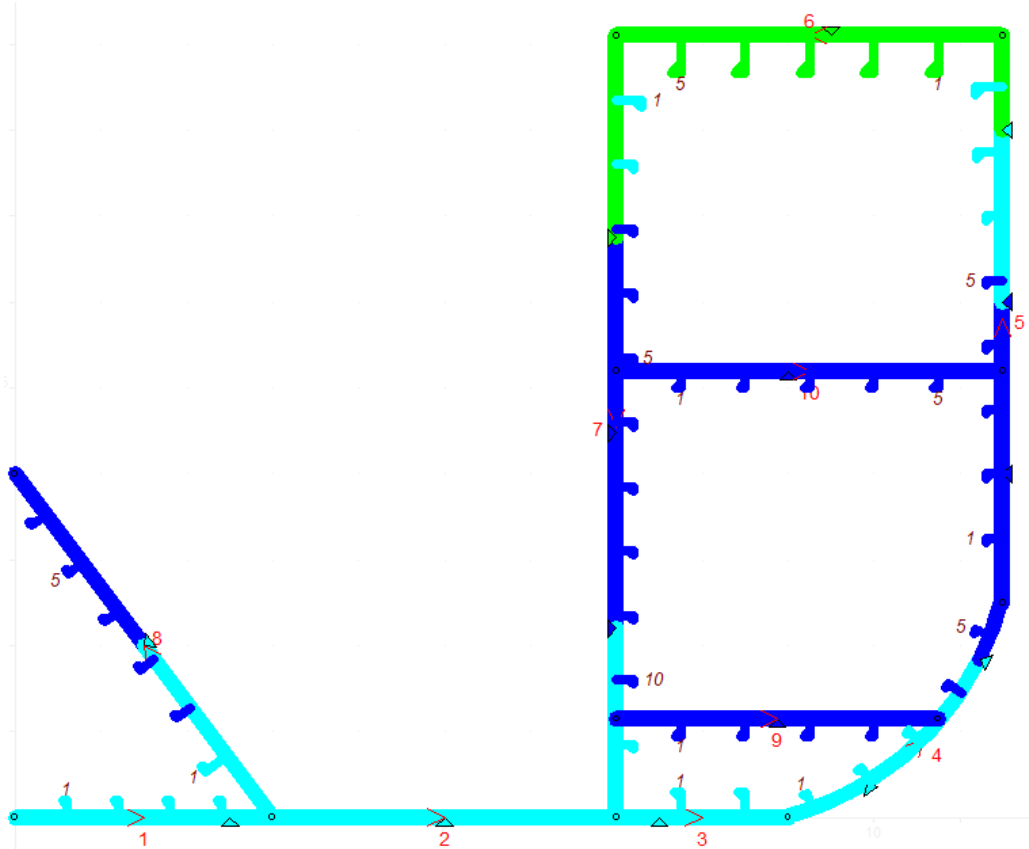


Ilustración 119. Resultados de la resistencia del conjunto estructural del casco.

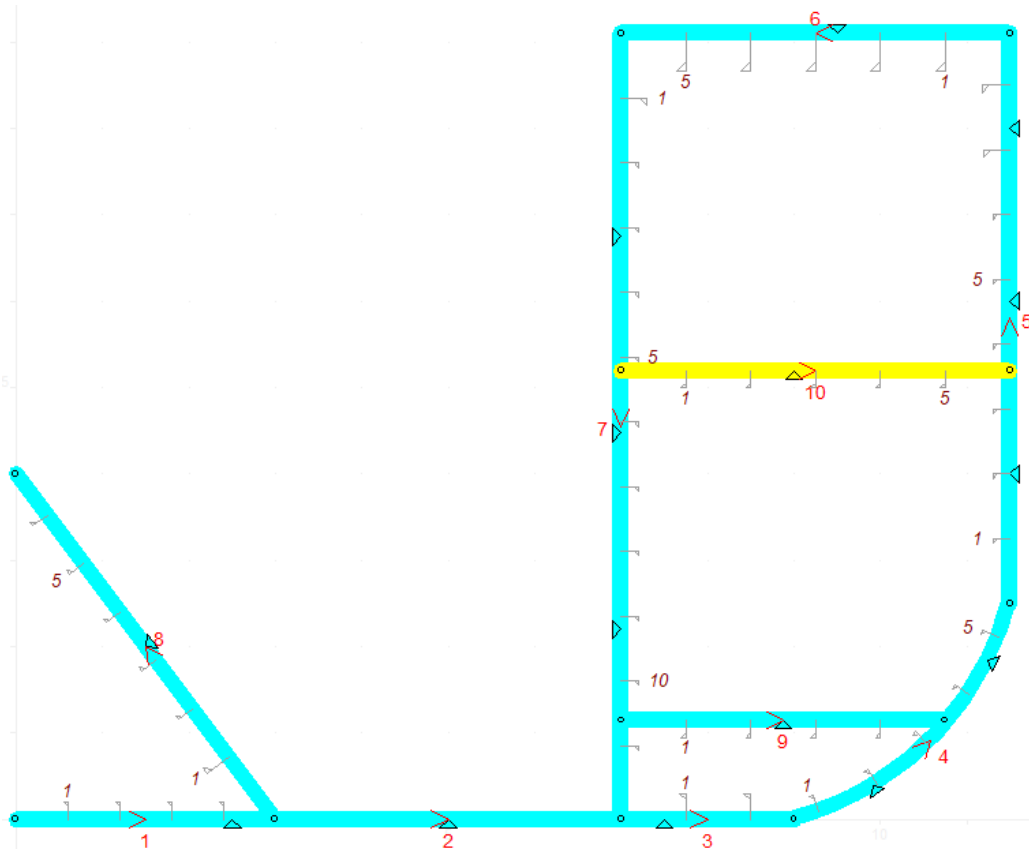


Ilustración 120. Resultados de la resistencia estructural local.

Resistencia longitudinal y cuaderna maestra

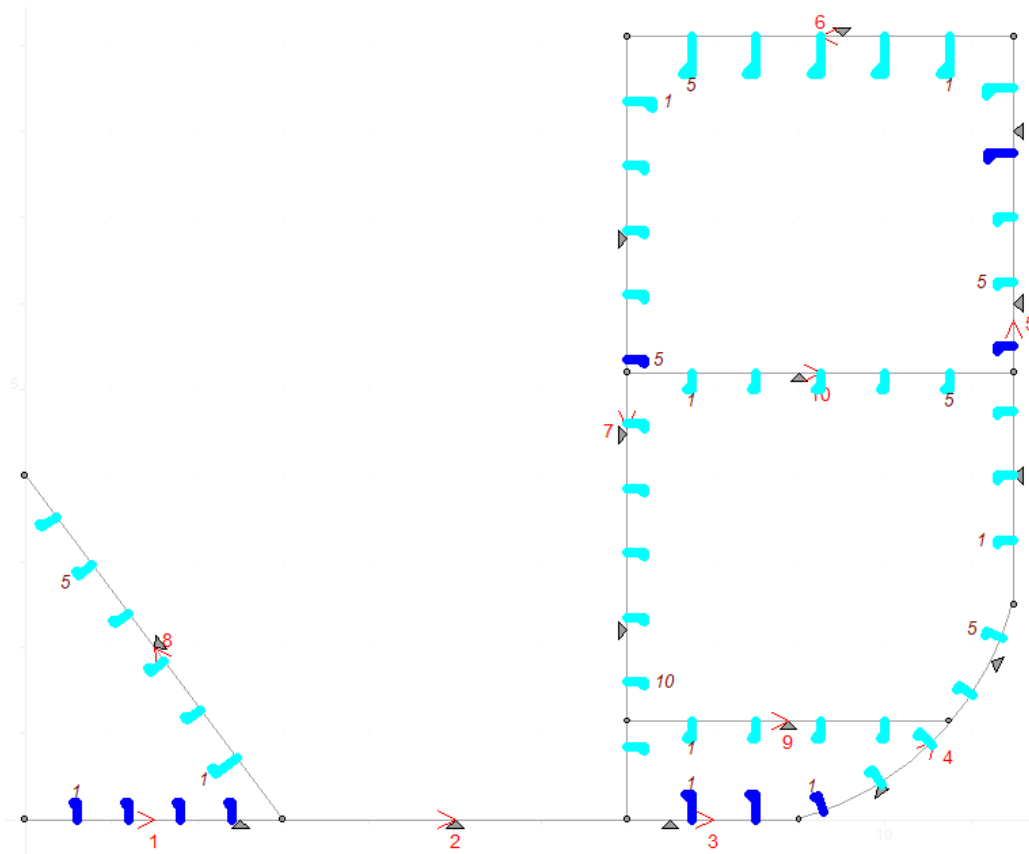


Ilustración 121. Resultados de los refuerzos longitudinales de resistencia local

Con el objetivo de garantizar que todas las tracas y refuerzos longitudinales cumplieran con la normativa de la sociedad de clasificación, se llevó a cabo un proceso iterativo de ajuste de espesores y posición de refuerzos. Durante este proceso se evitó que los elementos aparecieran en rojo o granate, indicando que se encuentran en el límite de resistencia. De igual forma, se procuró que ningún elemento mostrara color azul marino, lo que indicaría que no está trabajando estructuralmente. En estos casos, se redujeron los espesores al mínimo permitido y se instalaron los refuerzos de menor tamaño posible, asegurando un comportamiento estructural eficiente y conforme a la reglamentación.



Ilustración 122. Código de colores que marca la reglamentación de Bureau Veritas.

Capítulo 15

Conclusiones

El presente Trabajo Fin de Máster ha abordado el estudio técnico de una draga de succión con tolva de $6000 m^3$ de cántara, propulsada mediante dos motores de $5220 kW$ alimentados con metanol. El proyecto ha abarcado el desarrollo completo del dimensionamiento del buque, el diseño de sus formas y la integración de la disposición general. Asimismo, se ha abordado el estudio de la arquitectura naval, la estimación de la potencia propulsora junto con el diseño del propulsor, el dimensionamiento de la cámara de máquinas y la definición de los sistemas de dragado, equipos y servicios a bordo. Finalmente, se ha realizado el diseño de la planta eléctrica, el análisis de la distribución de pesos, la evaluación de la estabilidad intacta y el estudio de la resistencia estructural.

Desde el punto de vista propulsivo, la utilización del metanol como combustible principal representa una alternativa viable y más sostenible respecto al uso convencional de MDO. Aunque su menor densidad energética implica la necesidad de un mayor volumen de almacenamiento, dimensionado en $1654,97 m^3$, los requisitos operativos y de estabilidad se aseguran mediante la correcta distribución del peso del combustible. A cambio, se logra una reducción significativa de emisiones contaminantes, especialmente en óxidos de azufre y partículas, contribuyendo al cumplimiento de los objetivos de descarbonización del sector marítimo.

En comparación con un buque equivalente propulsado con MDO, la draga de metanol presenta incrementos de peso estructural y volumen ocupado por los sistemas de combustible, pero sin comprometer la estabilidad ni el rendimiento operativo. Dado que se cumplen con todos los márgenes de estabilidad y de resistencia estructural exigidos por Bureau Veritas.

En cuanto a la cántara, el diseño permite alcanzar una capacidad muy próxima a $6000 m^3$, cumpliendo con los requerimientos operativos de dragado sin comprometer la distribución de pesos ni la estabilidad transversal intacta del buque.

El desarrollo del proyecto ha estado sujeto a cambios constantes, dado que la sociedad de clasificación escogida actualiza periódicamente la normativa relacionada con los combustibles alternativos, debido a que se trata de líquidos que se encuentran en constante investigación. Esto ha exigido una revisión continua del diseño y de las soluciones adoptadas para asegurar el cumplimiento normativo.

En conjunto, los resultados obtenidos demuestran que la adaptación de un diseño tradicional de draga de succión a propulsión por metanol es técnicamente factible y segura con los requisitos estructurales y de estabilidad.



Conclusiones

Bibliografía

[Willem J. and Jakob, 2003] Willem J. Vlasblom and Jakob Pinkster (2003). *Ship Design and Construction. Written by an International Group of Authorities*, Thomas Lamb, Editor. Volume 2, Chapter 51, Dredgers.

[Apostolos,2014] Apostolos Papanikolaou (2014). *Ship Design. Methodologies of Preliminary Design*. National Technical University of Athens, Springer.

[Ricardo, Juan José y Manuel, 1997] Ricardo Alvariño Castro, Juan José Azpíroz Azpíroz y Manuel Meizoso Fernández (1997). *El proyecto básico del buque mercante*. Fondo editorial de ingeniería naval, colegio oficial de ingenieros navales.

[Bureau Veritas, 2025] Bureau Veritas (2025). *Rules for the classification of steel ships. NR467 - January 2025, part B, Hull and Stability*.

[Bureau Veritas, 2025]. Bureau Veritas (2025). *Rules for the classification of steel ships. NR467 – January 2025, part D, Service Notations*.

[Bureau Veritas, 2025] Bureau Veritas (2025), *Rules for the classification of steel ships. NR467 – January 2025, Part C, Machinery, electricity, automation and fire protection*.

[Bureau Veritas,2024] Bureau Veritas (2024). *Methanol and Ethanol – Fuelled ships. NR670 – July 2024*.

[DR-68,2010] Developed by DR-68 Joint Working Group (2010). *Guidelines for the assignment of reduced freeboards for dredgers*.

[Ministerio de fomento, 1966/88] Dirección general de la marina mercante (1966/88). *Convenio Internacional sobre Líneas de Carga, edición consolidada 2018*.

[Ministerio de asuntos exteriores, 1982] Boletín Oficial del Estado – Núm. 221 (1982). *Convenio Internacional sobre Arqueo de buques, hecho en Londres el 23 de junio de 1969*.

[Holtrop and Mennen,1978] J.Holtrop and G.G.J. Mennen (1978). *An approximate power prediction method*. *International Shipbuilding Progress*, Vol.25.

[Simone, 2023] Simone Saettone (2023). *Apuntes de Hidrodinámica avanzada*.

[Simone, 2022] Simone Saettone (2022). *Propeller Characteristics. Determination of the Propeller Performance*.

[Simone, 2022] Simone Saettone (2022). *Hull-Propeller Interaction. Wake fraction*.

[Oosterveld and van Oossanen, 1975] M.W.C. Oosterveld and P. van Oossanen (1975). *Further computer analyzed data of the Wageningen B-screw series*. *International shipbuilding progress*.

[Simone, 2023] Simone Saettone (2023). *Tutorial on OpenProp Propulsion Analysis*.



Bibliografía

- [Wärtsila, 2023] Wärtsila 32 (2023). *Wärtsila 32 Methanol. Product guide.*
- [Wärtsila, 2022] Wärtsila Transverse Thrusters (2022). *ADVANCE PCS LowRes.*
- [IMO, 2020]. *International Maritime Organization (2020). Código Internacional de Dispositivos de Salvamento (Código IDS) y Recomendaciones sobre las pruebas de los Dispositivos de Salvamento. Consolidated Edition – 01/01/2020.*
- [Volvo, 2020] Volvo Penta (2022). *Volvo Penta D13 MG RC.*
- [Wärtsila, 2022] Wärtsila 20DF (2022). *Wärtsila 20DP Product guide.*
- [Antonio, 2025] Antonio Villalba (2025). *Apuntes sobre clasificación de pesos.*
- [Meizoso, 2000] Manuel Meizoso y José Luis Garcías (2000). *Desplazamiento cálculo iterativo del peso en rosca y peso muerto.*
- [Aldwinckle] *Peso en rosca (Método de Aldwinckle). El proyecto del buque.*
- [Calderón, 2022] Javier Calderón (2022). *Tutorial en Maxsurf Stability.*
- [Martín, 2000] Ricardo Martín Domínguez (2000). *Cálculo de estructuras de buques (Construcción naval). Tomo III.*

Planos del proyecto

TFM-346 Plano de Formas

TFM-346 Plano de Tanques

TFM-346 Plano de Disposición General

TFM-346 Plano de Tuberías de dragado

TFM-346 Plano de Diagrama unifilar

TFM-346 Plano de Cuaderna maestra