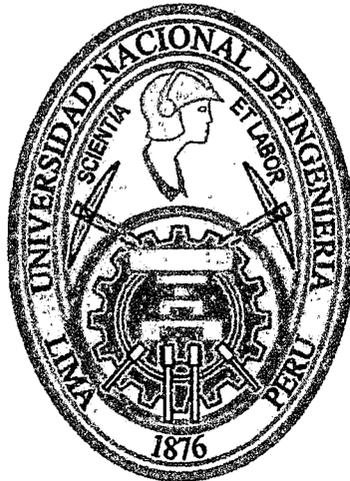


**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**DISEÑO DE UNA EMBARCACIÓN DE SEMIPLANEO EN
ALUMINIO PROPULSADA CON UNIDADES WATERJET
PARA REALIZAR OPERACIONES DE INTERDICCIÓN
RIBEREÑA**

TESIS

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO NAVAL**

**ELABORADO POR
LEONAR LLACCTAHUAMAN HINOSTROZA**

PROMOCIÓN 2011 - I

LIMA-PERÚ

2015

Digitalizado por:

**Consortio Digital del
Conocimiento MebLatam,
Hemisferio y Dalse**

CONTENIDO

PROLOGO.....	1
CAPITULO I ANTECEDENTES.....	3
1.1. Situación Actual.....	3
1.2. Funciones Y Responsabilidades De La Autoridad Marítima En El Ámbito Fluvial.....	5
1.2.1. Control y vigilancia.....	5
1.2.2. Policía Marítima.....	6
1.2.3. Búsqueda y Rescate.....	7
1.2.4. Control Del Tráfico Marítimo.....	8
1.2.5. Actividades Ilícitas Comunes Al Ámbito Fluvial.....	8
1.3. Situaciones Presentadas En El Puerto De Santa Rosa Debido Al Narcotráfico Con Intervención Personal UIR.....	11
2. OBJETIVOS.....	13
CAPITULO II.....	14
3. IDENTIFICACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS TÉCNICO-OPERACIONALES REQUERIDAS.....	14
CAPITULO III.....	17
4. FUNDAMENTOS TEORICOS.....	17
4.1. Diseño de formas.....	17
4.1.1. Formas de casco para embarcaciones rápidas.....	17
4.1.2. Variación del trimado con la velocidad.....	18
4.1.3. Principios de la hidrodinámica del planeo.....	23
4.1.4. Formas del casco.....	27
4.2. Descripción del sistema waterjet.....	35
4.2.1. Funcionamiento.....	35
4.2.2. Componentes de un waterjet.....	36
4.2.2.1. Toma de mar o captación.....	36
4.2.2.2. Ducto de entrada o conducto de aspiración.....	39
4.2.2.3. Bomba.....	40
4.2.2.4. Tobera.....	41
4.2.2.5. Elementos de gobierno.....	41
4.2.3. Ventajas en la utilización del sistema de propulsión a chorro respecto al de la hélice.....	45

4.2.4.	Comparación con hélices diseñadas para funcionar a altas velocidades.....	47
4.2.5.	Factores que influyen en la selección del tipo de propulsor.....	48
4.2.5.1.	Localización de uso	49
4.2.5.2.	Precio	49
4.2.5.3.	Confort.....	49
4.2.5.4.	Velocidad-Rendimiento	50
4.3.	PRESELECCIÓN DE LA UNIDAD WATERJET	51
4.3.1.	Curvas de empuje	51
4.3.2.	Limitación de Carga sobre el fondo del Monocasco	53
	CAPITULO IV	54
5.	DESARROLLO DEL DISEÑO	54
5.1.	FORMAS PRELIMINARES DEL CASCO	54
5.1.1.	Base de datos.....	54
5.1.2.	Dimensionamiento principal.	59
5.1.3.	Modelamiento 3d en RHINOCEROS.....	63
5.2.	Disposición general	64
5.2.1.	Consideraciones del diseño ergonómico para la navegación	64
5.3.	Diseño de exteriores y modelamiento en 3d.	66
5.4.	Curvas hidrostáticas, curvas cruzadas y Esloras inundables.....	73
6.	CALCULOS ESTRUCTURALES	79
6.1.1.	ESTRUCTURA DEL CASCO	81
6.1.1.1.	Características principales de la embarcación.	81
6.1.1.2.	Esfuerzos principales Del Casco.	81
6.1.1.2.1.	Esfuerzo longitudinal del casco-para monocascos.	81
6.1.1.2.1.1.	Módulo de sección.....	81
6.1.1.3.	Presión De Diseño.	82
6.1.1.3.1.	Presión de diseño en el fondo.....	82
6.1.1.3.2.	Presión en el fondo por slamming.	83
6.1.1.3.3.	Presión hidrostática en el fondo	83
6.1.1.3.4.	Presión de diseño en el costado y espejo.	87
6.1.1.3.5.	Presión por Slamming.....	87
6.1.1.3.6.	Presión hidrostática.....	87

6.1.1.3.7. Presión de diseño en los extremos	89
6.1.1.3.8. Presión para mamparo de colisión.....	91
6.1.1.4. Calculo de los espesores plancha de casco.....	94
6.1.1.4.1. Espesor de plancha de fondo.....	96
6.1.1.4.2. Plancha de costado y espejo.....	96
6.1.1.4.3. Plancha de cubierta.....	97
6.1.1.4.4. Espesores mínimos	97
6.1.1.4.4.1. Espesor mínimo de fondo	97
6.1.1.4.4.2. Espesor mínimo de costado.....	98
6.1.1.4.4.3. Espesor mínimo de cubierta.....	98
6.1.1.4.4.4. Espesor mínimo de cubierta bajas y mamparos	99
6.1.1.5. Refuerzos	99
6.1.1.5.1. Módulo de sección.....	99
6.1.1.5.2. Longitudinales De Fondo.....	101
6.1.1.5.3. Longitudinales De Costado	102
6.1.1.5.4. Longitudinales De Cubierta	104
6.1.1.5.5. Quilla.....	105
6.1.1.5.6. Varenga.....	107
6.1.1.5.7. Cuaderna.....	108
6.1.1.5.8. Baos	109
6.1.1.5.9. Eslora.....	110
6.1.1.5.10. Vagras.....	110
6.1.1.5.11. Puntales.....	111
6.1.1.5.12. Varengas Sala De Maquinas	113
6.1.1.5.13. Cuadernas Sala De Maquinas.....	114
6.1.1.5.14. Bao Sala De Maquinas.....	115
6.1.1.5.15. Base de Motor.....	116
6.2. CALCULO DE LA RESISTENCIA Y PROPULSIÓN	119
6.2.1. Datos de la embarcación:	120
6.2.2. Grafico del tren de olas generado por el casco (predicción del programa Hullspeed de Maxsurf).....	129
6.2.3. Selección del motor.....	129

6.2.4.	Caja de cambios.....	132
6.2.5.	Selección de la unidad waterjet	133
6.2.6.	Dimensiones de La Unidad UJ 410 Ultrajet.....	136
6.2.7.	Consideraciones sobre la instalación de unidades waterjet	137
6.3.	SISTEMAS BÁSICOS DEL BUQUE.....	141
6.3.1.	Sistema de venteo y alimentación de Combustible	141
6.3.2.	Sistema Contra incendios	144
6.3.3.	Sistema de CO2 fijo.....	144
6.3.4.	Sistema de achique	146
6.3.5.	Sistema Eléctrico	147
6.3.6.	Selección de conductores	152
6.3.7.	Sistema de Enfriamiento de las maquinas principales	156
6.3.8.	Sistema de ventilación de sala de maquinas.....	158
6.3.9.	Sistema de escape húmedo.....	160
6.3.10.	Sistema sanitario y agua dulce	163
6.3.10.1.	Sistema sanitario.....	163
6.3.10.2.	Sistema de agua dulce	165
6.4.	CALCULO DE PESOS Y ANÁLISIS DE ESTABILIDAD	167
6.4.1.	Peso y centro de gravedad.....	168
6.4.2.	Estabilidad intacta.....	173
6.4.2.1.	Condición en rosca	175
6.4.2.2.	Con el 100% de la dotación y 100% de consumibles	177
6.4.2.3.	Con el 100% de la dotación y 50% de consumibles	178
1.1.1.1.	Con el 100% de la dotación y 10% de consumibles	180
6.5.	EQUIPOS Y DISPOSITIVOS DE EMERGENCIA Y NAVEGACION.	182
6.6.	EQUIPOS Y DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD Y SALVAMENTO	184
6.7.	EQUIPOS DE COMUNICACIONES	185
6.8.	CONSTRUCCION.....	186
6.9.	CONCLUSIONES.....	216
6.10.	BIBLIOGRAFIAS.....	218
6.11.	VOCABULARIO DE TERMINOLOGIA NAVAL	221
	ANEXOS.....	223

PROLOGO

El presente trabajo tesis, consiste en el diseño de una embarcación que efectuará labores de interdicción ribereña en los ríos de la amazonia peruana, es común que estas embarcaciones sean construidas en aluminio para el uso naval por su bajo peso, lo que se traduce en eficiencia (menos potencia para alcanzar mayores velocidades), será propulsada mediante unidades waterjet por poseer una mayor eficiencia para embarcaciones rápidas (de preferencia mayores a los 24 nudos) y ofrecer una excelente maniobrabilidad.

Se desarrollará un diseño cuyo perfil de misión cumpla con las exigencias de los ríos de la amazonia y en especial el Rio Itaya en el cual va a operar. Para tal efecto se ha realizado una descripción de los tipos de embarcaciones que realizan trabajos similares, con lo cual se observó las restricciones y limitaciones en el desarrollo de sus operaciones de trabajo.

Para una adecuada presentación de la tesis se ha dividido en cuatro capítulos.

En el capítulo I, se presenta los antecedentes, situación actual y actividades en el ámbito fluvial

En el capítulo II, se describe las características técnico-operacionales del usuario, para su análisis.

En el capítulo III, se describe el sustento teórico para el diseño de la embarcación.

En el capítulo IV, Se describe el desarrollo del diseño, la elección adecuada de las formas y equipos de la unidad.

Mediante este trabajo de tesis, haré un aporte valioso con respecto al diseño de embarcaciones de planeo, por ser un tema muy importante en los ríos navegables de la Amazonia Peruana, y que dicho trabajo sea un punto de partida para futuras presentaciones relacionados a dicha área.

CAPITULO IANTECEDENTES.

1.1. Situación Actual.

La Autoridad Marítima no cuenta con Unidades Guardacostas que permitan mantener una presencia importante en los ríos de la Amazonía (Ver figura 1.1), las unidades actualmente operativas tienen una autonomía muy limitada y por ende la capacidad de reacción ante actividades ilícitas de gran impacto social y de amplia difusión como asaltos a embarcaciones turísticas, rescate de personas siniestradas, asistencia en desastres y otros han permitido que otras entidades asuman roles de unidades guardacostas, para lo cual han recibido donaciones importantes de entidades regionales y del gobierno central para incrementar la capacidad en materia de seguridad, como ejemplo tenemos lo siguiente:

Donación de DOCE (12) embarcaciones para la Policía Nacional por parte del Ministerio de Turismo y el Gobierno Regional, generando con ello la presencia de otra autoridad en el ámbito de competencia de la DICAPI.

COMISARIA/LOCALIDAD	SITUACION
Iquitos	Entregado por MINCETUR
Nauta	Entregado por MINCETUR
Indiana	Entregado por MINCETUR
Mazan	Entregado por MINCETUR
Tamshiyacu	Entregado por MINCETUR
Bagazan	Pendiente encargado construcción GOREL-SIMAI
Requena	Pendiente encargado construcción GOREL-SIMAI
Flor de punga	Pendiente encargado construcción GOREL-SIMAI
Bretaña	Pendiente encargado construcción GOREL-SIMAI
Contamana	Entregado por MINCETUR
Pucallpa	Entregado por MINCETUR



Fig. 1.1 Jurisdicción de JEDICAP 5¹

Este es un tema que afecta directamente las funciones inherentes a la DICAPI, debido a que en algunos casos se ha encontrado policías efectuando labores de control y vigilancia donde no hay presencia de la Autoridad Marítima y Fluvial, al no contar con unidades cuya autonomía permita el tener una presencia en las zonas donde los puestos de capitanías y UIRs² se encuentran alejados, permitiendo el efectuar navegaciones más allá de 250 millas náuticas, a una velocidad adecuada y con capacidad de brindar una buena acomodación a los tripulantes y operadores ribereños o personal guardacostas.

¹ Jefatura del Distrito de Capitanías N° 5

² UIRs : Unidades de interdicción ribereñas

1.2. Funciones Y Responsabilidades De La Autoridad Marítima En El Ámbito Fluvial.

Servicios demandados al Estado Peruano en el Ámbito Fluvial de acuerdo a lo indicado en el Reglamento de la Ley N° 26620.

1.2.1. Control y vigilancia.

El de aplicación de acuerdo al Artículo 2 de la Ley N° 26620, Ley de Control y Vigilancia de las actividades marítimas, fluviales y lacustres, considera en el ámbito fluviales los ríos navegables, los terrenos ribereños en la costa, hasta los 50 metros, medidos a partir de la más alta marea del mar, todos los buques que se encuentren en aguas jurisdiccionales, por lo tanto el objetivo principal del control y vigilancia fluvial es el contar con información respecto a la situación y ubicación de todas las naves que navegan en los ríos amazónicos, con la finalidad de que esta sea evaluada en las diversas áreas de competencia de la Autoridad Marítima, teniendo como misión principal el salvaguardar la vida humana, minimizar los posibles actos ilícitos que se puedan desarrollar y el contar con datos sobre las naves y embarcaciones que se encuentran navegando en los ríos de la amazonia, todo ello en salvaguarda de los intereses del Estado, manteniendo una adecuada presencia en el ámbito fluvial; las labores de vigilancia y control deben de mantener una relacion con las operaciones propias realizadas por las unidades de la Comandancia de Operaciones de la Amazonía, durante las operaciones de búsqueda y rescate, policía fluvial, control del tráfico fluvial y acciones contra aquellas actividades ilícitas que puedan presentarse en los ríos

amazónicos, elevando el nivel de presencia y eficiencia en el control del ámbito fluvial.

1.2.2. Policía Marítima.

El Reglamento de la Ley Nro. 26620, Ley de Control y Vigilancia de las Actividades Marítimas, Fluviales y Lacustres, aprobado mediante Decreto Supremo Nro. 028-DE/MGP de fecha 25 de mayo 2001, definió a la Policía Marítima, Fluvial y Lacustre como la atribución conferida a la Autoridad Marítima para controlar, vigilar y exigir la observancia y el cumplimiento de la Ley Nro. 26620, su reglamento y demás normas y disposiciones aplicables, así como la represión de las actividades ilícitas dentro de su jurisdicción; es decir, por medio de la Policía Acuática se realizan acciones de vigilancia y control en los ámbitos marítimo, fluvial y lacustre, para fiscalizar y exigir la fiel observancia y cumplimiento de las leyes, disposiciones y reglamentos nacionales e internacionales referentes a las actividades que se realizan en el área acuática, así como la represión de las actividades ilícitas en el ámbito de su jurisdicción de la Autoridad Marítima.

Las Jefaturas de Distritos de Capitanías mediante las Capitanías de Puerto y los Puestos de Control de Capitanías efectúan labores de policía fluvial en su jurisdicción, para lo cual cuentan con grupos conformados por personal guardacostas de su dotación, asimismo tiene bajo su control a las UIRs (unidad de interdicción ribereñas) ubicadas en los ríos de la Amazonía donde también efectúan labores de apoyo administrativo como el relevo del personal.

1.2.3. Búsqueda y Rescate.

La Ley Orgánica de la Marina de Guerra del Perú, aprobada mediante el Decreto Legislativo Nro. 438 de fecha 27 de septiembre de 1987, en concordancia con la Constitución Política del Estado y el Decreto Ley Nro. 17824 de fecha 23 de septiembre de 1969, por el cual se crea el Cuerpo de Capitanías y Guardacostas, establece como función de la Autoridad Marítima, velar por la seguridad y protección de las actividades que se desarrollen en el ámbito acuático y particularmente en lo relativo a la seguridad de la vida humana en el mar.

La Ley Nro. 26620, Ley de Control y Vigilancia de las Actividades Marítimas, Fluviales y Lacustres, determina como una de las funciones principales de la Autoridad Marítima el velar por la seguridad de la vida humana en el mar, ríos y lagos navegables.

Mediante Resolución Suprema N° 071 DE/MGP de fecha 12 de febrero de 1998 se aprueba el “Plan para la Coordinación Nacional de Búsqueda y Salvamento”, en el cual se indica que el servicio de Búsqueda y Salvamento Marítimo, Fluvial y Lacustre lo brinda la marina de Guerra del Perú a través de la Dirección General de Capitanías y Guardacostas en las siguientes áreas:

- Dominio marítimo.
- Ríos navegables en las cuencas amazónicas peruana.
- Lago Titicaca.
- Jurisdicciones de otros Estados a requerimiento de estos.
- Otras áreas que se pudieran establecer a nivel regional.

1.2.4. Control Del Tráfico Marítimo.

De acuerdo a las funciones inherentes a la Autoridad Marítima y para un adecuado sistema de control del tráfico marítimo se cuenta con sensores que permite una identificación y posicionamiento de las naves y embarcaciones que navegan en el dominio marítimo, para ello y efectuando una sustancial mejora en los niveles de coordinación e interface entre los sensores de control y vigilancia mediante DECRETO SUPREMO N° 008-2011-DE se crea el Sistema de Información y Monitoreo del Tráfico Acuático (SIMTRAC) y aprueban su Reglamento como son las plataformas tanto de cumplimiento obligatorio por las naves mercantes bajo Convenio SOLAS como aquellos que no son parte del citado Convenio pero que están enmarcados dentro de normas nacionales como son :

Sistema de posicionamiento GPS

Sistema de Posicionamiento Para naves que Ingresan al Dominio Marítimo
SHIPREP y SHIPREF

Sistema de Información DICANET (Certificaciones de naves y gente de Mar) entre otros

1.2.5. Actividades Ilícitas Comunes Al Ámbito Fluvial.

- Naves y embarcaciones navegando sin equipos de salvamento y seguridad.
- Zarpe de naves sin certificados y dotaciones establecidas.
- Suplantación de tripulantes.
- Tala ilegal.
- Minería ilegal

- T.I.D. (Tráfico Ilícito de Drogas)

De acuerdo con el Decreto Legislativo Nro. 824, Ley de Lucha Contra el Tráfico Ilícito de Drogas, la Marina de Guerra del Perú, en observancia de su misión constitucional de resguardar la Defensa y Soberanía Nacional, dentro de la jurisdicción de las 200 millas de Dominio Marítimo, en los puertos del litoral nacional así como en los puertos fluviales y lacustres existentes en las zonas cocaleras del país, podrá interceptar las embarcaciones nacionales o extranjeras a efecto de establecer su identificación y destino final. Si como consecuencia de dicha intervención, se apreciara indicios de tráfico ilícito de drogas, este hecho será puesto de inmediato en conocimiento de la Policía Nacional y del Ministerio Público para los efectos de Ley.

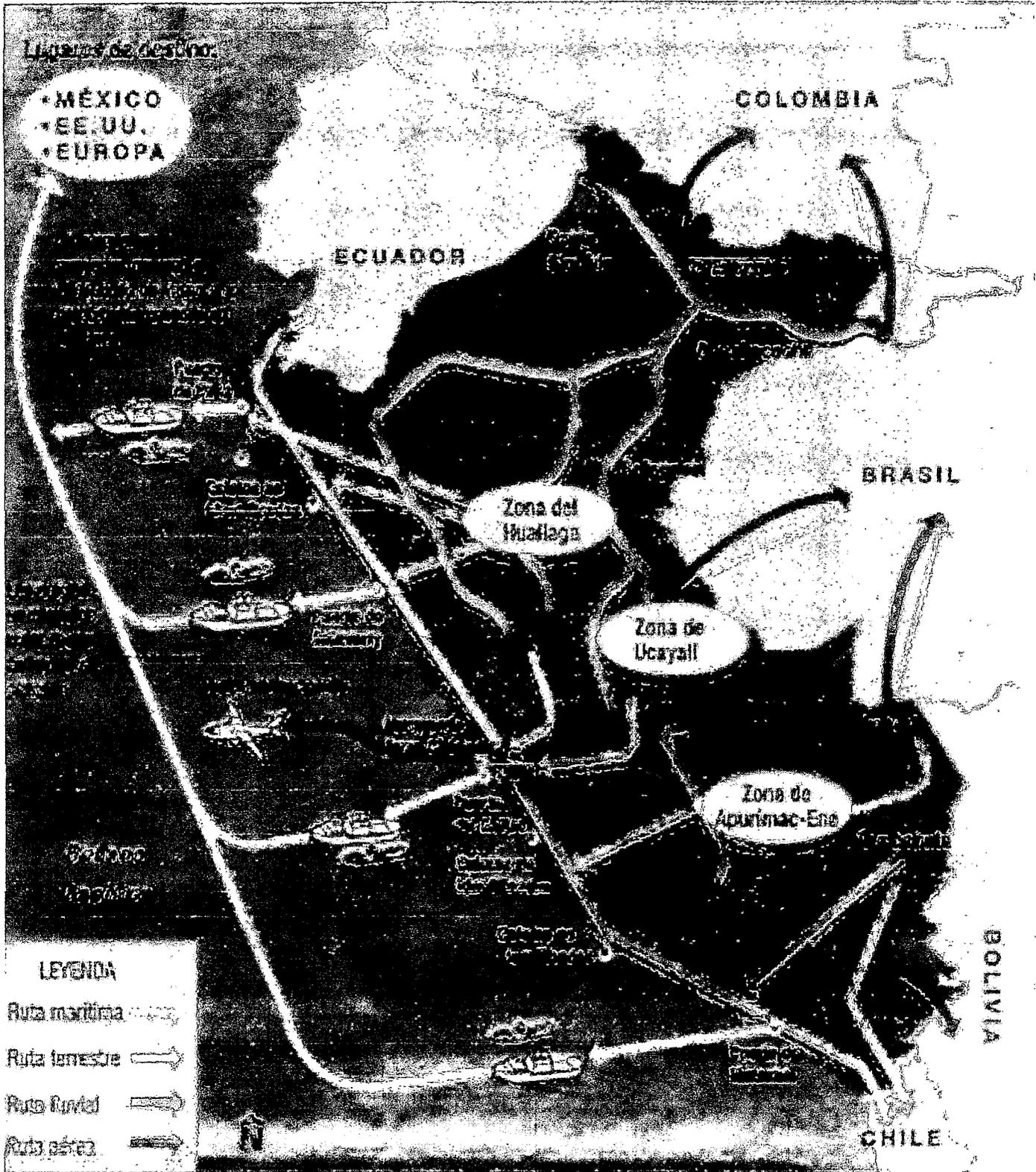


Fig. 1.2 Rutas y destinos de las actividades ilícitas.

1.3. Situaciones Presentadas En El Puerto De Santa Rosa Debido Al Narcotráfico Con Intervención Personal UIR.

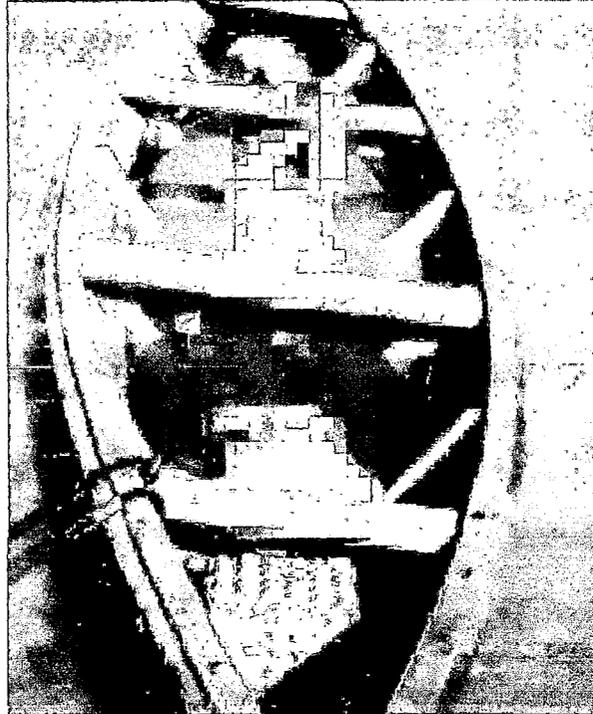


Fig. 1.3 Cuerpos de presuntos narcotraficantes en botes



Fig. 1.4 Ajusticiamiento por bandas de narcotraficantes.

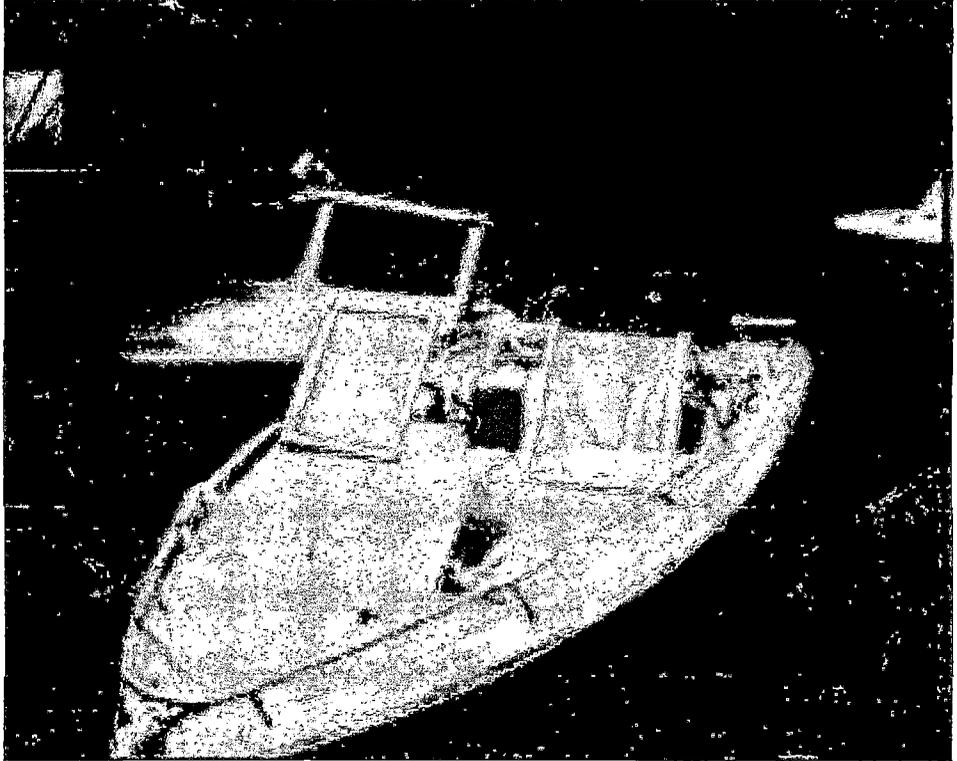


Fig. 1.5 Presencia de embarcaciones rápidas dedicadas al transporte de droga.

2. OBJETIVOS.

- Necesidad de contar con una unidad cuyo diseño nos permita obtener una velocidad y autonomía requerida para diversos tipos de misiones, siendo el principal el traslado de operadores ribereños a las UIRs en el más breve tiempo y en un número adecuado, considerándose en caso sea necesario la participación de miembros del Ministerio Público y Policía Nacional.
- Contar con una unidad cuyo diseño garantice un medio de transporte seguro, confiable y cuya sola presencia imponga el principio de autoridad de DICAPI en el ámbito acuático diferenciándose de cualquier otro diseño de uso civil.
- El permitir apoyar en los relevos del personal de las UIR hasta en un 50% de su efectivo teniendo en consideración que estas cuentan con un efectivo aproximado de 30 hombres (01 oficial y 29 personal sub oficial).
- Contar con medios de comunicaciones eficientes.
- Contar con sistemas de ayudas a la navegación que ofrezcan un mejor nivel de confiabilidad para una navegación segura en diversas condiciones climatológicas, navegación nocturna y sobre todo tomando como referencia la velocidad operacional y máxima.

CAPITULO II

3. IDENTIFICACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS TÉCNICO-OPERACIONALES REQUERIDAS.

Para realizar un diseño, se analiza las necesidades del Armador, que usualmente son:

Finalidades de la embarcación:

- Operaciones guardacostas de control y vigilancia.
- Policía marítima, búsqueda y rescate, control del tráfico fluvial.
- Prevención de la contaminación, control y combate de derrame de hidrocarburos.
- Brindar protección y seguridad de bahías y puertos
- Relevos de personal en puestos de capitanías.

Zonas de navegación.

Distancia entre ciudades de Iquitos a la estación UIR Santa Rosa y principales centros poblados en los ríos Amazonas y Ucayali.

IQUITOS	
BOCA RÍO NAPO	39.5 Millas náuticas
CHIMBOTE (PUESTO DE CAPITANÍA)	194.7 Millas náuticas
SANTA ROSA (UIR)	262.5 Millas náuticas
BOCA RÍO PUTUMAYO	472.3 Millas náuticas
BOCA RÍO UCAYALI	65.5 Millas náuticas
GENARO HERRERA	109.0 Millas náuticas
ORELLANA	402.0 Millas náuticas
CONTAMANA (UIR)	453.0 Millas náuticas

Para las presentes recomendaciones se han tomado en consideración las necesidades operacionales de la DICAPI, JEDICAP 5 y CAPITANÍAS en el ámbito fluvial:

N°	CARACTERÍSTICAS		OBSERVACIÓN
1	Eslora	Entre 15 y 17.5 metros	
2	Manga	Entre 3.70 y 3.85 metros	
3	Puntal	Entre 0.90 y 0.65 metros (considerar ingreso aguas poco profundas)	
4	Dotación	03	01 Oficial 01 Motorista 01 Maniobrista (práctico fluvial con conocimiento en equipos de navegación)
5	Capacidad de transporte personal equipado (operadores ribereños/guardacostas)	Entre 15 y 18	Se recomienda reducir número de personal a transportar fin incrementar velocidad
6		Total personal	Máximo 20
7	Peso aproximado por cada operador equipado	100 kilos	Total peso operadores y dotación 2,000 kilos
8	Grupo electrógeno	Capacidad suficiente para todos los sistemas de la nave	
9		Tipo de combustible	Bio Diesel - 2
10	Velocidad requerida	Velocidad operacional= 25 nudos Velocidad máxima= entre 30 y 35 nudos	
11	Capacidad de tanques de combustible	750 galones	
12	Autonomía acorde consumo combustible	15 Horas	Tiempo aproximado Iquitos – Santa Rosa 11 horas a 25 nudos
13	Distancia aproximada de navegación en MN de acuerdo a capacidad Tanques combustible y velocidad	A 25 nudos = 375 millas náuticas	Distancia aproximado Iquitos – Santa Rosa 262.5 millas náuticas
14	Capacidad de tanques	100 litros	

	de agua dulce		
15	Sistema de lucha contra-incendios	CO2 para sala de máquinas, compartimentos internos PQS puente de mando	
16	Sistema de aire acondicionado	Considerar para puente y compartimentos internos	
17	Armamento	Ubicado en proa	
18	Sistema sanitario	Un servicio higienico,wáter+lavamanos	

CAPITULO III

4. FUNDAMENTOS TEORICOS.

4.1. Diseño de formas.

Una vez que se determina las dimensiones principales de la embarcación, ya sean las reales o teóricas, empezaremos el diseño de formas.

El diseño de formas de una embarcación depende de su función una vez Construida, de modo que, en este caso, será necesario realizar un estudio en cuanto a formas para una embarcación de planeo.

4.1.1. Formas de casco para embarcaciones rápidas.

Se entiende como embarcación rápida aquella que se proyecta para navegar a números de Froude basados en la eslora de la flotación, superiores a 0,40. Evidentemente, esta frontera no es nítida y dependerá de las dimensiones y formas de los cascos. Se entiende, sin embargo, que a partir de estas velocidades, el comportamiento de las embarcaciones rápidas difiere del de otras más lentas y/o más grandes:

Al aumentar la velocidad se generan fuerzas dinámicas que hacen variar no solo el desplazamiento efectivo, sino también el trimado de las embarcaciones rápidas.

4.1.2. Variación del trimado con la velocidad

Al aumentar la velocidad, el trimado cambia de forma importante, así como la naturaleza de la resistencia al avance experimentada por la embarcación.

A bajas velocidades o, mejor dicho, a bajos valores del número de Froude, la resistencia al avance que experimenta el buque es en su totalidad de origen friccional y no aparecen efectos dinámicos apreciables.

Cuando la velocidad es tal que el número de Froude se acerca a 0.35 (ver **Fig. 3.1**), el buque navegara sobre algo más de un largo de ola teniendo ésta su segunda cresta bajo la popa, como puede deducirse de la siguiente expresión obtenida para olas que se propagan en aguas no restringidas de profundidad ilimitada.

$$\frac{L_{ola}}{L_{buque}} = 6.28x(F_{nl}^2)$$

Cuando el número de Froude está entre 0.4 y 0.5 la segunda cresta de la ola generada aparecerá más atrás que la popa del buque, quedando este soportado únicamente por la primera cresta de la ola. En estos momentos la resistencia por formación de olas, que ha ido cobrando importancia al aumentar la velocidad crecerá de una forma rápida al navegar la popa sobre el seno de la ola generada por el barco. La embarcación tomara un cierto asiento por popa que será mayor si esta presenta mangas y volúmenes escasos o prácticamente nulos.

En estas circunstancias, la embarcación trimara excesivamente por popa generándose una ola de proa importante que hará que la resistencia por formación de olas represente un límite efectivo de la máxima velocidad alcanzable por los barcos

convencionales. Además, tratándose de buques de formas redondeadas, se tendrá elevadas velocidades de flujo en la popa que generaran presiones negativas, las cuales, a su vez, harán trimar al barco más aun por la popa. El resultado será una embarcación con aspecto de consumir una potencia excesiva para navegar tratando de trepar sobre la ola generada por ella misma.

Para superar esta barrera de la velocidad se deberá recurrir a otras formas del casco. Por ejemplo, las popas de espejo proporcionarán tanto flotabilidad a bajas velocidades como sustentación dinámica a mayores velocidades, a pesar de que esta parte del barco navegue sobre el seno de la ola. Se dará por lo tanto la máxima inmersión de la popa de embarcaciones rápidas con popa de espejo, a números de Froude cercanos a 0.45.

Cuando supera el número de froude de 0.5 la segunda cresta del tren de olas generado por el buque se alejara de aguas debajo de la popa, minimizando la interferencia o amplificación entre los trenes de olas de proa y popa. Empezará entonces a perder importancia la resistencia por formación de olas frente la resistencia de fricción. Normalmente a estas velocidades, el centro de gravedad de la embarcación se situara todavía por debajo de su posición en reposo, pero si se dispone de potencia propulsora suficiente para alcanzar valores de Froude superiores a 0.7, el centro de gravedad de la embarcación se colocara por encima de dicha posición en reposo.

Una vez que la popa ha alcanzado, valores del número de Froude superiores a 0.7, la sustentación dinámica va cobrando importancia con relación a las fuerzas de flotabilidad. La delgada ola divergente generada en proa crecerá también de una

forma importante: la embarcación empezara a planear más o menos francamente presentando una superficie mojada y un desplazamiento inferiores a los medios con el barco en reposo.

Incrementándose aún más la velocidad se experimentarían pequeños descensos del asiento dinámico de la embarcación y la transformación, por efecto de la gravedad y del aire, de la delgada ola generada en proa en un spray tan espectacular como perjudicial para la navegación.

Se puede decir que a números de Froude del orden de uno. Casi la totalidad de la resistencia al avance de una embarcación rápida es de origen friccional como ocurriría a velocidades bajas. Resulta entonces importante controlar, en lo posible, la extensión de la superficie mojada del casco, mediante el empleo de juntillos anti-spray o de fondo que refuercen o sustituyan a los codillos pronunciados de las embarcaciones rápidas.

Por último, cuando se alcanza la velocidad de planeo total, la sustentación dinámica iguala al peso de la embarcación y esta, más que abrirse paso en el agua se desliza sobre ella.

En la figura 3.1 se esquematiza todo el proceso descrito anteriormente, mientras que en la figura 3.2, se presenta un ejemplo de la variación de los asientos de una embarcación rápida con respecto a la velocidad.

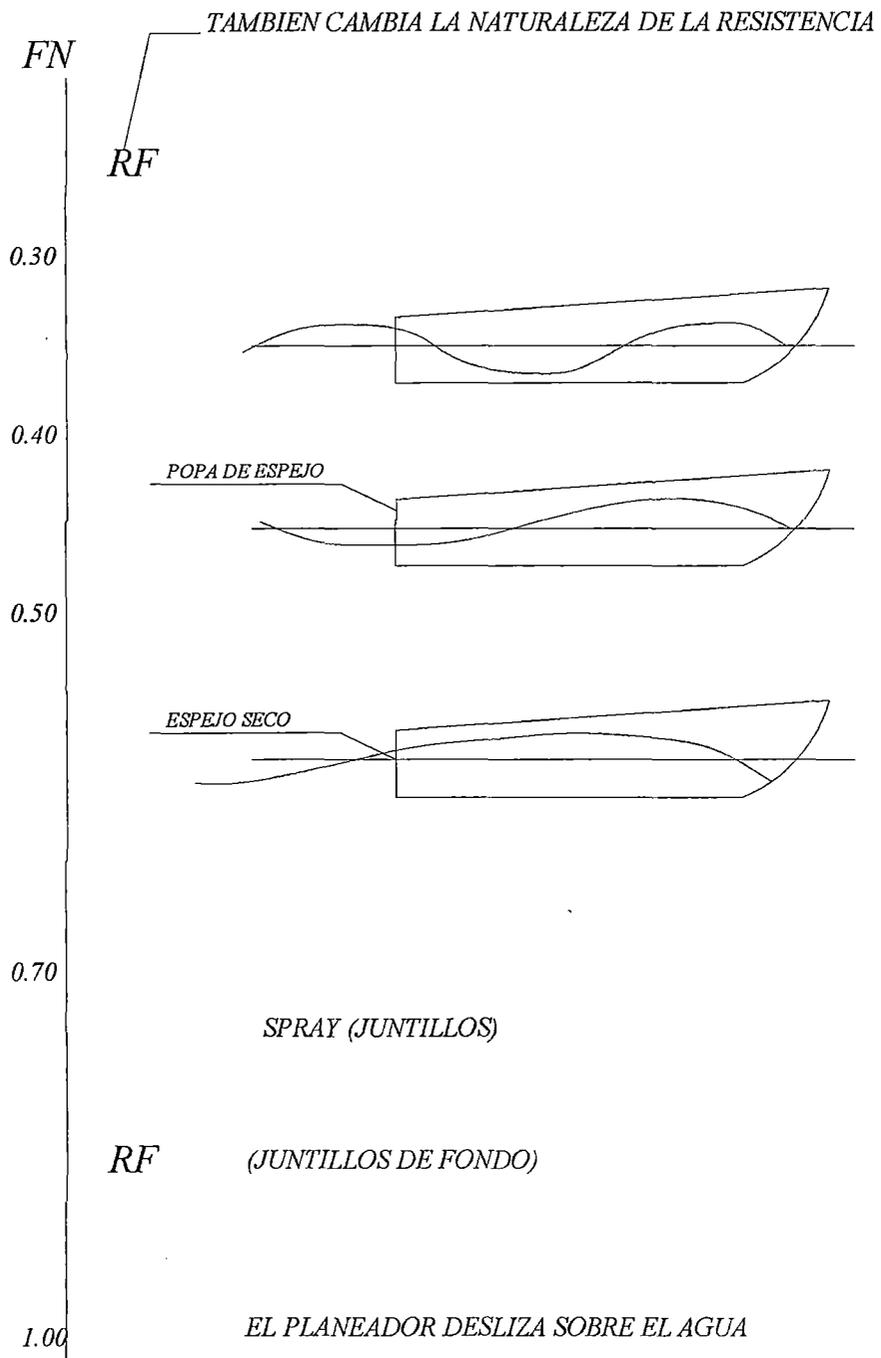


Fig. 3.1 Variación de los asientos dinámicos con la velocidad (embarcación de planeo)

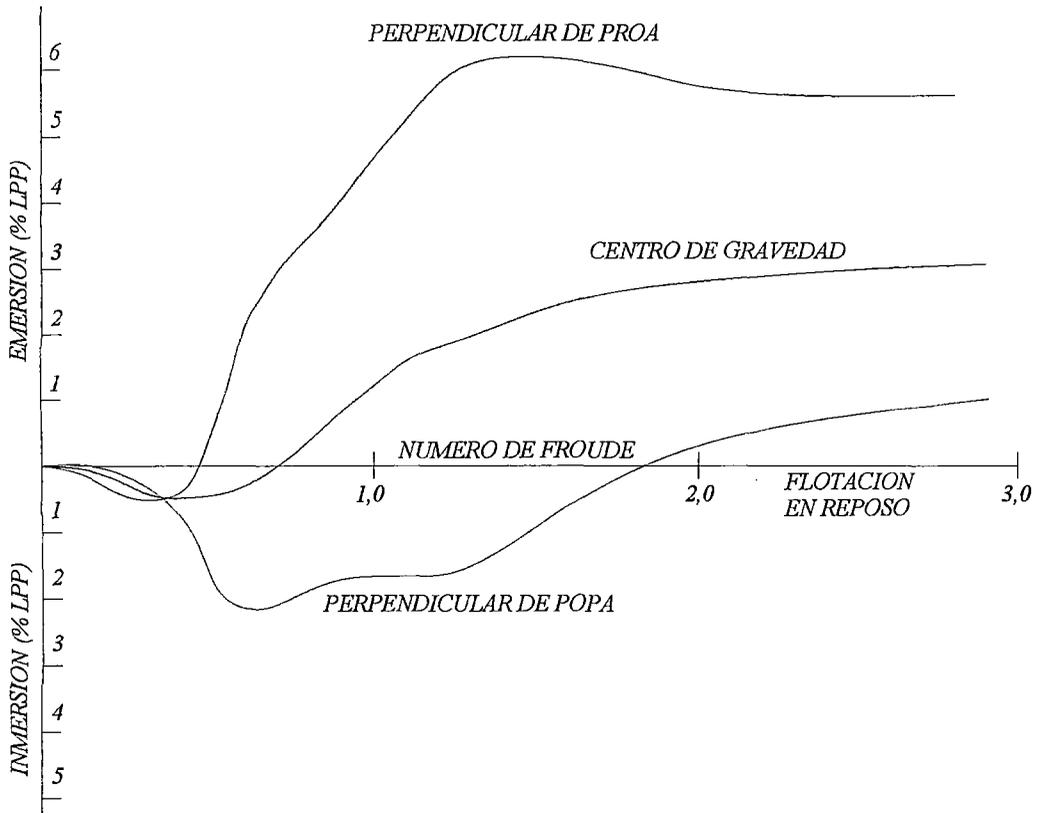


Fig. 3.2 Variación de los asientos dinámicos con respecto a la velocidad.

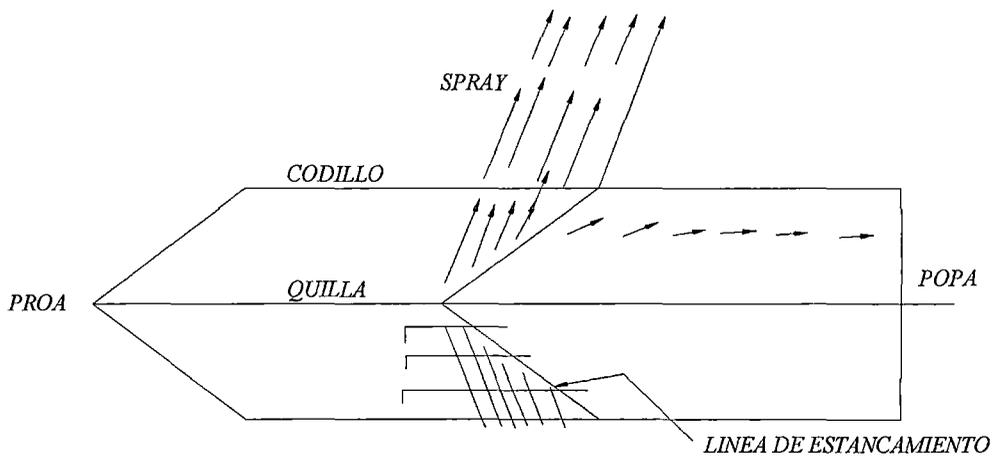


Fig. 3.3 Flujo de presiones en una superficie de planeo.

4.1.3. Principios de la hidrodinámica del planeo.

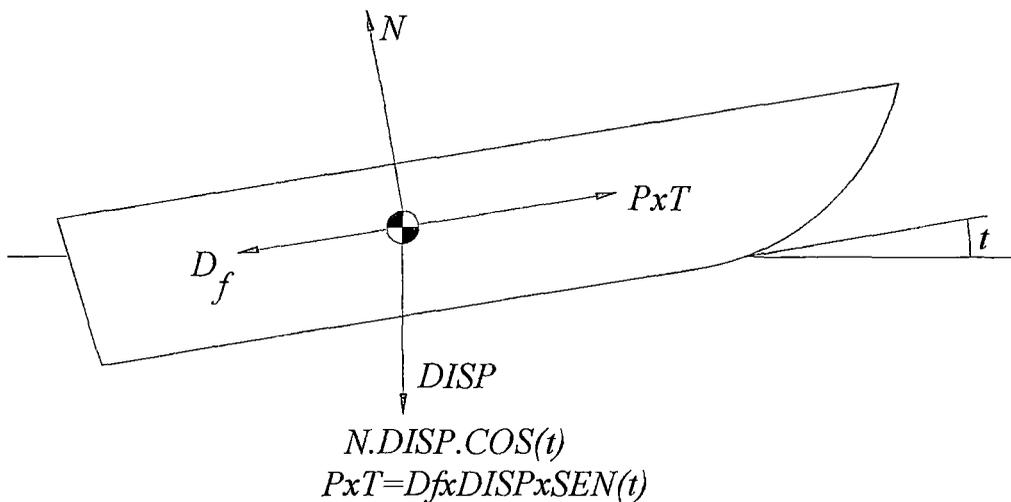
No es fácil explicar brevemente las leyes que gobiernan la generación de la sustentación dinámica en el fondo de las embarcaciones de planeo. Fundamentalmente se puede reducir a que al pasar sobre la superficie del agua una placa de planeo, libre para adoptar una posición de equilibrio dinámico congruente con su velocidad, se generará una fuerza sustentadora perpendicular a la dirección de avance de la placa. La magnitud de esta sustentación dinámica dependerá de la carga del fondo y del peso de la embarcación a ser hidrodinámicamente soportado, supuesto que la velocidad es suficientemente alta. Es evidente que a bajas velocidades, lo será por las fuerzas de sustentación dinámica hidrodinámicamente generadas.

Cuando una placa plana se mueve sobre la superficie del agua, el flujo chocará contra ella, la mayor parte del agua no cambiará su sentido inicial, mientras que una pequeña parte sí lo hará convirtiéndose en spray, **figura 3.3**. Evidentemente, habrá una línea de corriente que irá normalmente en la placa anulando su velocidad. Esta línea de corriente originará un punto de estancamiento en el que se registrará las máximas presiones. Si en lugar de una placa plana se hubiese considerado una superficie prismática, la idealización del aspecto del flujo sobre fondo de una embarcación planeadora de astilla muerta constante, sería parecido a lo esquematizado en la **figura 3.3**.

En el equilibrio dinámico de las embarcaciones de planeo intervienen un elevado número de fuerzas originadas por su peso; otras por las diversas componentes de su resistencia al avance, otras por la sustentación dinámica generadas no solo en el

casco sino también en los apéndices, y otras inducidas o directamente transmitidas al casco por los propulsores.

Por ello, si se desea conocer el comportamiento de la embarcación en aguas tranquilas, se deben plantear para cada velocidad las ecuaciones de equilibrio de todas las fuerzas que intervienen suponiendo diferentes asientos del buque. La resolución de estas ecuaciones se dará, generalmente por interpolación, los valores de interés: asiento dinámico, resistencia, etc.



Disp: Desplazamiento de la embarcación.

N : Fuerza de sustentación Dinámica.

D_f : Resistencia friccional al avance.

t : Ángulo de ataque.

Fig. 3.4 Equilibrio de fuerzas simplificado

En la figura 3.4 se esquematiza el caso más simple que se puede dar en el planteamiento de las ecuaciones de equilibrio de un planeador. Sólo se han considerado las fuerzas de sustentación dinámica, el peso de la embarcación, la

resistencia friccional al avance que experimenta, y el empuje propulsor. Para mayor simplicidad se supone que todas estas fuerzas se aplican en el centro de gravedad del buque.

De consideraciones ideales sobre la cantidad de movimiento del flujo incidente sobre una superficie de planeo se desprende que la sustentación dinámica es, en primera aproximación, proporcional al ángulo de ataque, y al cuadrado de su velocidad. Por otro lado, es obvio que el ángulo de trimado tiene un efecto inmediato sobre la superficie y longitud mojada del planeador, con lo que la resistencia al avance de fricción dependerá de manera clara del trimado.

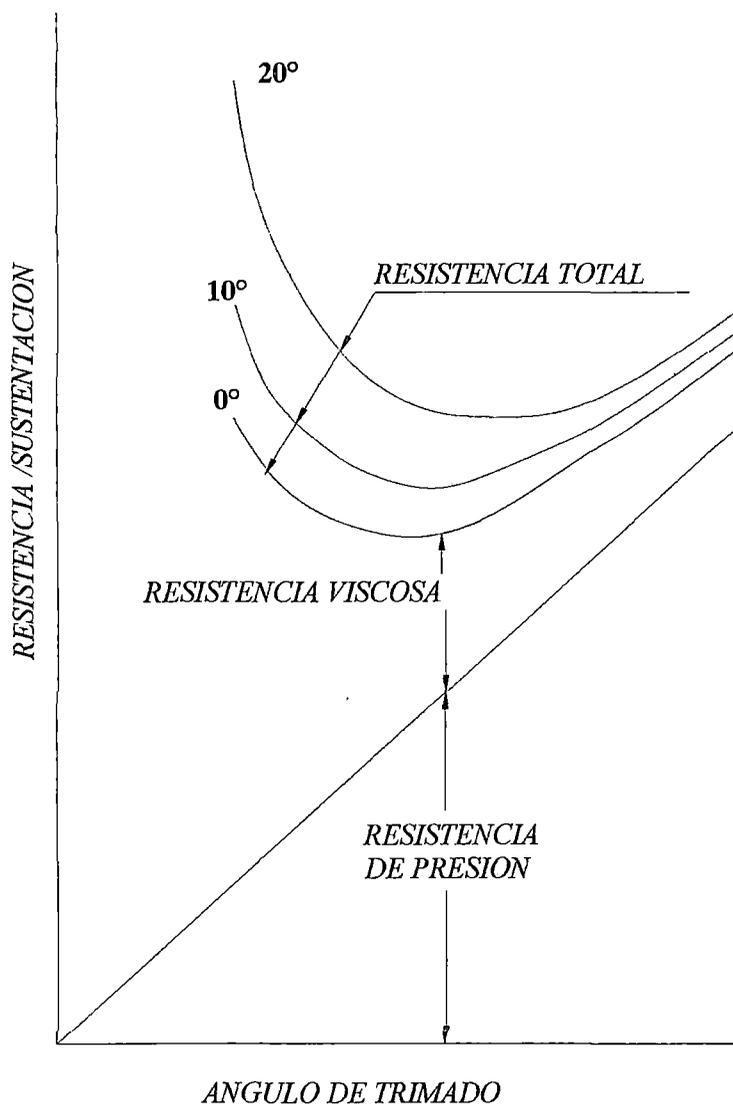


Fig. 3.5

La **figura 3.5**, muestra cómo para una cierta velocidad, la relación resistencia al avance/sustentación dinámica, varía con el ángulo de asiento. La resistencia de presión crece linealmente con el trimado, mientras que la viscosa hace que la resistencia total presente un mínimo para cada valor de la astilla muerta. Si no existiesen otros condicionantes, que se comentan más adelante. Se debería diseñar

embarcaciones para navegar con los trimados correspondientes a estos mínimos de resistencia.

4.1.4. Formas del casco.

Por lo expuesto en los primeros párrafos se hace necesario, para alcanzar altas velocidades, abandonar las popas pequeñas en los buques lentos para disponer popas de espejo que, a su vez, permitan longitudinales, aproximadamente, rectilíneo que eviten la formación de presiones negativas en el codaste. así, se facilitara además un flujo de agua que se separe limpiamente del espejo, reduciéndose a un mínimo la resistencia de origen viscoso.

Para velocidades todavía mayores se requerirán longitudinales más rectos y espejos más anchos y más sumergidos. Cuando el número de Froude sea superior a 0.9, se deberá minimizar la superficie mojada para controlar la resistencia friccional. Y diseñar fondos que proporcionen un planeo eficiente, ya que la sustentación dinámica empieza a ser importante a esas velocidades.

Cuando el grado de planeo de una embarcación sea importante, además de disponer un fondo eficiente, estructurado para soportar las presiones que se generen, se deben garantizar una separación del flujo limpia no solo en el espejo sino también en los costados.

Los últimos párrafos llevan a la conclusión que para mayores velocidades o grados de planeo, se deben preferir las embarcaciones con codillos pronunciados a las formas redondeadas, ya que los codillos facilitan una buena separación del flujo en los costados y evitan la formación de presiones negativas en el casco.

Por otro lado, aunque las convexidades de las embarcaciones de formas redondas pueden facilitar la formación de presiones negativas sobre el casco, la disposición de juntillos anti-spray produce una separación efectiva del flujo en los costados y un cierto control de la superficie mojada. Las embarcaciones de formas redondeadas dotadas de juntillos anti-spray y/o de fondo, suelen tener un comportamiento similar al de las demás embarcaciones equivalentes de codillos pronunciados.

Aunque no se desarrolle aquí el comportamiento de las embarcaciones rápida monocasco, si conviene indicar que, generalmente las embarcaciones de formas redondeadas presentan unas condiciones marítimas más favorables que las equivalentes de codillos pronunciados. Otra vez confluyen hacia el mismo proyecto una embarcación de formas redondas concebida para alcanzar altas velocidades. La **figura 3.6** se muestra unos esquemas que ayudan a distinguir claramente las embarcaciones de formas redondeadas de las de codillos agudos.

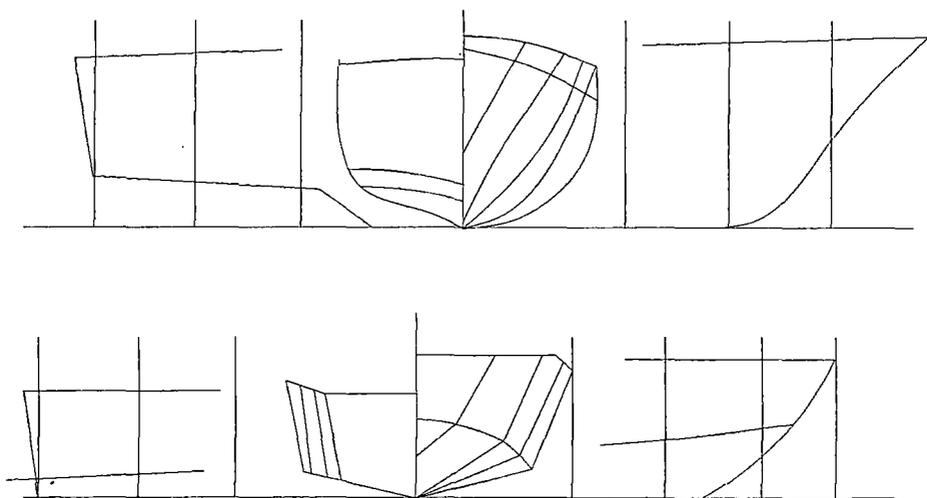


Fig. 3.6

Las formas redondas se prefieren para embarcaciones de semidesplazamiento que operen a números de Froude entre 0,4 y 1,00, aproximadamente.

Es frecuente dotar a las embarcaciones de formas redondeadas de algún codillo estructural y /o de junquillos anti-spray que además de retirar las olas más altas que inciden sobre el buque, desvían el spray cuya formación se ve favorecida por las convexidades del casco y por las curvaturas de los longitudinales de proa. El spray puede dificultar la visibilidad. Especialmente en presencia de vientos cruzados. También los junquillos ayudan a compensar las pérdidas de estabilidad transversal que se producen durante la navegación a alta velocidad.

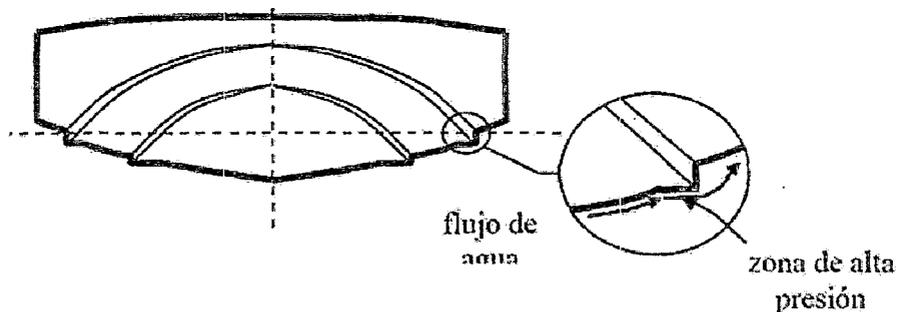


Fig. 3.7 Junquillos anti spray

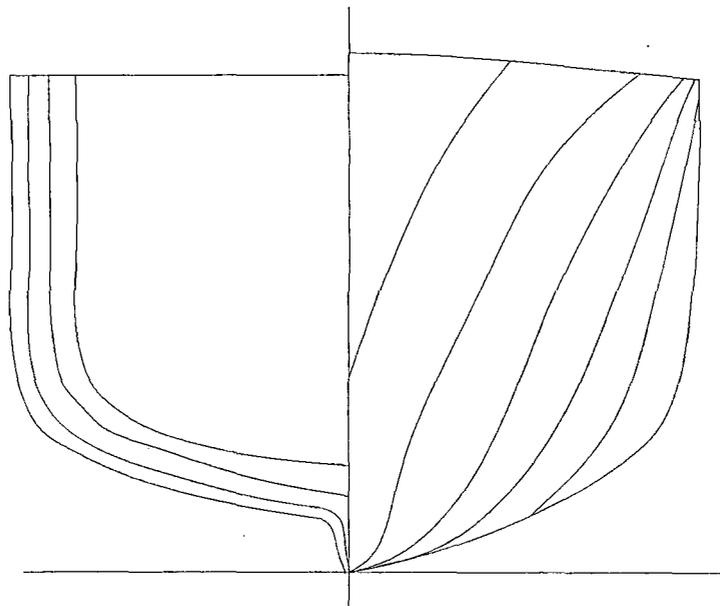


Fig. 3.8

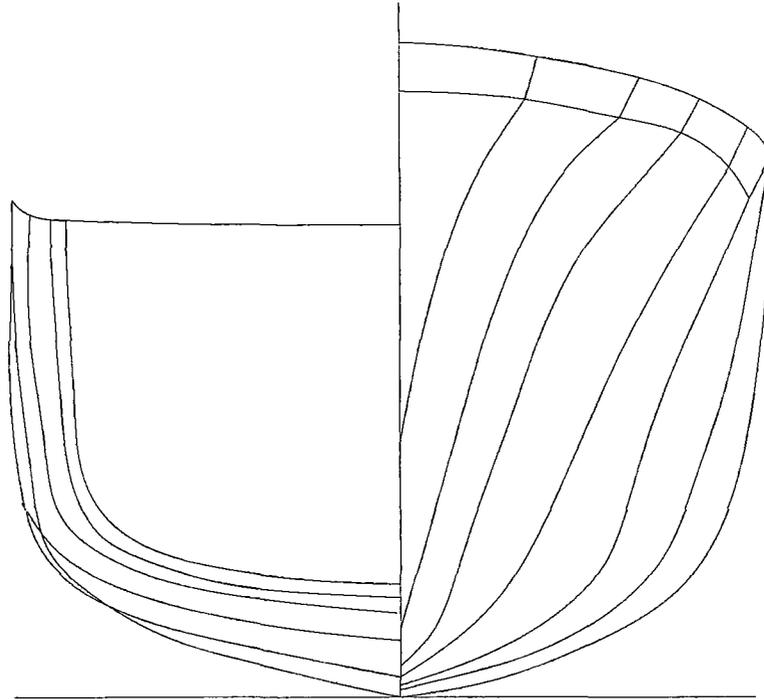


Fig. 3.9

Las embarcaciones de formas redondas pueden adolecer de escasas áreas de deriva que se suelen pensar disponiendo quillotes centrales para mejorar su estabilidad de rumbo.

El comportamiento de una embarcación rápida tanto en aguas tranquilas como en agitadas, se ve enormemente afectado por su trimado. La resistencia al avance en aguas tranquilas se puede disminuir de forma importante actuando el asiento de la embarcación, bien mediante el movimiento de pesos abordo (lastre o combustible), o bien mediante la disposición de cuñas deflectoras de flujo o flaps controlables. Existen diseños que incorporan desde su origen pequeñas concavidades en la zona baja del codaste para reducir los trimados dinámicos.

En la **figura 3.8 y 3.9** se muestran esquemas de algunos buenos proyectos de embarcaciones de formas redondeadas:

En la **figura 3.8** se muestra un diseño que incluye una quilla central para diquearlo y aumento de área de deriva.

En la **figura 3.9** se ve una carena basada en la serie 63.

Las embarcaciones con codillos pronunciados se suelen preferir para las velocidades altas a las que la sustentación dinámica es importante. En estos casos, al elevarse la embarcación por el agua no se requieren pequeños ángulos de entrada en la flotación en reposo, pero sí espejos anchos y profundos que, junto con los codillos, produzcan una clara separación del flujo tanto en la popa como en los costados.

El área del fondo debe determinarse como una solución de compromiso: debe minimizarse la superficie mojada, pero al mismo tiempo debe ser lo suficientemente grande para que las presiones sustentadoras no superen la capacidad de la estructura de fondo.

Las embarcaciones con codillos pronunciados suelen ofrecer un amortiguamiento de balance superior al de las embarcaciones de formas redondeadas, lo que resulta interesante para compensar las ya citadas pérdidas de estabilidad transversal con la velocidad.

Para ofrecer el máximo rendimiento de las fuerzas sustentadoras generadas durante el planeo se deberían proyectar fondos planos. La superficie de planeo más eficiente es la placa plana. Por otra parte, es evidente que una embarcación rápida con el fondo

plano tendría una pobre capacidad de maniobra, sería de difícil gobierno, y experimentarían en mala mar unas aceleraciones e impactos excesivos.

Por ello, las embarcaciones de planeo disponen de fondos con un cierto ángulo de astilla muerta que surge como compromiso frente a los argumentos del párrafo anterior. Una solución frecuente de este problema consiste en el diseño de fondos con astilla muerta variable y creciente a lo largo de la eslora desde popa a proa. Pequeñas astillas muertas en popa darán lugar a superficies de planeo efectivas, mientras que altas astillas muertas en proa disminuirán las aceleraciones producidas por los impactos hidrodinámicos y mejoran la maniobrabilidad de la embarcación.

La distribución creciente de astilla muerta produce longitudinales no paralelos que incrementan algo la resistencia al avance en aguas tranquilas a bajas velocidades y originarían alguna pérdida de la eficiencia de planeo con respecto a las superficies prismáticas. Estos inconvenientes se aceptan a cambio de mejorar el comportamiento global de la embarcación en todo el rango de sus velocidades de operación.

La figura 3.10, es un ejemplo de embarcación con fondo torcido y secciones cóncavas en proa para aliviar impactos.

La figura 3.11 es un diseño en “V” profunda dotado de junquillos de fondo y con astilla muerta prácticamente constante en el cuerpo de popa.

La figura 3.12 es un ejemplo de la ya comentada confluencia de las embarcaciones de formas redondeadas y las de codillo pronunciado: popa para un buen planeo y proa para un buen comportamiento.

La figura 3.13 muestra otra solución de compromiso entre las formas redondas y las de codillo. Se trata de compaginar bajas aceleraciones (secciones cercanas a la campana invertida), bajos valores de la resistencia al avance en toda la gama de velocidades de operación.

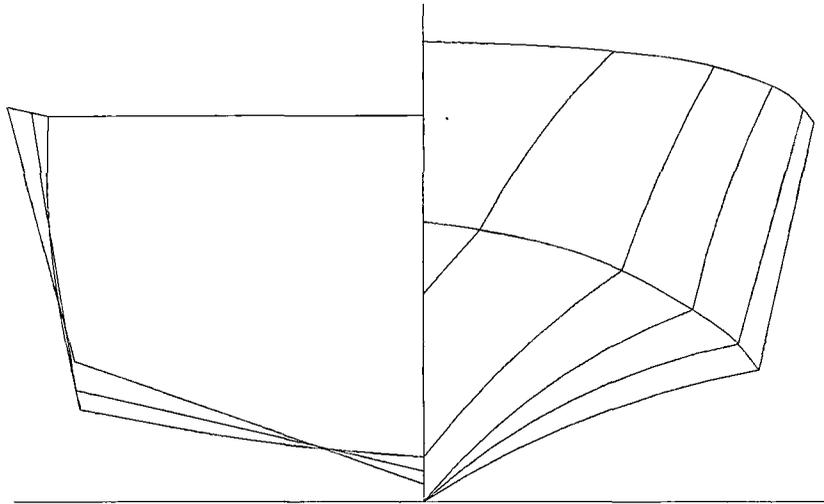


Fig. 3.10

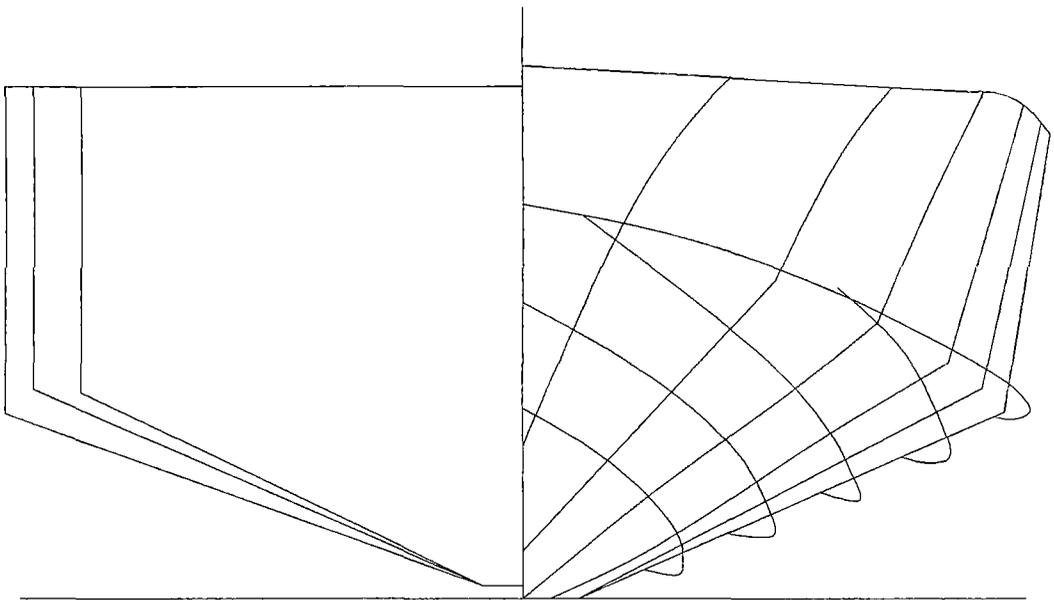


Fig. 3.11

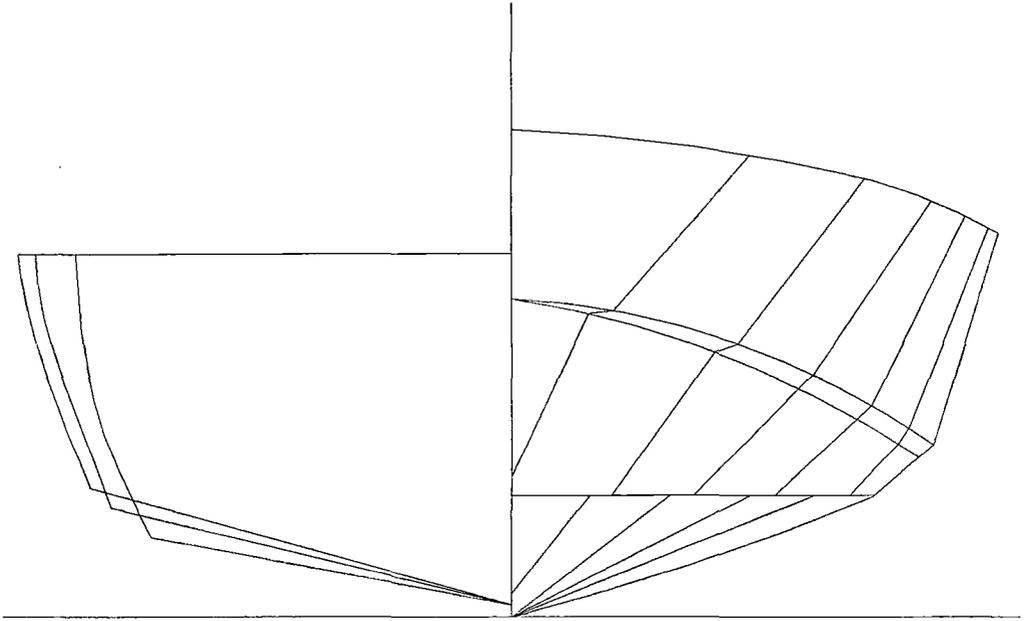


Fig. 3.12

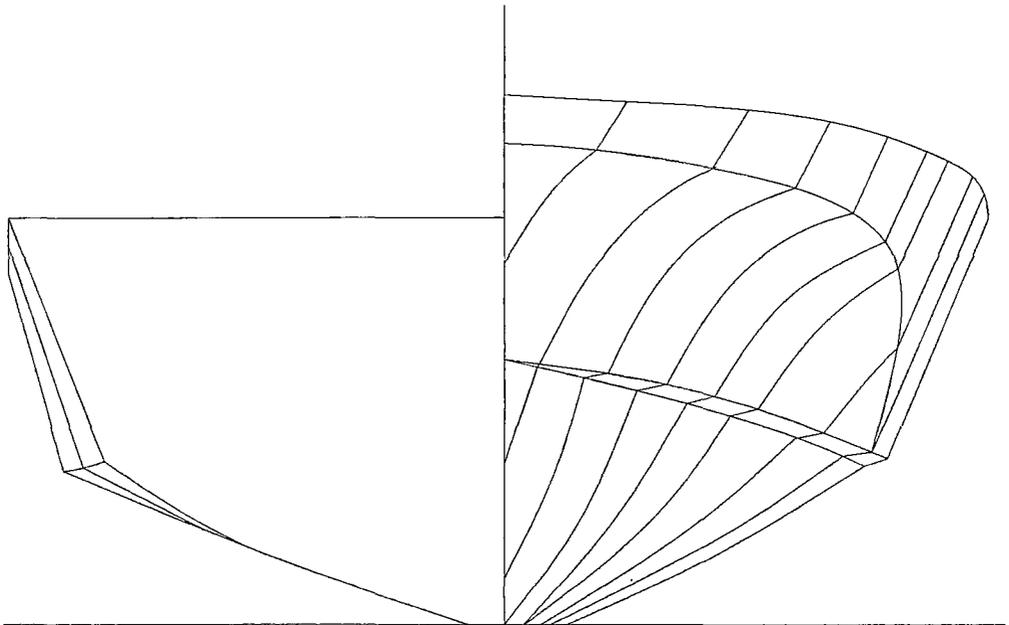


Fig. 3.13

4.2. Descripción del sistema waterjet

4.2.1. Funcionamiento

El funcionamiento consiste en que el agua ingresa por uno o dos ductos ubicados en el fondo o en el costado de la embarcación, la cual es expulsada por el espejo de la nave. La energía necesaria para vencer la fricción, la diferencia de nivel y el incremento de velocidades es proporcionada por una bomba, la misma que es accionada por un motor. Finalmente el flujo de agua que pasa por el impulsor es acelerado por una tobera, ocurriendo un intercambio de Momentum lo que genera un empuje neto sobre la embarcación.

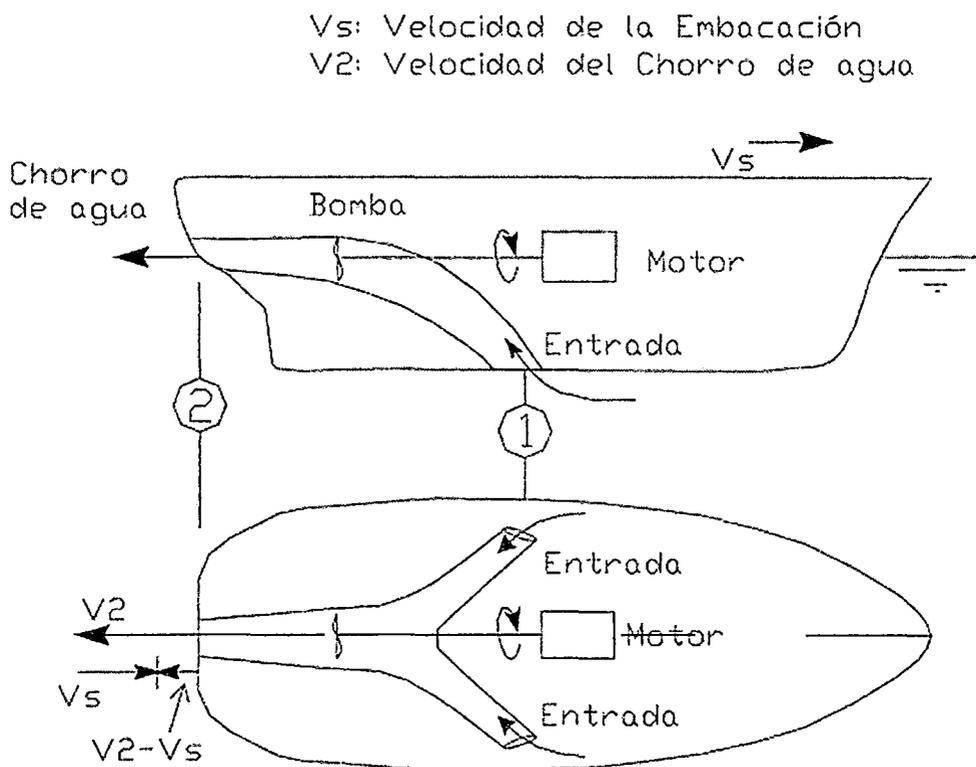


Fig. 3.14. Esquema básico del funcionamiento del sistema waterjet.

4.2.2. Componentes de un waterjet.

4.2.2.1. Toma de mar o captación.

En los sistemas propulsivos waterjet hay diferentes diseños de tomas de mar pero las dos más comunes son las entradas a ras (flush intake) o “pod” (ram intake).

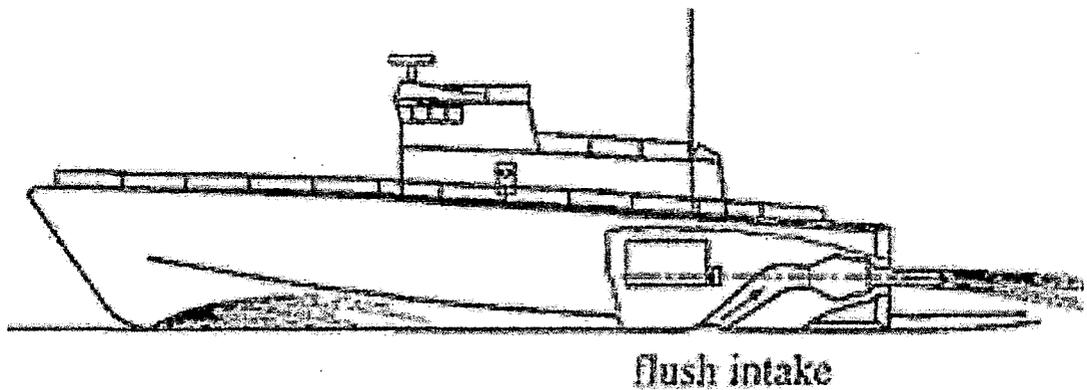


Fig. 3.15. Toma de mar a ras.

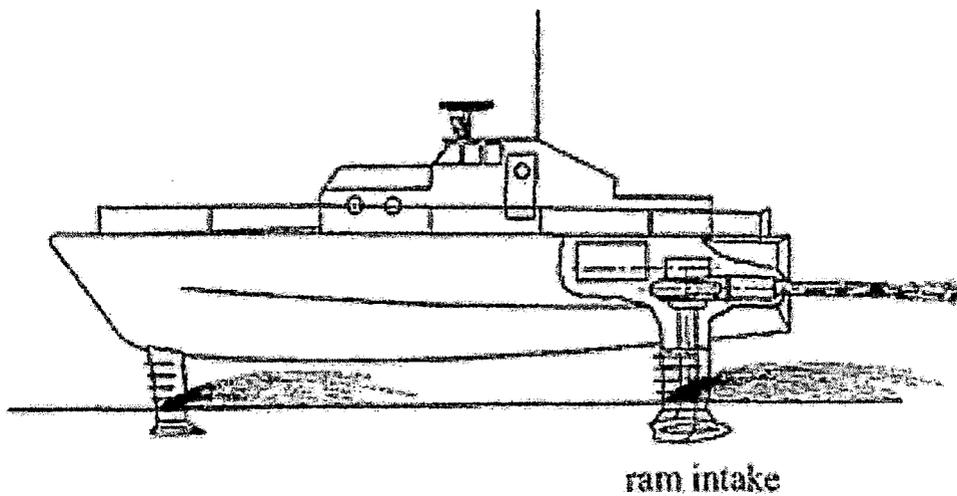


Fig. 3.16. Toma de mar pod.

En las tomas tipo “pod” el flujo entra en el casco sin que las líneas de corriente tengan que cambiar de dirección. El problema de esta tomas es que generan una resistencia adicional al casco.

Aunque la entrada por está bastante extendida, la entrada por excelencia hacia el ducto de un waterjet es la entrada a ras (también llamadas “flush inlets”).

Las tomas de mar a ras del casco requieren que el flujo se curve para que pueda entrar en el ducto. No incrementan la resistencia del buque, pero cabe el riesgo de que entre aire en el caso de que el calado a popa no sea suficiente o también si los movimientos de la embarcación son muy bruscos.

El problema de las tomas de agua es que a velocidades altas alteran el flujo justo a popa de la entrada, debido a que a altas velocidades se origina una cierta difusión de flujo hacia proa de la toma. También aumentan la presión a popa de la misma, ya que en esa zona disminuye el espesor de la capa límite del buque. El resultado es la aparición de una fuerza neta sustentadora en la popa del buque.

En definitiva, la disposición de la toma de mar a ras se basa en el compromiso entre colocarla más cerca de popa para reducir la longitud de los ductos del rayo de agua, y consecuentemente el peso de agua embarcada, y colocarlas a proa para disponer de superficie de fondo para aprovechar la sustentación.

Para evitar la formación de turbulencias en la entrada, los bordes del ducto deben tener cierta curvatura.

En los siguientes esquemas se aprecia el flujo en el entorno de las tomas de mar y su variación en función de la velocidad.

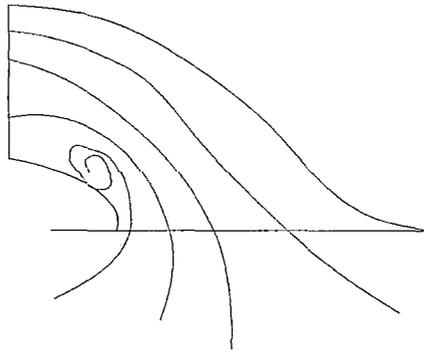


Fig. 3.17. Flujo donde la velocidad es menor que la del proyectado.

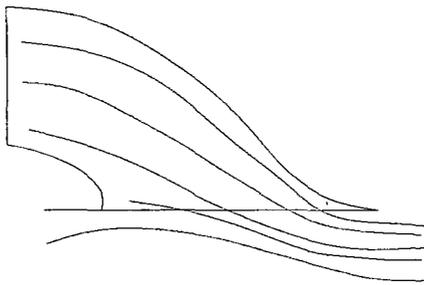


Fig. 3.18. Flujo donde la velocidad es igual al del proyectado.

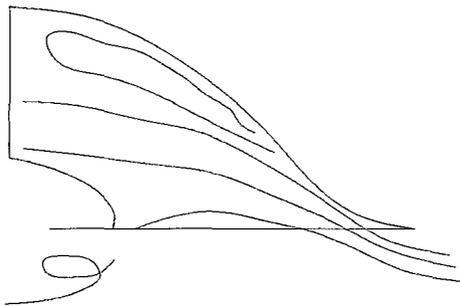


Fig. 3.19. Flujo donde la velocidad es mayor que la del proyectado.

4.2.2.2. Ducto de entrada o conducto de aspiración

El sistema de ducto es el encargado de conseguir que el agua llegue desde la toma de mar hacia el impulsor. Tiene un sentido ascendente, teniendo pérdidas de carga inherentes a su forma, debido a la inclinación del ducto y a sus codos. Las pérdidas son proporcionales a la longitud e inversamente proporcionales al diámetro, por lo que el ducto ideal sería de mayor diámetro posible y de menor longitud. Es importante remarcar que el flujo de estos sistemas es inevitablemente turbulento, pero dependiendo de la forma se puede conseguir reducir la rotación del fluido que llega a la bomba.

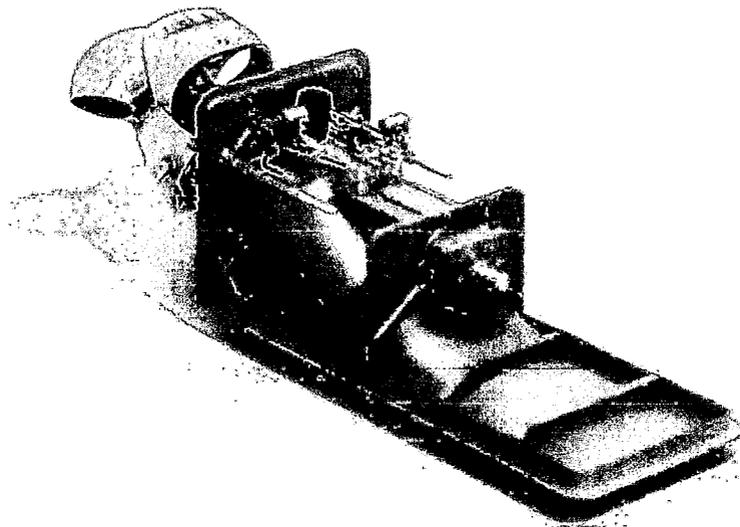


Fig. 3.20. Ducto de entrada o de aspiración.

Se muestra a continuación la tendencia que tienen las pérdidas en función de la curvatura del ducto:

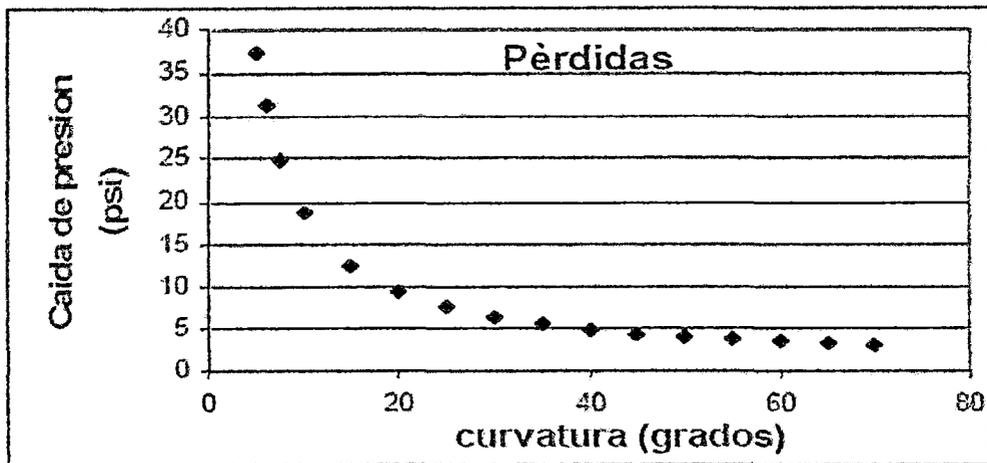


Fig. 3.21. Pérdidas en función de la curvatura de entrada.

4.2.2.3. Bomba

La bomba es un impulsor cuyas funciones son las de acelerar el flujo, mediante unas palas que tiene incorporadas, y succionar el agua por la toma de mar. Las bombas principalmente utilizadas son las mixtas y las axiales de velocidad específica alta, que suministran grandes caudales con moderadas alturas manométricas con rendimientos altos. Gracias a dicha velocidad específica alta es posible la utilización de pequeñas, livianas y altas bombas.

La mayoría de waterjets utilizan bombas mixtas, aunque también hay diseños exitosos puramente axiales. Estos diseños suelen ser más pequeños en diámetro y con una potencia menor que las bombas mixtas, pero no alcanzan la misma eficiencia que las mejores bombas mixtas (rendimiento >90%)

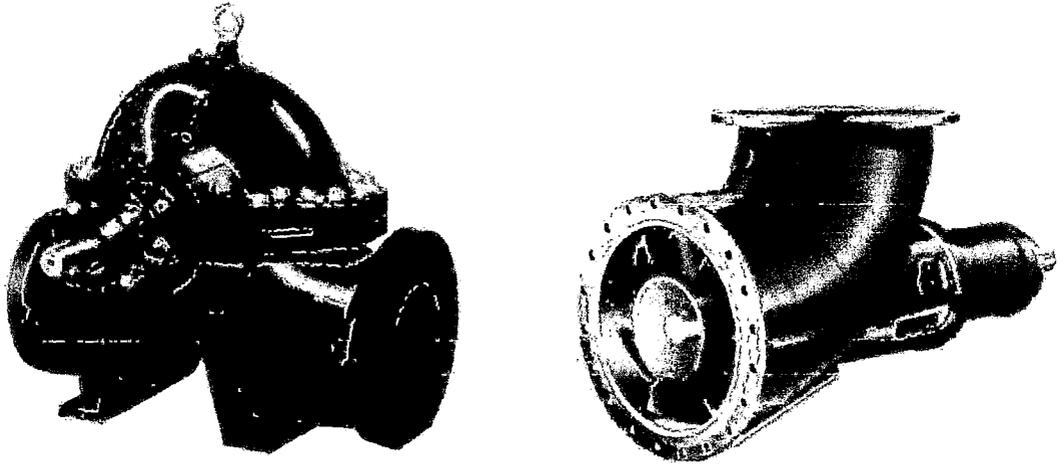


Fig. 3.22. Tipos de bombas, izquierda bomba mixta, derecha bomba axial.

4.2.2.4. Tobera.

La tobera es un conducto que transforma la energía potencial que viene de la bomba en energía cinética. Esta energía cinética es la que hace que finalmente se produzca el empuje neto sobre la embarcación. Este aumento de cantidad de movimiento es debido a que a mismo caudal, con la reducción del diámetro de la tobera y disminución de la presión, hay un aumento de la velocidad del fluido que pasa por la tobera.

4.2.2.5. Elementos de gobierno.

El gobierno en una embarcación propulsada con un chorro de agua se basa en el aparato direccional y la cubeta, para decidir qué rumbo se quiere tomar y como se quiere desarrollar la propulsión.

El aparato direccional se rige por el impulso efectivo, y es una de las grandes características de los waterjets. No requieren timón, de tal manera que se evita sumergir apéndices que tendrían fricción con el agua. El método de gobierno de

dirección de los waterjets se consigue desviando el chorro respecto el eje de crujía, generalmente con un brazo hidráulico que dirige el rayo mediante un giro de la tobera sobre un acoplamiento semiesférico. De todos modos hay algunas empresas que utilizan conexiones mecánicas para modelos más pequeños.

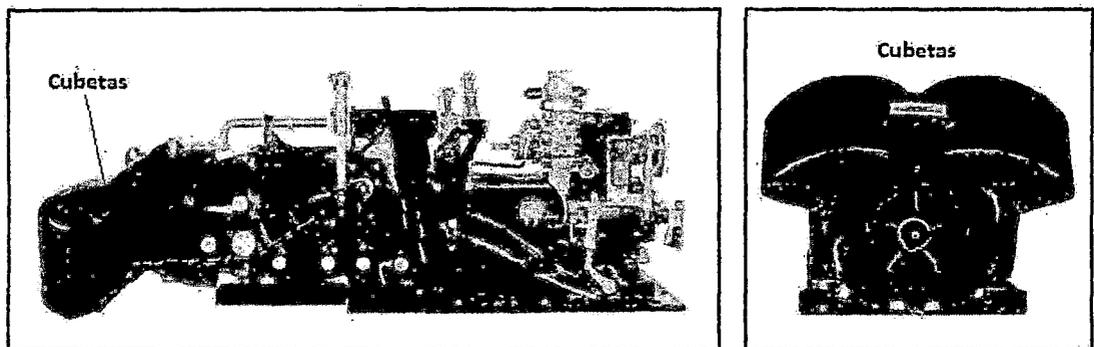


Fig. 3.23. Aparato direccional de la unidad waterjet.

Dependiendo de la direccionalidad de la tobera variará el trimado. Si está direccionada de manera ascendente-descendente se conseguirá variar las características de trimado del buque gracias al impulso efectivo que éste desarrolla, sin necesidad de utilizar unos flaps que aportarían resistencia de presión viscosa.

Para revertir la marcha están las cubetas. El rayo de agua sigue bombeando de la misma manera, así que la bomba también, y lo único que se hace es colocar la cubeta de tal manera que revierta el sentido del rayo de agua, enviándolo hacia a proa y consecuentemente revirtiendo la marcha. Si la cubeta se coloca gradualmente delante de la tobera, se puede pasar de navegar avante toda, a mantener el buque prácticamente quieto con la bomba funcionando a su potencia máximo.

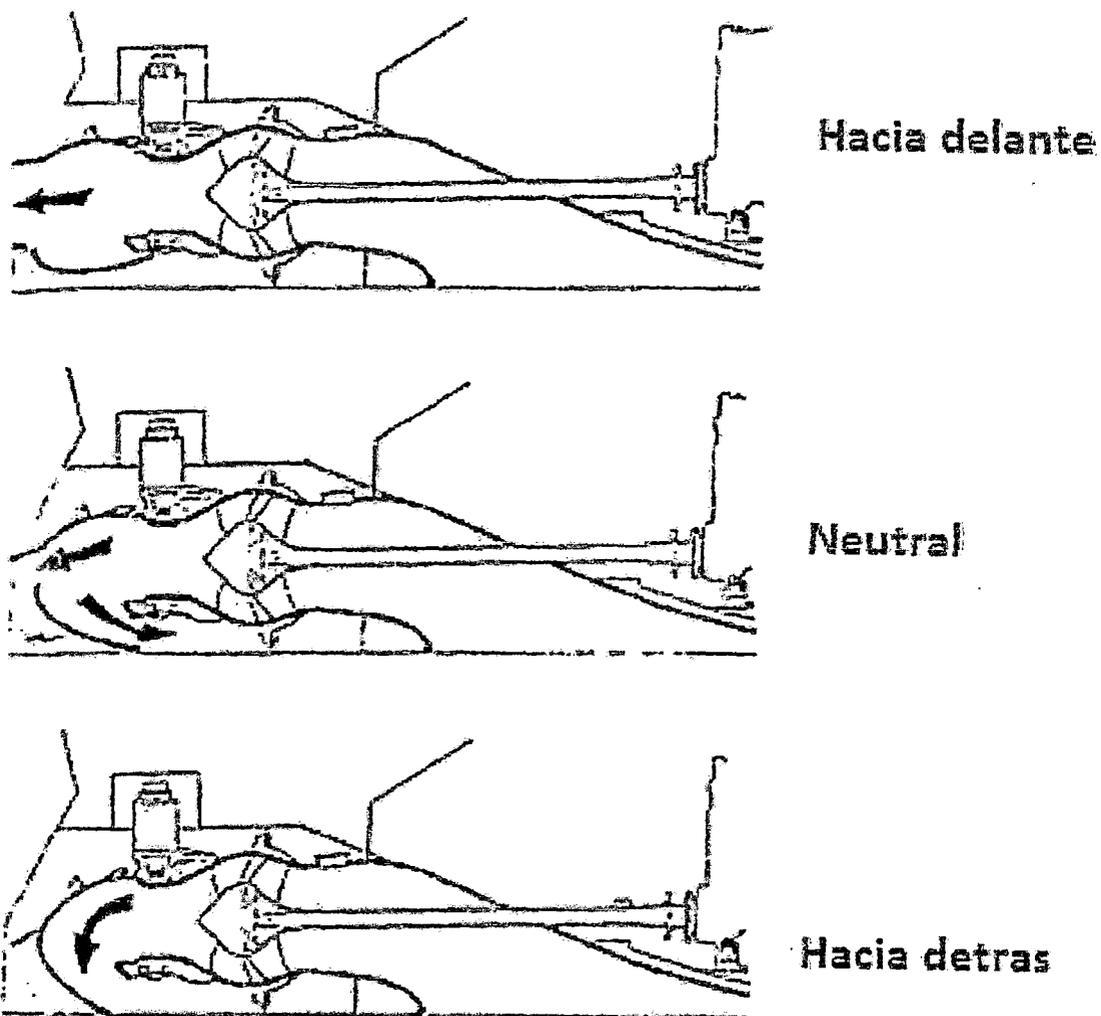
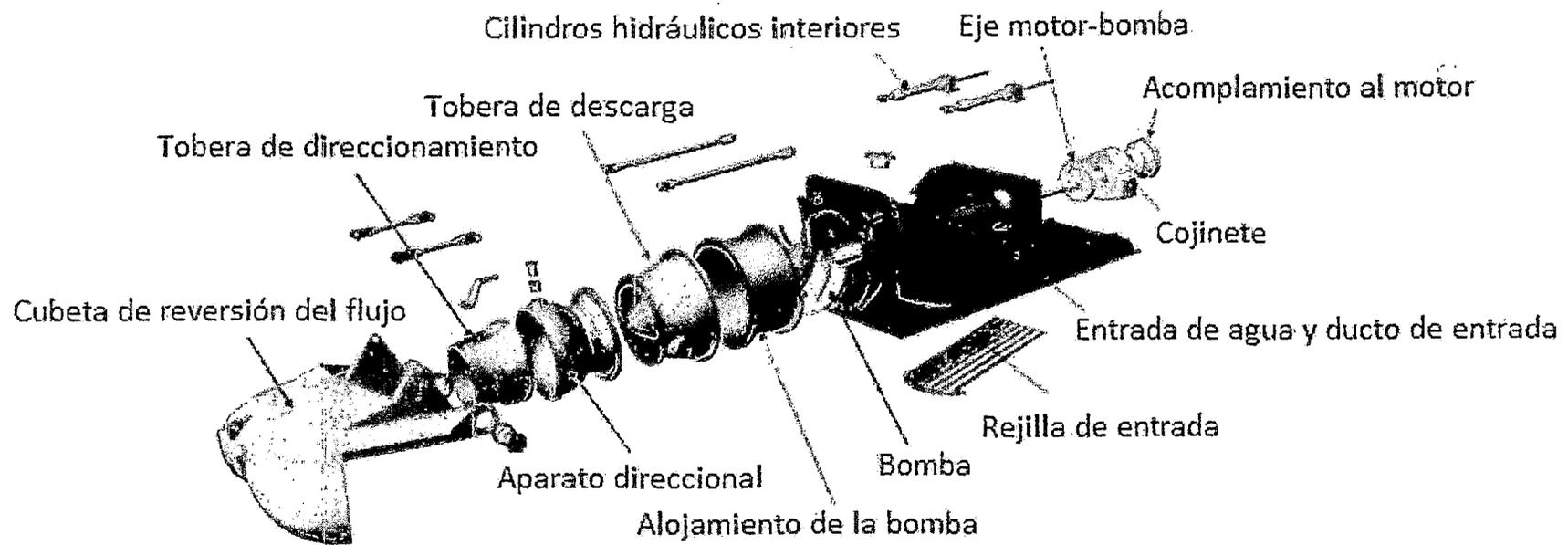


Fig. 3.24. Direcciones de flujo.

A continuación se muestra una figura en la que aparece un sistema propulsivo waterjet con todas las partes explicadas.



4.2.3. Ventajas en la utilización del sistema de propulsión a chorro respecto al de la hélice.

- Alta maniobrabilidad obtenida desviando la dirección del chorro de agua, sin necesidad de instalar reductoras ni inversores. La dirección sigue siendo precisa a altas velocidades.
- La bomba se puede escoger entre una gran variedad para poder igualar las velocidades del motor instalado, para poder ser usada idóneamente bajo circunstancias de alta exigencia.
- Se pueden reducir todas las resistencias por apéndices ya que no hay ningún propulsor montado en el exterior.
- Se puede navegar por aguas poco profundas, menor número de daños por varadas y atraques suaves sin causar daños a la unidad.
- Las vibraciones y el ruido pueden ser controlados fácilmente.
- Bajo mantenimiento. Tiempo mínimo de inactividad y rutinas sencillas de mantenimiento.
- Máxima vida del motor ya que el impulsor está diseñado para ajustarse a la potencia del motor.
- No hay posibilidad de sobrecarga del motor.
- Reducción de la distancia de parada.
- Sistema sencillo, con un solo módulo de envasado individual, sin caja de cambios pesada. Consta de un modelo simple de transmisión entre el motor y el acoplamiento del jet.
- Menor desgaste en la transmisión.

- Normalmente es más fácil de montar que una hélice.
- Disminuyendo el desplazamiento del buque se reduce la resistencia al avance. Como no varía la curva de impulso del chorro, el buque llegará a una velocidad mayor sin ningún tipo de problema. Siendo una hélice, al bajar el desplazamiento del buque, la hélice se aligera y se impide la absorción de la potencia de los motores y de las revoluciones por minuto al 100%.
- El sistema propulsivo del chorro de agua se ve menos perjudicado debido a la mala mar que las hélices. Esto es porque cuando se navega con mala mar, la resistencia instantánea del buque va variando en función de las olas que llegan al casco. Un buque con hélice mantiene una velocidad más constante con mala mar, debido a que absorbe o deja de absorber potencia con los pequeños cambios de RPM inducidos por la disminución o aumento de la velocidad instantánea del buque. En cambio con el chorro de agua, sino se actúa sobre la RPM, los rayos suministran una potencia constante, independientemente de la velocidad del buque. Esto se traduce como que un buque con chorro de agua presentará mayores cambios cíclicos de velocidad instantánea que los de una hélice, y esto viene a significar que en el caso de la hélice el motor está sometido a sobrecargas cíclicas cuando hay mala mar, al contrario que el chorro de agua.

Aunque como se ha visto la propulsión a chorro de agua tiene muchas ventajas, también tiene una serie de desventajas.

- Uno de los problemas principales del waterjet viene a raíz de su entrada de captación de agua. Si un elemento interrumpe el flujo de agua el rendimiento

del waterjet decrece, con lo que el consumo de combustible también. Si se navega a velocidades bajas (inferiores a los 20 nudos) también afecta al consumo de combustible, ya que la propulsión a chorro de agua está diseñada para ir a altas velocidades de semiplaneo.

- Otro problema está en la entrada de aire en el ducto que conduce el fluido hacia la bomba, que dependiendo del casco y del régimen de navegación entrará más o menos. El problema de la entrada de aire está en que al entrar aire el impulsor ya no trabajará con el fluido adecuado, y además de poder estropear el impulsor, el hecho de trabajar con aire hará que el fluido este descebado y el impulso será muy reducido o nulo.
- Como último inconveniente está el problema del waterjet de la unión entre motor e impulsor. En el caso de las hélices esta unión es más efectiva, provocando que si dicha unión no está bien adaptada a la potencia del motor, el consumo de combustible será más grande.

4.2.4. Comparación con hélices diseñadas para funcionar a altas velocidades

A continuación se muestra un cuadro comparativo entre la propulsión a chorro de agua, las hélices emergentes y las hélices supercavitantes:

	Propulsor a chorro	H.emergentes	H.supercavitantes
VENTAJAS	<ul style="list-style-type: none"> -Alto rendimiento en un rango de operación amplio (a velocidades muy variadas). -Seguridad contra la erosión por cavitación. -Poco ruido. -Poca vibración. -Seguridad contra varada accidental. 	<ul style="list-style-type: none"> -Alto rendimiento a velocidades altas. -Construcción simple. -Costo relativamente bajo. -Seguridad contra la erosión por cavitación. -Seguridad contra la varada accidental cuando está montado en un árbol articulado. 	<ul style="list-style-type: none"> -Alto rendimiento a muy alta velocidad. -Construcción simple. -Coste bajo.
INCONVENIENTES	<ul style="list-style-type: none"> -Alto coste. -Mucho peso. -Ocupa mucho espacio en el interior del casco. 	<ul style="list-style-type: none"> -Poco rendimiento a baja velocidad. -Mucho ruido. -Tendencia del motor a sobrecargarse a bajas velocidades. -Fuerzas transversales inestables. -Tendencia a la fatiga del material. 	<ul style="list-style-type: none"> -Poco rendimiento a baja velocidad. -Mucho ruido.

4.2.5. Factores que influyen en la selección del tipo de propulsor

Para escoger entre un sistema propulsivo con hélice convencional, un sistema con chorro de agua o algunos sistemas propulsivos con hélices de alta velocidad lo más importante es tener claro con que fines será utilizada la embarcación, y a medida que se contextualice el sistema propulsivo acorde con las circunstancias impuestas, se

sabría cu al sería el idóneo. A continuación se exponen los parámetros principales a tener en cuenta en la elección del sistema propulsivo.

4.2.5.1. Localización de uso

Dependiendo de la profundidad de las aguas puede haber una restricción de calado que es muy importante a considerar para la elección del sistema propulsivo. La propulsión waterjet es ideal para navegar en aguas con poca profundidad ya que este sistema propulsivo no consta de apéndices. Sino son aguas poco profundas, tanto las hélices de alto rendimiento como las convencionales y el waterjet son válidos.

4.2.5.2. Precio

El sistema propulsivo waterjet es con diferencia el más caro de los tres. Entre las hélices convencionales y las especiales, las segundas son más caras ya que son hélices con diseños especiales que encarecen el producto.

4.2.5.3. Confort

Dependiendo de la finalidad que se le quiera dar a la embarcación se tiene más o menos en cuenta el confort. En el caso de querer dar un paseo tranquilo, una embarcación que no haga ruidos y que tenga pocas vibraciones es preferible. Si de lo contrario lo que se busca es velocidad y deporte no se busca confort.

Si no se quieren grandes ruidos las hélices emergentes y supercavitantes quedan descartadas. Entre las hélices convencionales y los waterjet mejor escoger los waterjet ya que estos son más silenciosos y además no tienen tanta vibración.

4.2.5.4. Velocidad-Rendimiento

El rendimiento propulsivo y la velocidad de operación están muy relacionados, de tal manera que salen en el mismo punto.

Saber la velocidad de operación requerida es esencial para la elección del motor. La diferencia entre navegar a velocidad bajas (entre 0 y 25 nudos, o $F_n < 0.4$), medias (entre 25 y 40 nudos, o $0.4 < F_n < 1.2$) o altas (de 40 nudos para arriba, o $F_n > 1.2$) es tal que elegir erróneamente puede suponer una pérdida de dinero y de derroche energético muy grande.

Si la finalidad de una embarcación de paseo es transportar personas, sin demandar altas velocidades al motor, el sistema propulsivo que mejor se ajusta es uno con hélice convencional, ideal para embarcaciones de desplazamiento y $F_n < 0.4$.

Para una embarcación de semiplaneo que se mueva entre los 25/40 nudos con gran eficiencia lo preferible es un propulsor waterjet. El waterjet es un tipo de propulsión que abarca un mayor rango de velocidad, pero cabe recordar que su eficiencia disminuye sustancialmente cuando su velocidad baja de los 25 nudos.

Para velocidad mayores a los 40 nudos, lo idóneo son hélices especiales como las emergentes o supercavitantes, el sistema waterjet a estas velocidades no da buenas prestaciones.

Utilizar hélices especiales o un waterjet para una embarcación cuyo uso es el de dar un paseo a bajas velocidades no es apropiado. El rendimiento de estos sistemas propulsivos será muy bajo, ya que no están pensados para operar a tales velocidades. Si por lo contrario se opera a la velocidad indicada para cada sistema propulsivo el

rendimiento mejora sustancialmente. Cabe recordar que cuando se compara el rendimiento del waterjet con el rendimiento de las hélices de alta velocidad, ambos en sus velocidades ideales, el del primero es mayor.

Al fin y al cabo lo que más pesa en la elección es saber para que se quiere el sistema propulsivo y en segundo lugar si los costes de éste son asequibles.

4.3. PRESELECCIÓN DE LA UNIDAD WATERJET

4.3.1. Curvas de empuje

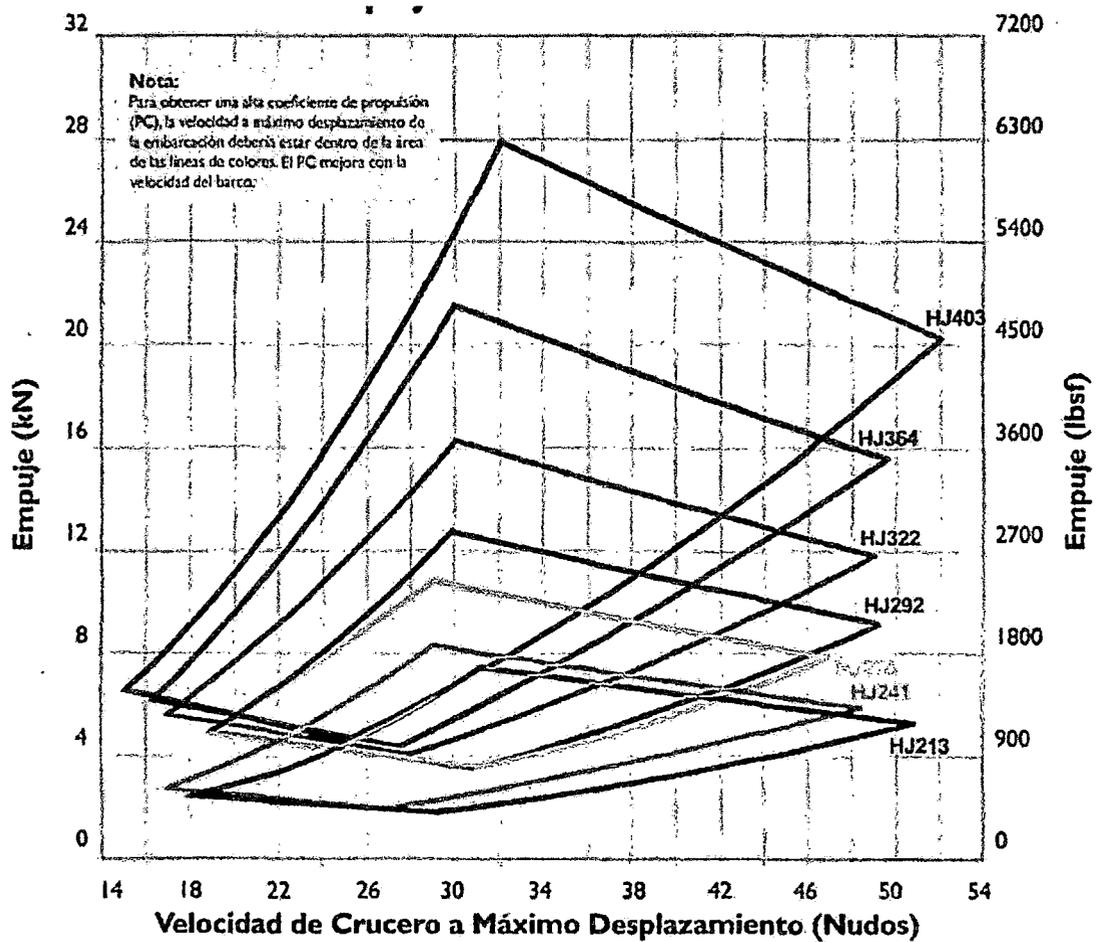


Fig. 3.25. Curvas de empuje.

El gráfico muestra la gamma de valores en las que se consigue una propulsión óptima para los diversos modelos de la serie Hj de hidrojets de hamiltonjet. Para determinar el empuje necesario por un hidrojet y alcanzar la velocidad deseada a los diversos desplazamientos se utiliza la siguiente ecuación

$$\text{Empuje necesario por hidrojet} = \frac{\text{Resistencia del casco (sin apendices)}}{\text{Numero de hidrojets}}$$

A continuación se traza sobre el gráfico para seleccionar el modelo más adecuado.

El gráfico solo se utiliza para realizar una preselección del modelo de hidrojet. Hay que tener en cuenta otros factores y consultar con el proveedor.

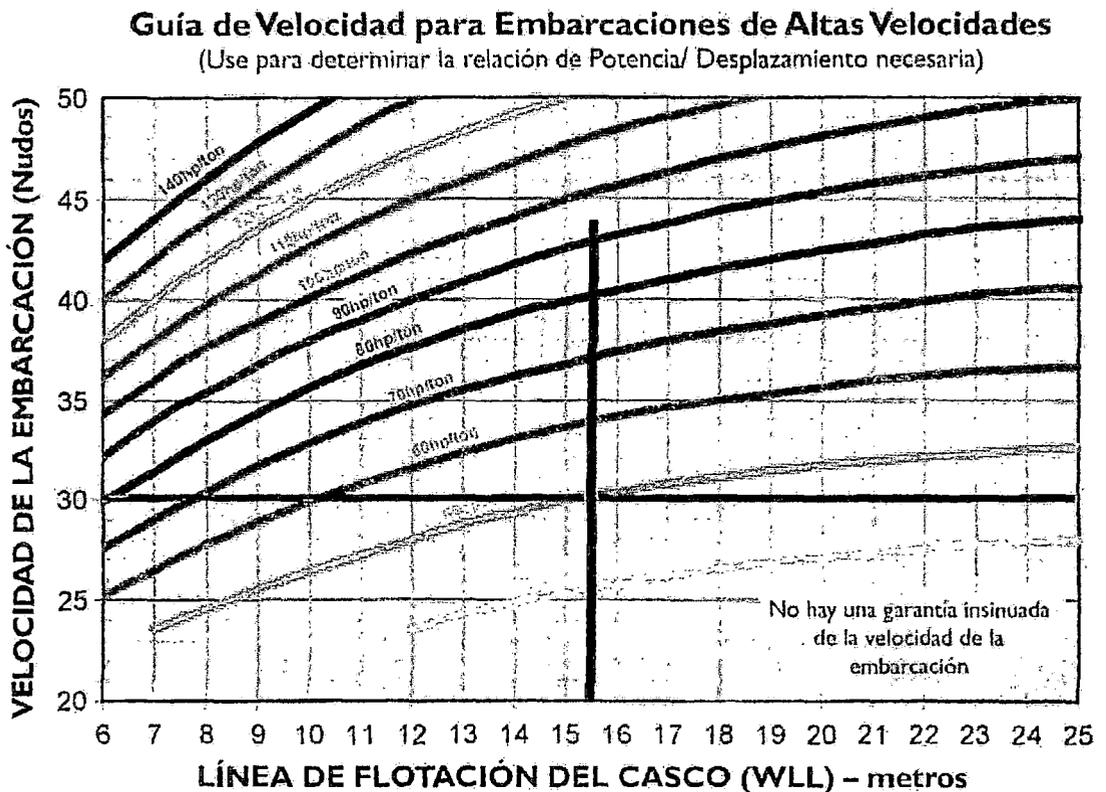


Fig. 3.26. Guía de velocidades para embarcaciones de plano.

De la figura anterior se estima la potencia requerida.

Se ingresa con datos de la velocidad deseada de 30 nudos y una eslora de flotación de diseño, que para este caso es de 15.5 m, la intersección de las dos líneas (rojo y azul) da una relación de potencia aproximadamente de 50.6 hp/tn.

Multiplicando por el desplazamiento a máximo de 17 tn se requiere 860.2 hp

4.3.2. Limitación de Carga sobre el fondo del Monocasco

Para determinar si la presión en el fondo es adecuada para el planeo se estima mediante la siguiente ecuación.

$$\text{Carga} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \right) = \frac{\text{Desplazamiento}(\text{kg})}{\text{Area del fondo}} = \frac{17000}{15.5 \times 3.62} = 302.97 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

Luego se procede a ingresar los datos en el siguiente gráfico.

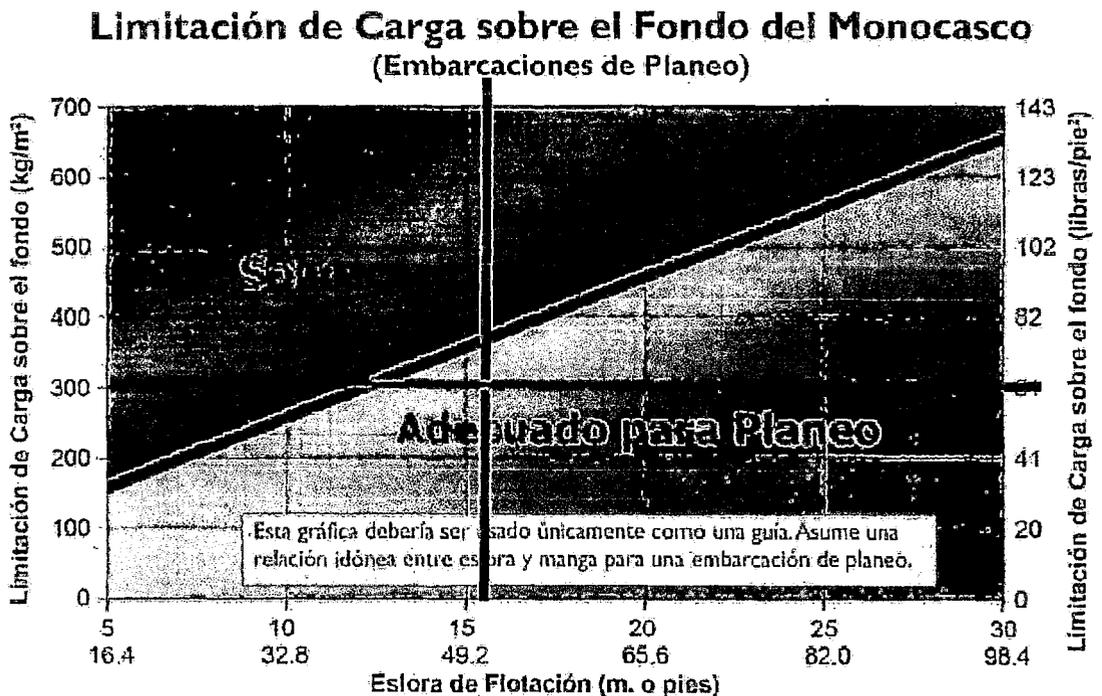


Fig. 3.27. Gráfico de límite de carga en el fondo para embarcaciones de planeo.

La intersección de las dos líneas (negro y magenta) se encuentra dentro de la zona adecuada para el planeo.

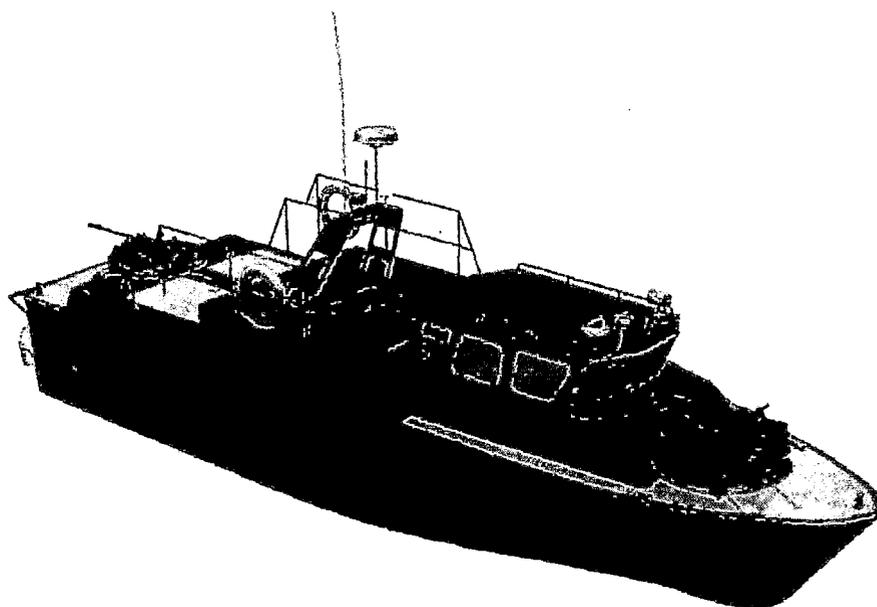
CAPITULO IV

5. DESARROLLO DEL DISEÑO

5.1. FORMAS PRELIMINARES DEL CASCO

5.1.1. Base de datos

LANCHA PATRULLERA DE RIO LPR DE 40 PIES COTECMAR



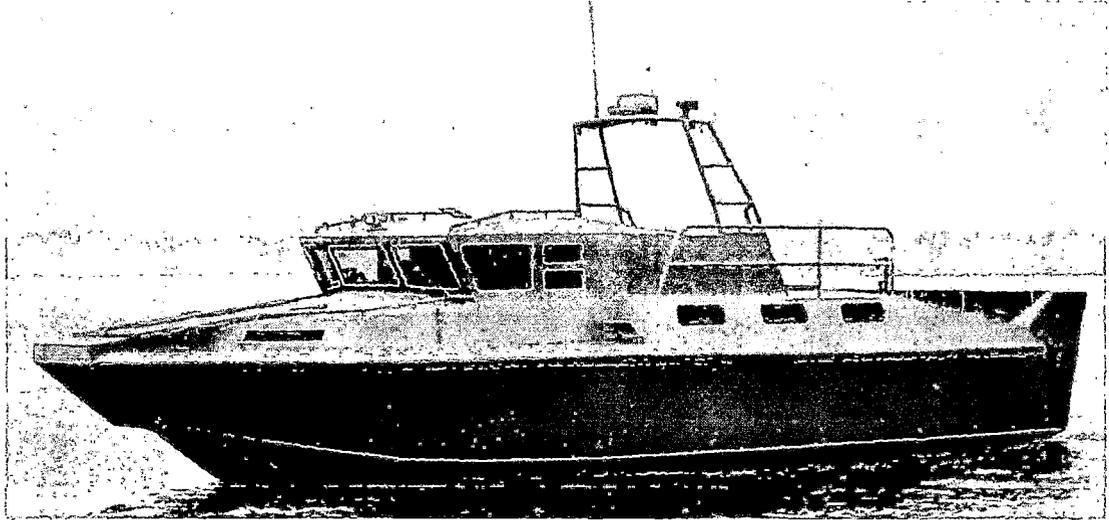
CARACTERISTICAS GENERALES

Material del casco : Aluminio 5086-H116 / H111

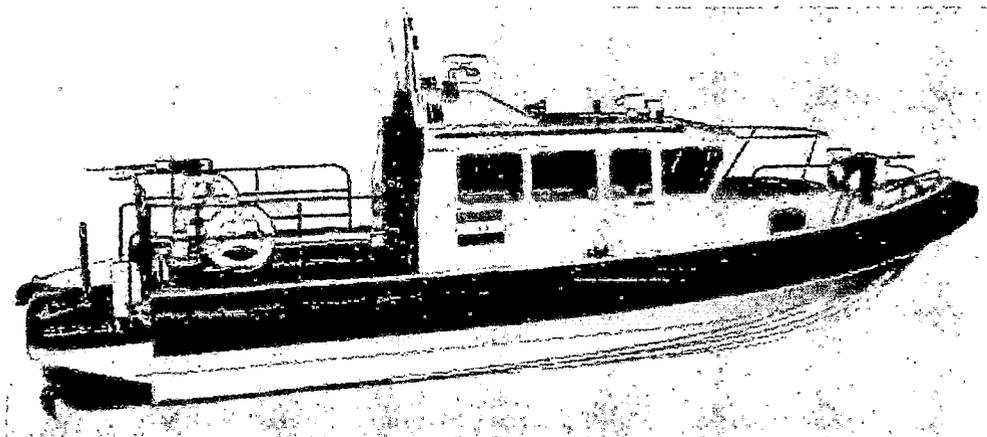
- Velocidad : 25-29 Nudos
- Autonomía : +950 Km @ 25Nudos
- Eslora total : 12.72 m
- Manga : 2.8 m
- Calado Medio : 0.713 m
- Desplazamiento : 13700 Kg
- Combustible Diesel : 540 Gal

- Agua Potable : 160 Gal
- Tripulación Lancha : 4 tripulantes. (01-02-01).
- Motores principales : 2 X CATERPILLAR C9
- Potencia total : 503 BHP @ 2500 RPM
- Propulsores : 2 x Waterjet.
- Armamento (con protección para el operario).
- Ametralladoras : 02 .50 ó 01 .50 y 01 MK19, 02 M-60.
- Protección Balística : Nivel NIJ III plus

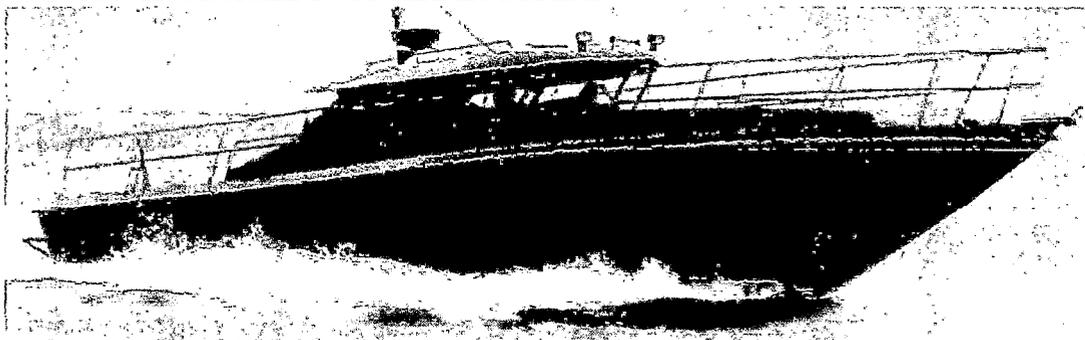
CROQ 1270 MULTIPROPOSE VESSEL ARMACRAFT



- Eslora :12.70 m
- Manga : 3.85m
- Calado : 0.65 m
- Desplazamiento: 11300 Kg
- Combustible : 1300 lt
- Agua dulce 200 lt
- Potencia : 1100 hp
- Velocidad : >45 nudos
- Propulsión : waterjet
- Autonomía : 500 millas Náuticas
- Pasajeros 2/20
- Material: Aluminio

AC1300 XPARMACRAFT**CARACTERISTICAS GENERALES**

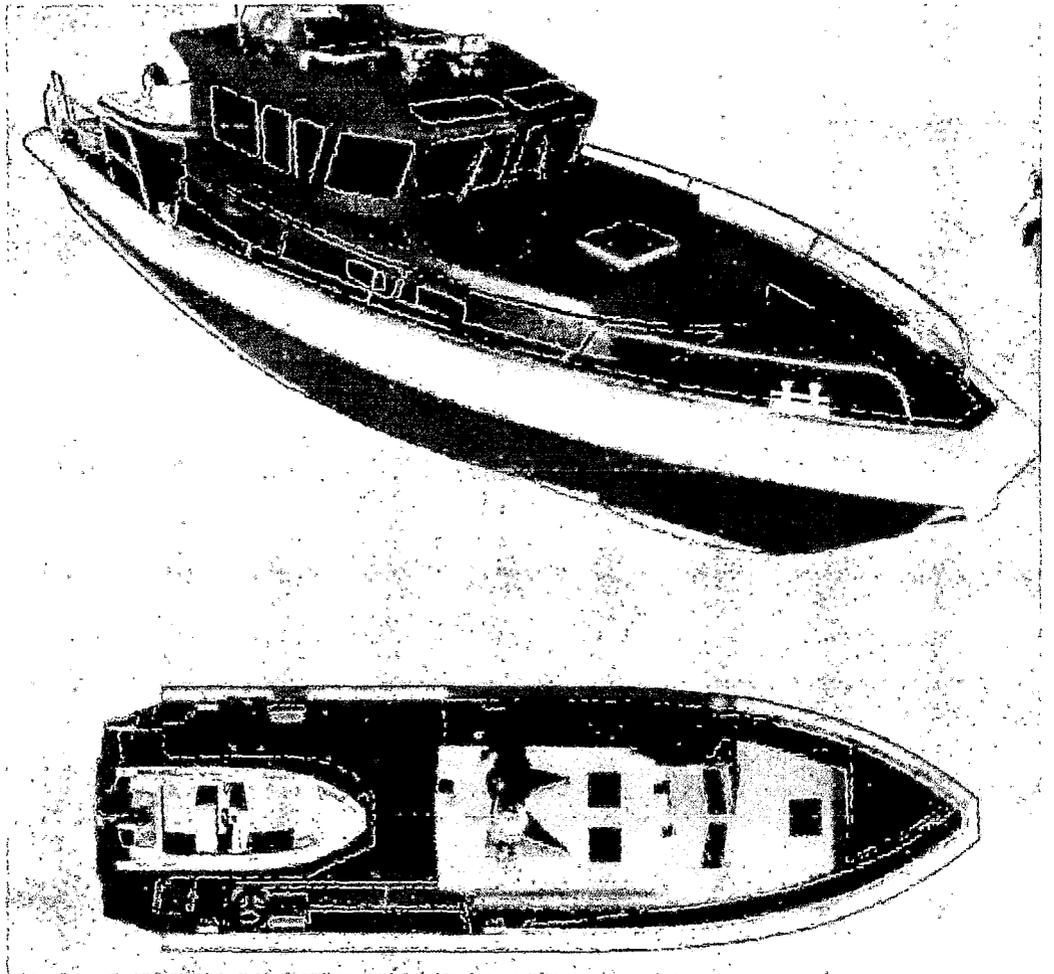
- Eslora :12.40 m
- Manga : 3.65m
- Calado : 0.45 m
- Desplazamiento: 5200 Kg
- Combustible : 2100 kg
- Agua dulce 800 lt
- Potencia : 1000 hp
- Velocidad : >45 nudos
- Propulsión : waterjet
- Pasajeros 2/6
- Material: Aluminio

AC1600 INTERCEPTOR ARMACRAFT

CARACTERISTICAS GENERALES

- Eslora :15.62 m
- Manga : 3.39m
- Calado : 0.6 m
- Desplazamiento: 13050 Kg
- Combustible : 6700 lt
- Agua dulce 200 lt
- Potencia : 1600 hp
- Velocidad : >60 nudos
- Propulsión : waterjet
- Pasajeros :2/4
- Material : Aluminio

RAVEN 17 PATROL-CREW-SAR



CARACTERISTICAS GENERALES

- Eslora :17.83 m
- Manga : 5.43m
- Calado : 0.79 m

- Desplazamiento: 25300Kg
- Combustible : 3600 lt
- Agua dulce 700 lt
- Potencia : 1800 hp
- Velocidad : >60 nudos
- Propulsión : waterjet
- Pasajeros :6-28
- Material : Aluminio

A partir de las formas características de las embarcaciones planeadoras comentadas anteriormente se diseñará el casco de la embarcación siguiendo las siguientes pautas:

- En cuanto a las secciones longitudinales del casco, serán del tipo fondo plano. es decir, ni cóncavo ni convexo, para mejorar la distribución de presiones en el fondo de la embarcación, para obtener una menor resistencia al avance reduciendo así la superficie de área mojada y para evitar grandes trimados.
- En cuanto a las secciones horizontales, estas serán en forma de “V” para generar esas líneas de spray laterales que generan el efecto de estabilidad en el rumbo. Además serán ligeramente convexas para tener un mayor empuje y una reducción del área mojada a medida que se va aumentando la velocidad.
- Se diseñará manteniendo un ángulo de astilla muerta (deadrise) de 10° , el cual será constantes en casi todo el desarrollo de la eslora e incrementando hacia proa.

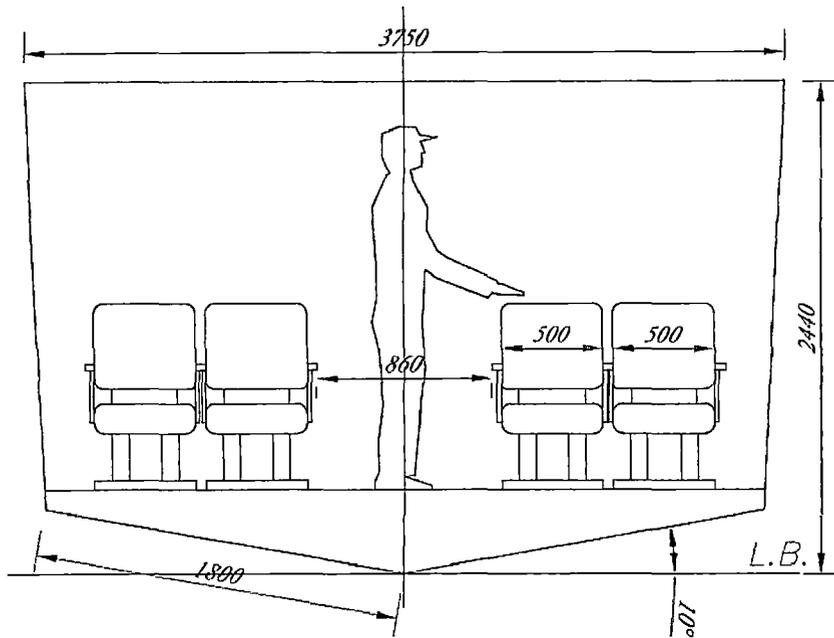


Fig. 4.1. Sección transversal proyectada.

5.1.2. Dimensionamiento principal.

La unidad contará con una tripulación de 20 personas los cuales dos estarán en una cabina de mando (piloto y copiloto) según gráfico siguiente.

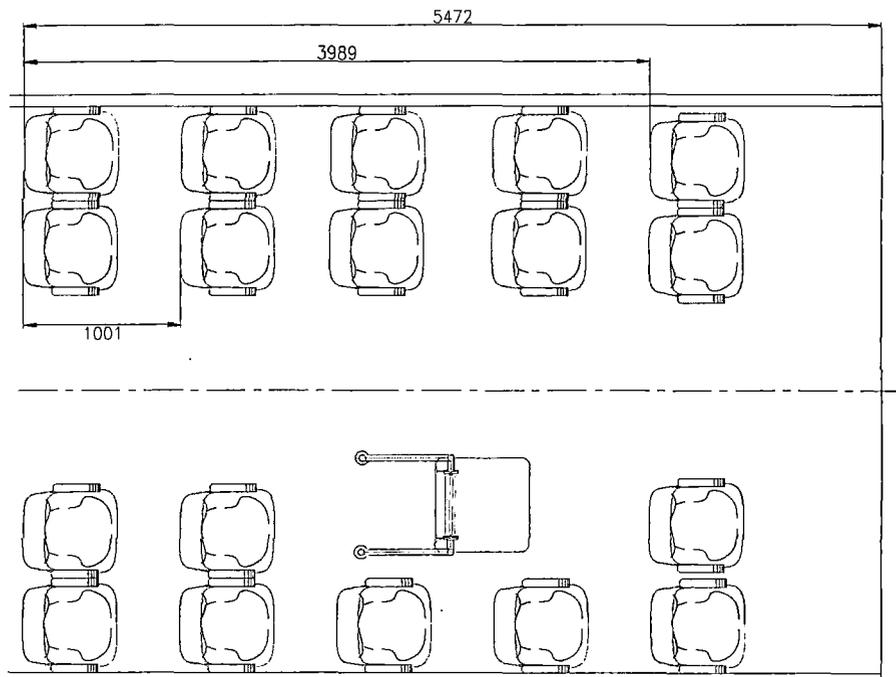


Fig. 4.2. Distribución de acomodación de pasajeros.

Se toma una posición entre asientos de 1m de acuerdo a los estándares ergonómicos, se pretende colocar un acceso a segunda cubierta en babor según figura anterior. La suma total de 5.47m.

Se proyecta que a popa de sala de pasajeros se instalará un servicio higiénico, a banda contraria se colocara un pequeño ambiente para despensa, las medida de estos a lo largo de la eslora serán de 800mm. A popa de este ambiente estarán los tanques de combustible. Los tanques tendrán una altura de 1m desde la línea de base formando un pasadizo central de 1,4m sobre los tanques de combustible se proyecta colocar repisas para colocar elementos incautados, pertrechos, etc. como también para el descanso de tripulantes o el traslado de personas heridas. Para ello se dispondrá de una eslora de 3 metros.

Para la sala de máquinas será de 5 metros de eslora.

Se recomienda que el ángulo que forma la línea de base con la roda (Fig.4.3) sea mayor que 30° esto obliga que la eslora se extienda hasta 3.2 metros.

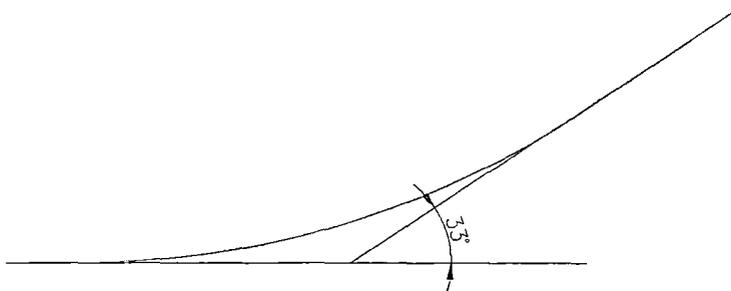


Fig. 4.3. Ángulo entre la roda y la línea de base.

La suma total de eslora son: $3.2+5.47+1+3+5= 17.67$ m para redondear dimensiones se tomara como eslora 18m.

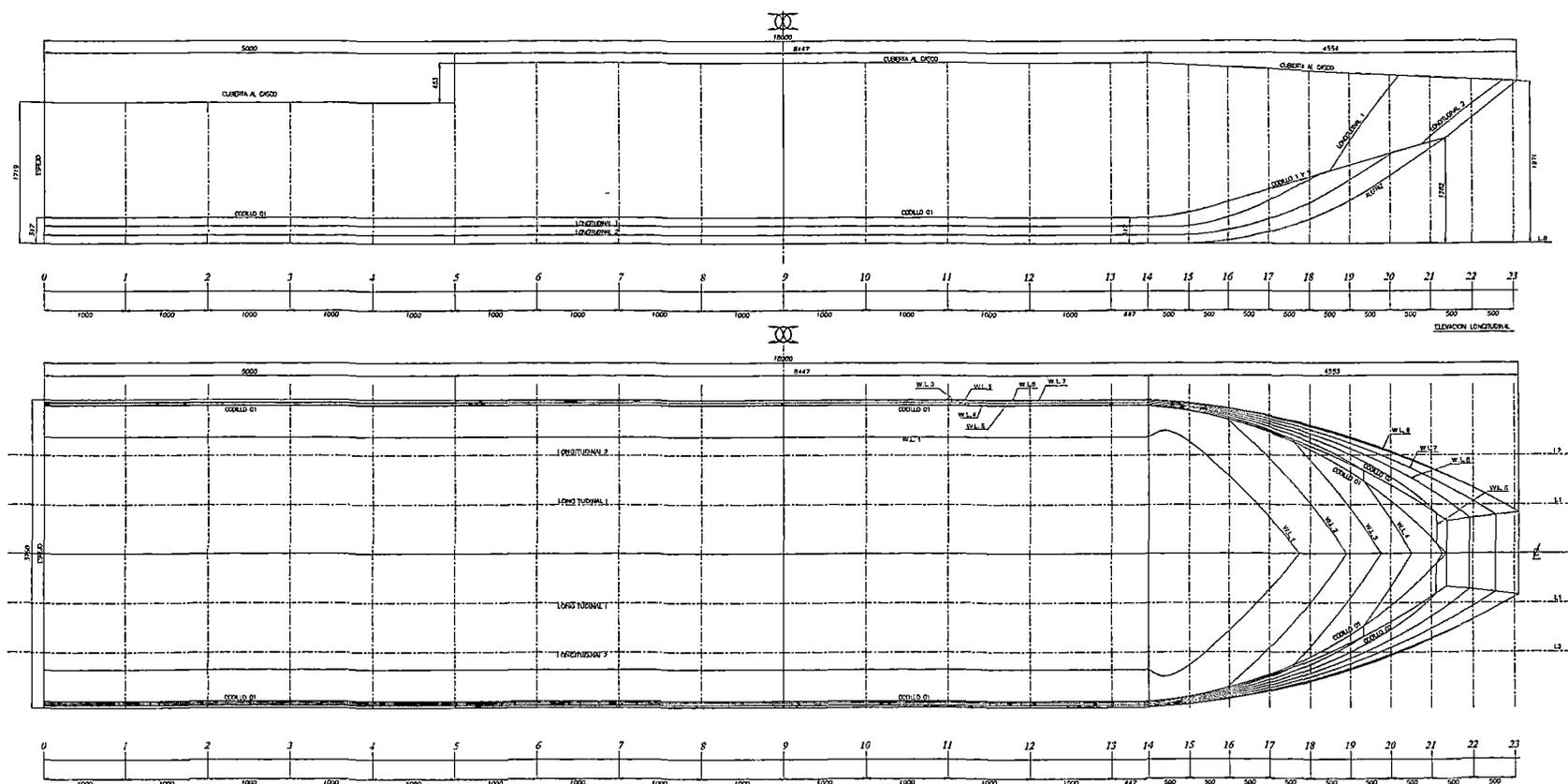
La manga de la embarcación lo definirá la distribución de asientos en el ambiente de pasajeros. Como se muestra en la figura anterior los tripulantes estas distribuidos en dos asientos transversales por banda el ancho de cada asiento es de 600 mm, el pasadizo central será de 1 metro para que exista un libre tránsito, se estima la medida de los refuerzos de costado a 100 mm.

La sumatoria total será de $600 \times 4 + 1000 + 200 = 3600$ mm, se dará un ángulo alrededor de los 80° para el costado incrementando la manga a 3750mm para un puntal de 2440mm en crujía

Datos finales

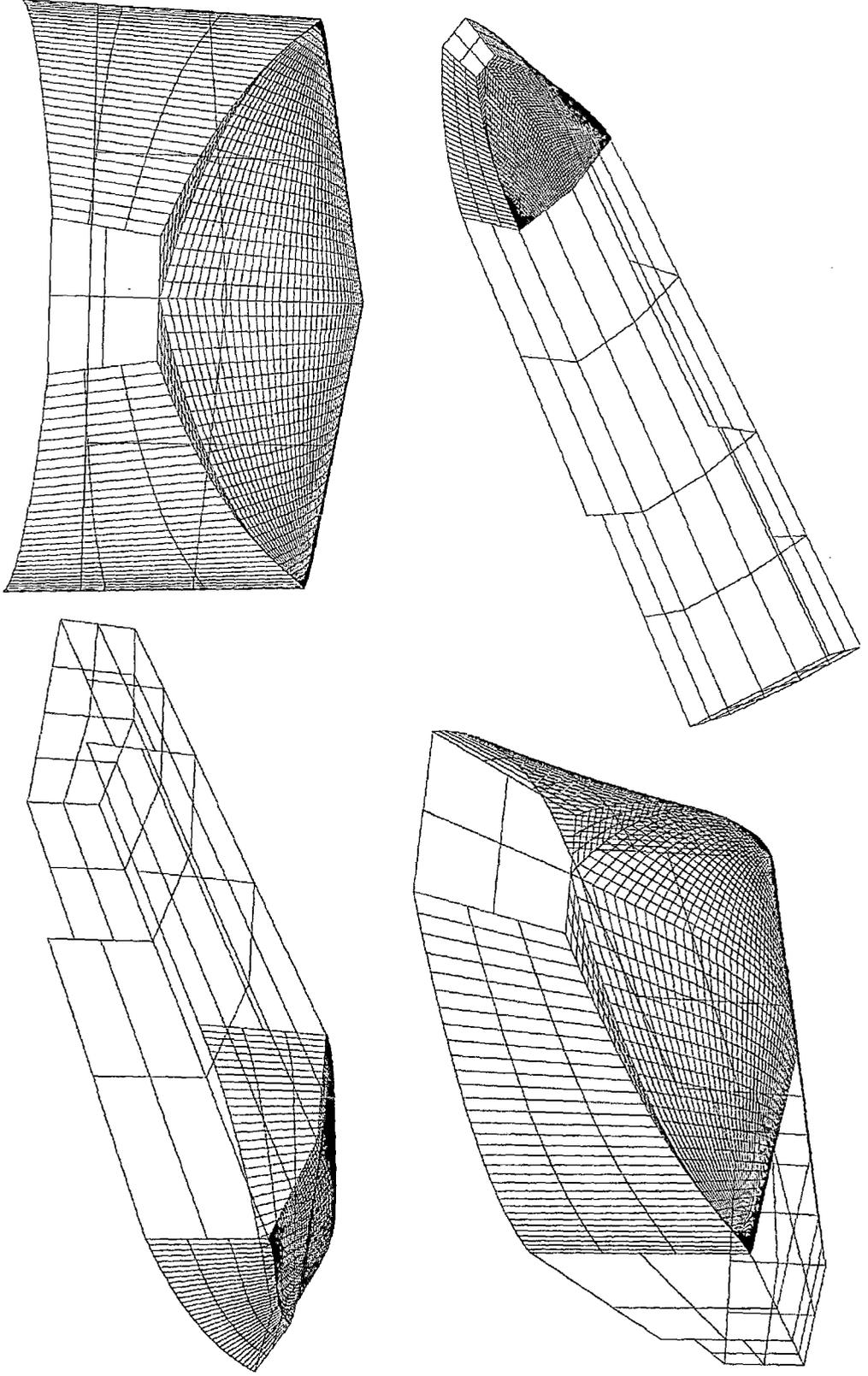
Eslora	18.00m
Manga	3.75m
Puntal	2.44m

Las dimensiones anteriores vienen ser las acotaciones de la embarcación, el cual fija el desarrollo de las líneas de forma. El cual se presenta en el Anexo PLANO N° SI-12-PC04-AL-BFX29-DICAPI-LF LINEAS DE FORMA



Líneas de formas

5.1.3. Modelamiento 3d en RHINOCEROS



5.2. Disposición general

La disposición general es uno de los primeros planos que se Realizan, que se va mejorando y completando conforme el proyecto va acumulando datos Sobre el tamaño y constitución de las maquinarias, equipos y sistemas. Una vez evaluado las características preliminares, se pasa a tomar las medidas Finales, esto va acompañado del buen criterio del diseñador. En el ANEXO PLANO DE DISPOSICION GENERAL se observa las cuatro vistas principales de la patrullera, además las características generales de diseño.

5.2.1. Consideraciones del diseño ergonómico para la navegación

Se utiliza las recomendaciones de la ABS en su sección GUIDANCE NOTES ON ERGONOMIC DESING OF NAVIGATION BRIDGES (Guía De Orientación Sobre Diseño Ergonómico De Puentes De Mando). El cual indica:

La visibilidad a la superficie del mar o rio, deberá ser 2 veces la eslora de la embarcación o 500 metros el que sea menor.

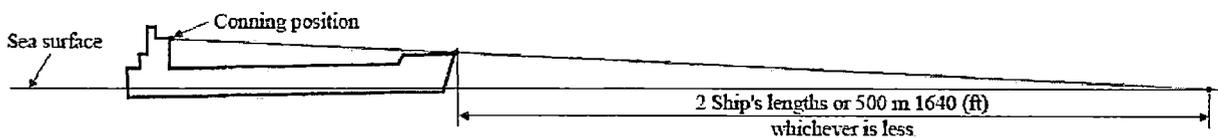


Fig. 4.4. Visibilidad en la navegación (vista longitudinal).

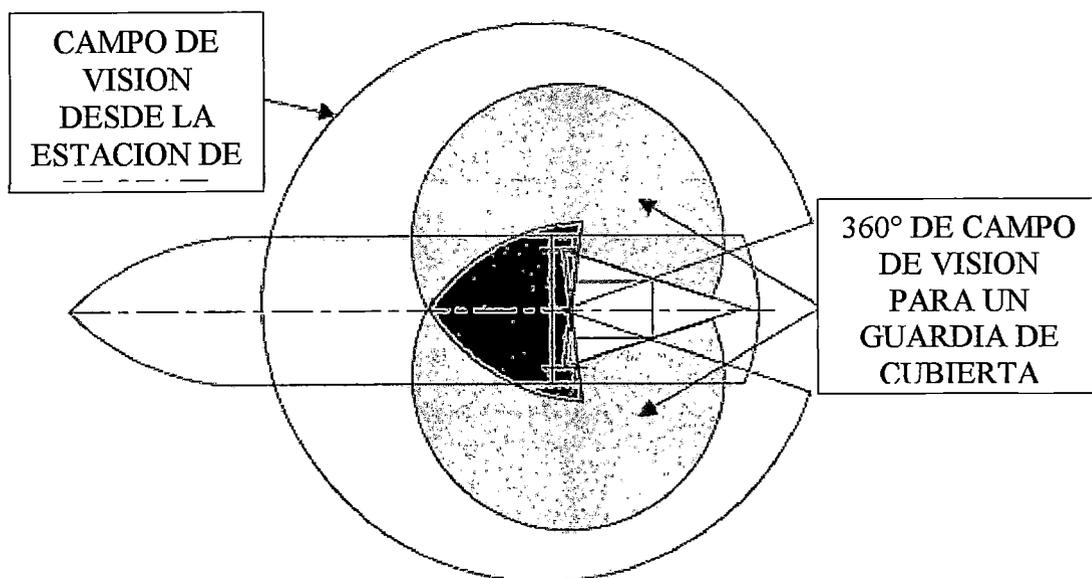


Fig. 4.5. Visibilidad en la navegación (vista de planta).

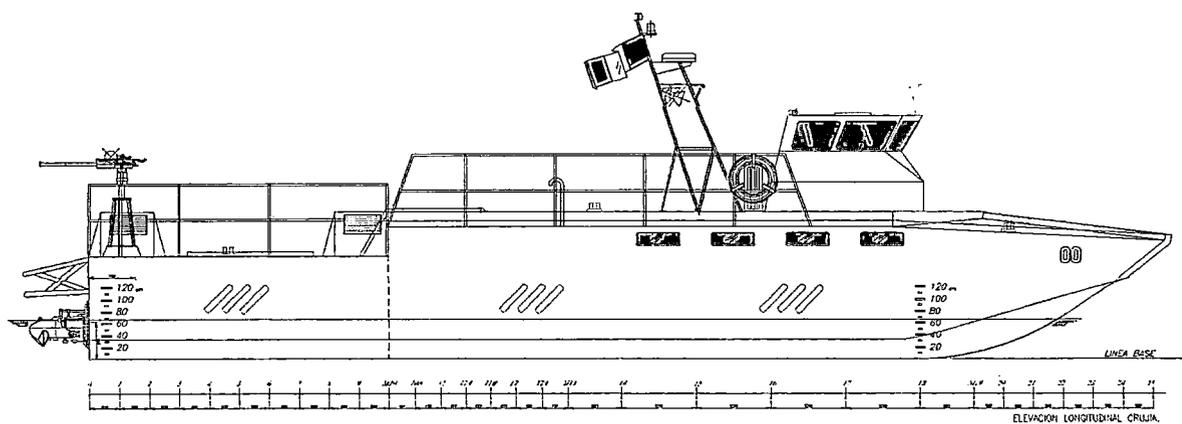


Fig. 4.6. Disposición general (vista longitudinal).

5.3. Diseño de exteriores y modelamiento en 3d.

Se presenta el modelo final de la embarcación en 3D.

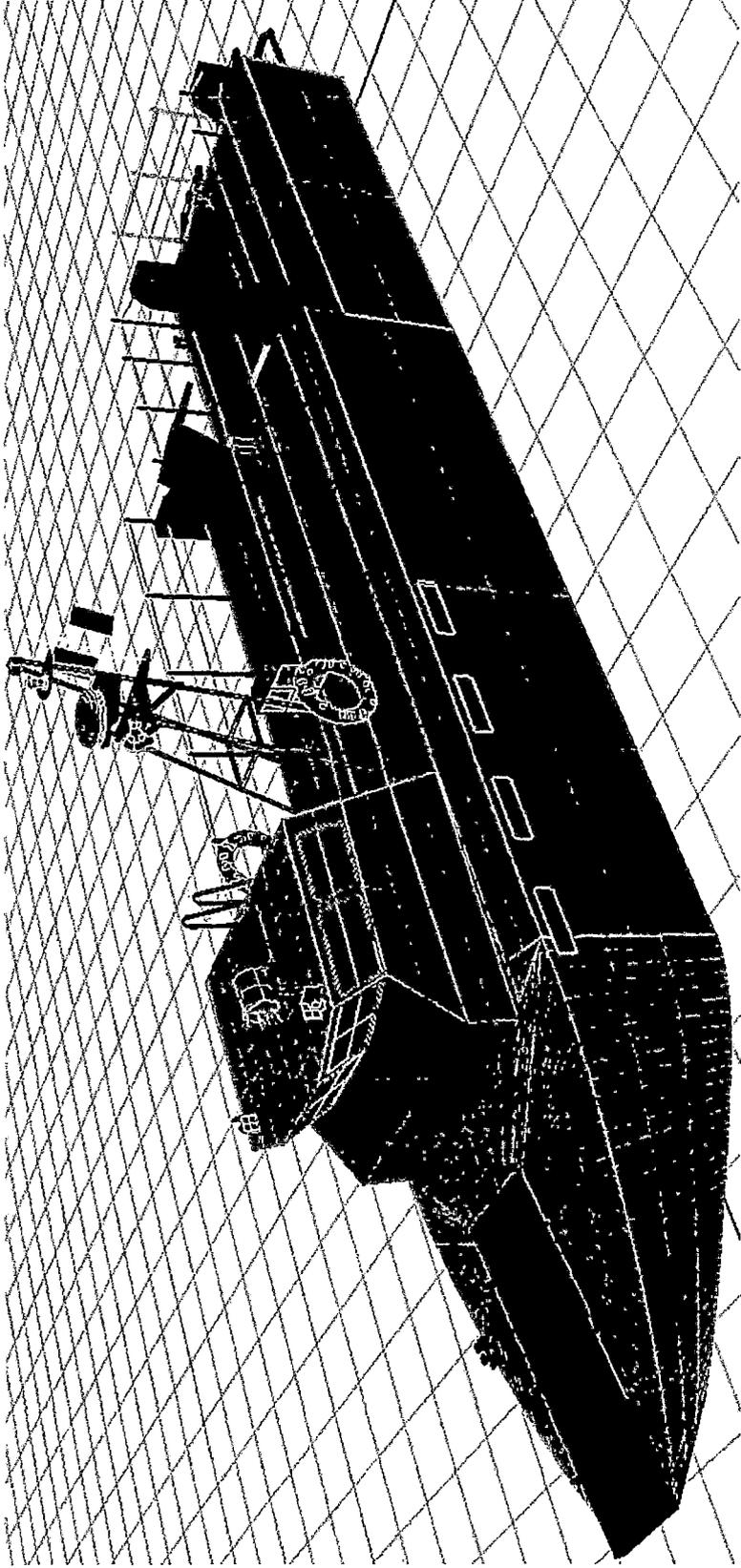


Fig. 4.7. Vista panorámica.

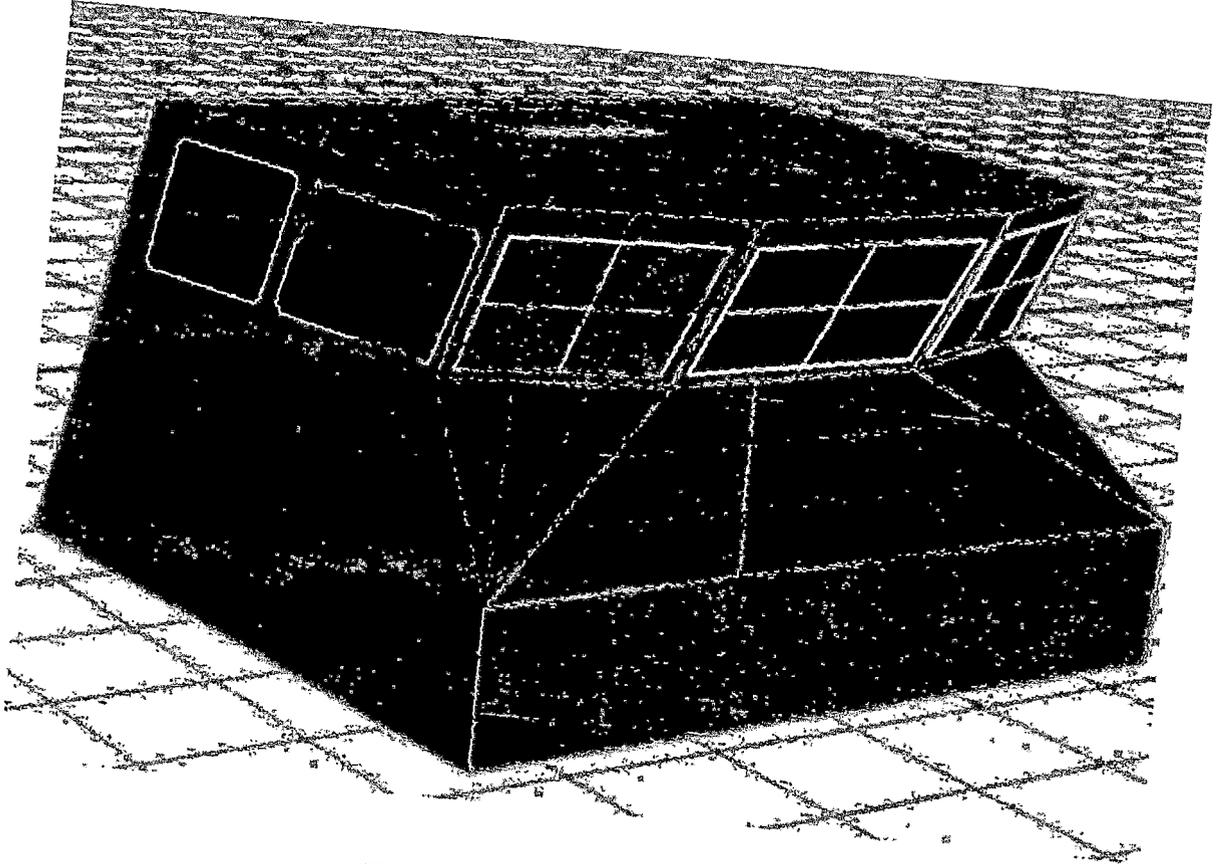


Fig. 4.8. Cabina de mando.

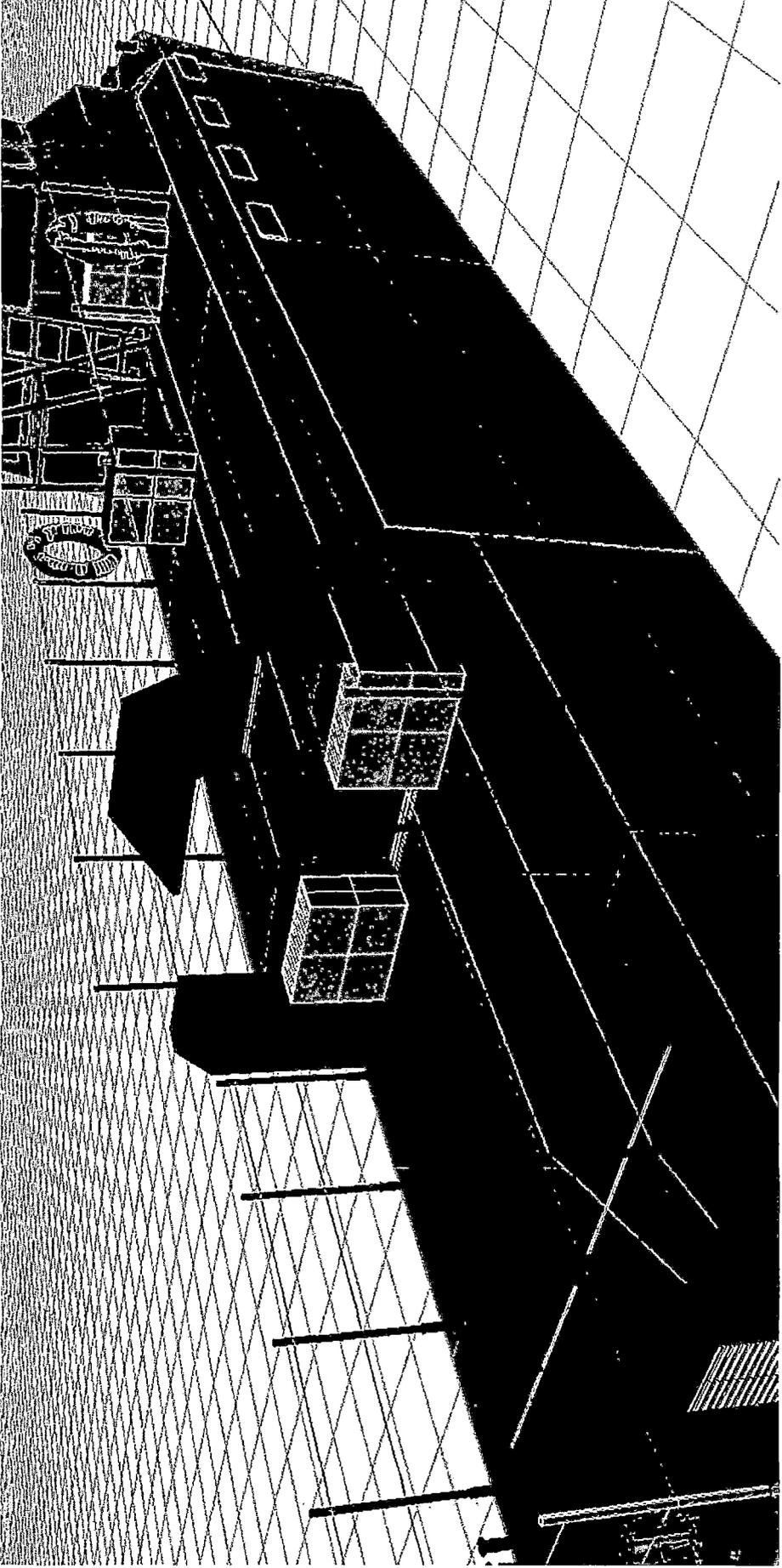


Fig. 4.9. Escotilla de instalación de motores principales.

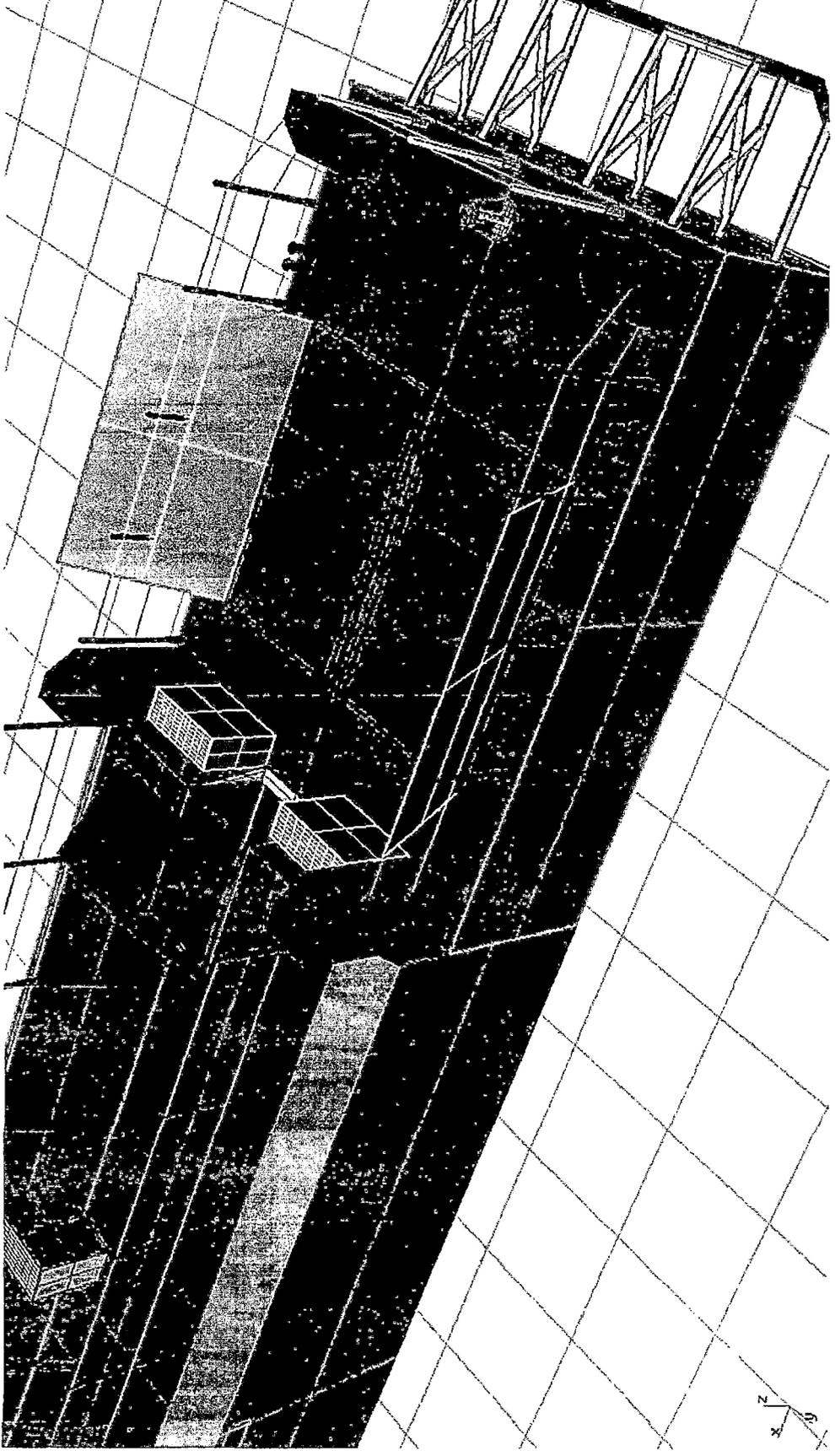


Fig. 4.10. Escotilla de instalación de motores principales.

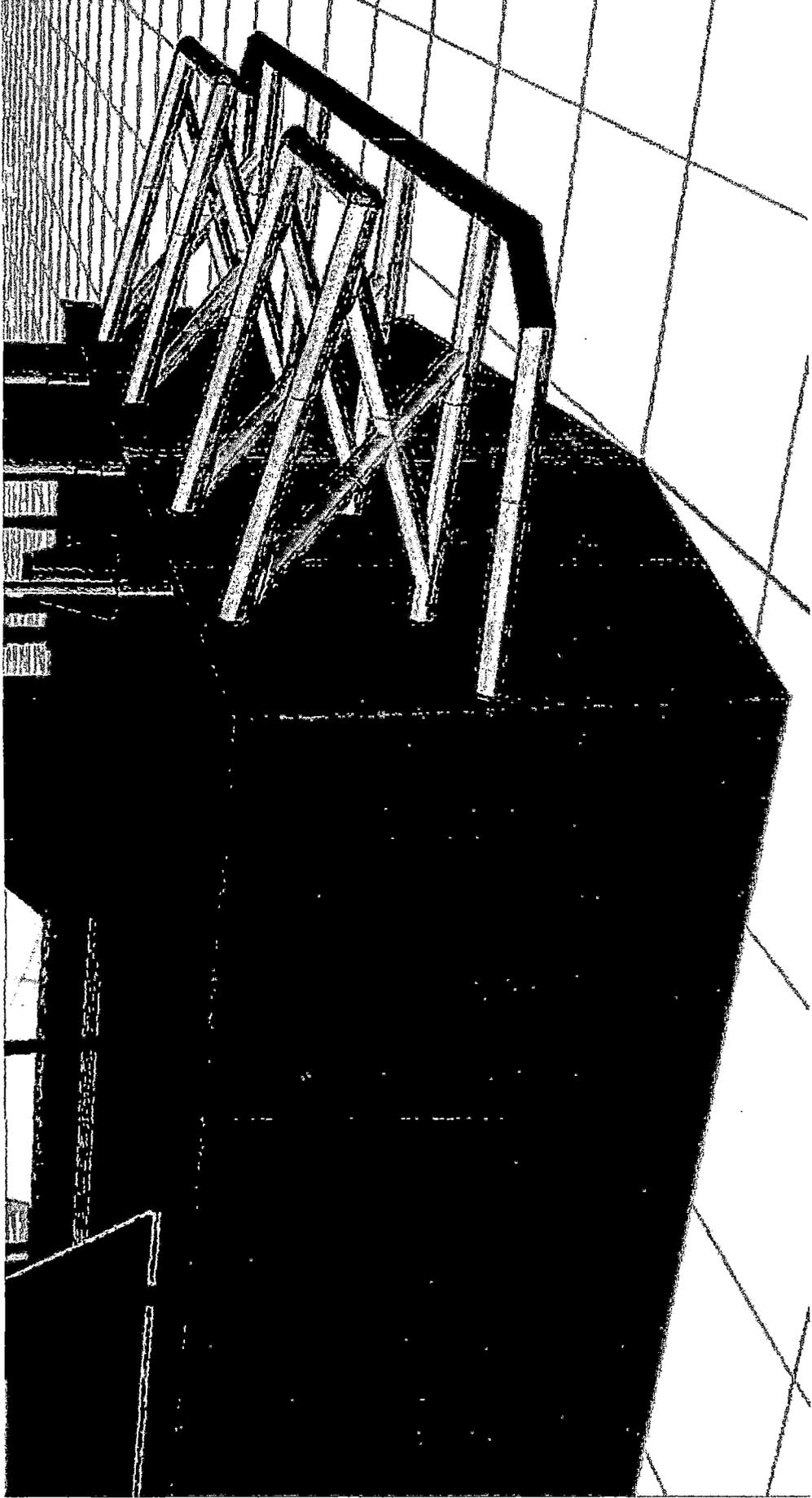


Fig. 4.11. Protección de las unidades waterjet.

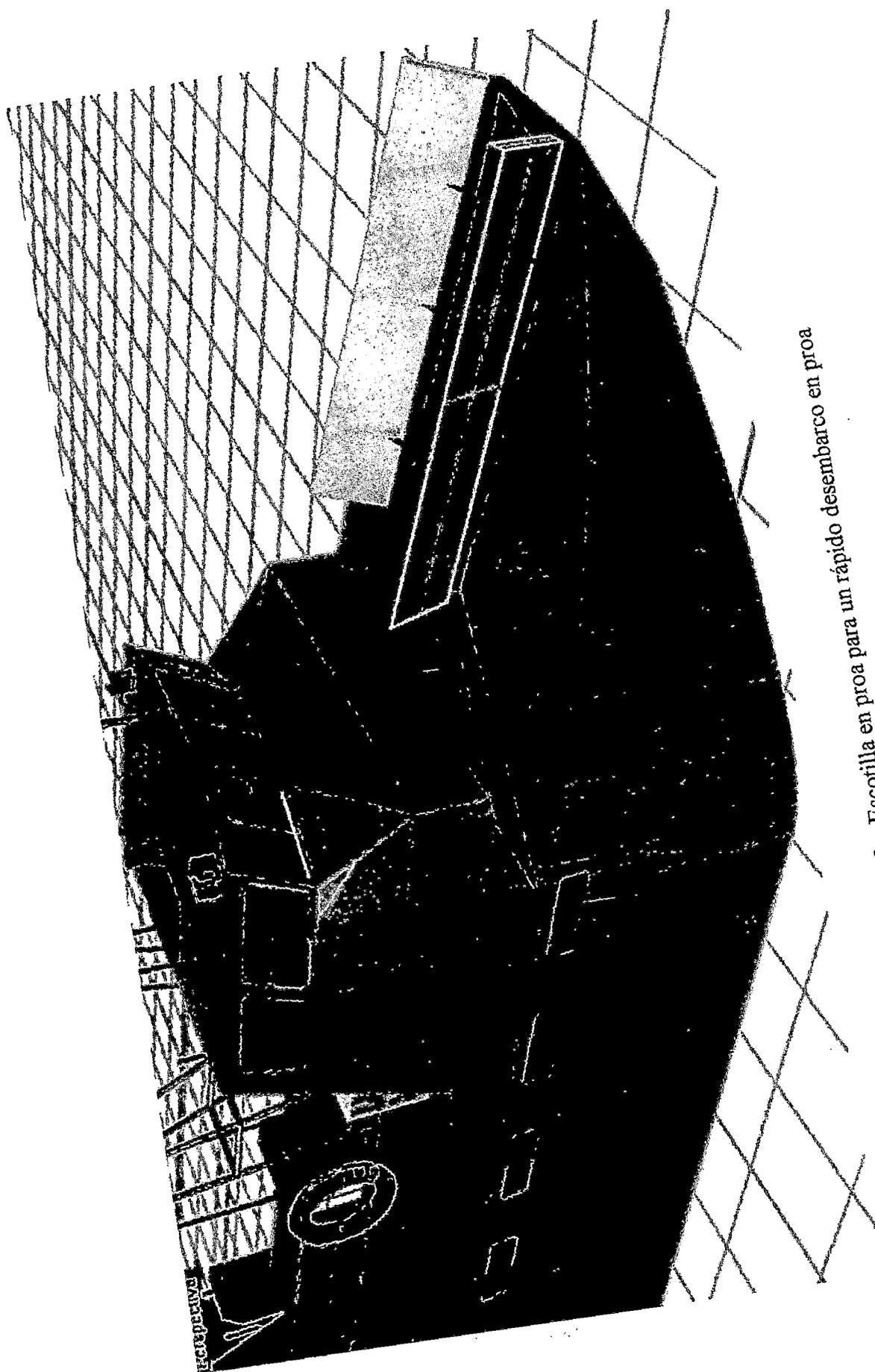


Fig. 4.12. Escotilla en proa para un rápido desembarco en proa

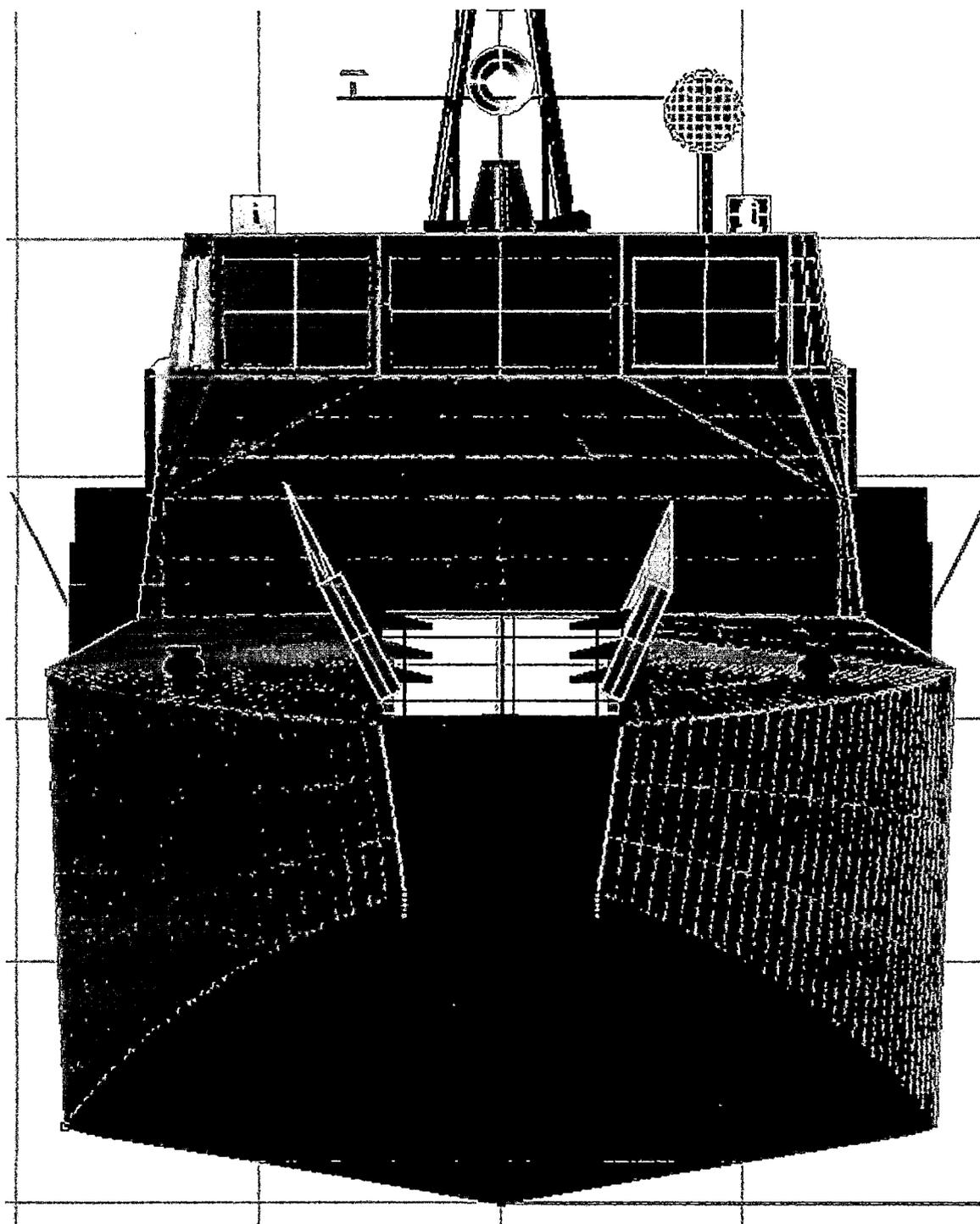


Fig. 4.13. Escotilla en proa para un rápido desembarco en proa

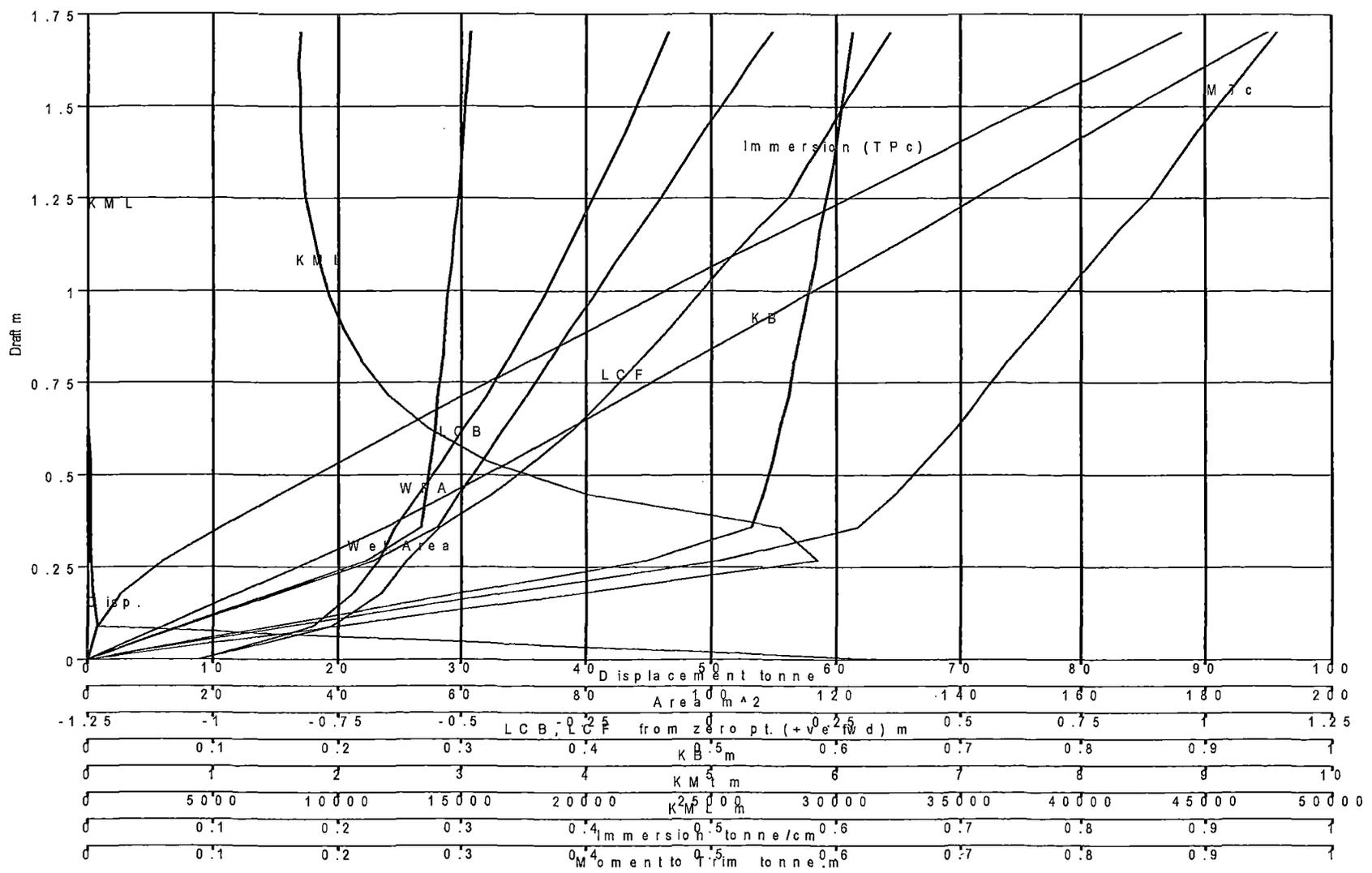
5.4. Curvas hidrostáticas, curvas cruzadas y Esloras inundables

Para la determinación de las curvas hidrostáticas se utilizó el programa de MAXSURF, considerándose carenas rectas y la densidad del agua de 1000 Kg./m³. Los cálculos están en base al plano de líneas de forma (Plano N° PLANO N° SI-12-PC04-AL-BFX29-DICAPI-LF), para el cálculo se consideró un trimado igual a cero ,no se consideró los espesores dados por las planchas, sin embargo esta imprecisión es despreciable, considerándose un porcentaje mínimo en comparación con el volumen total.

De los cálculos se obtuvieron los siguientes datos.

CURVAS HIDROSTATICAS

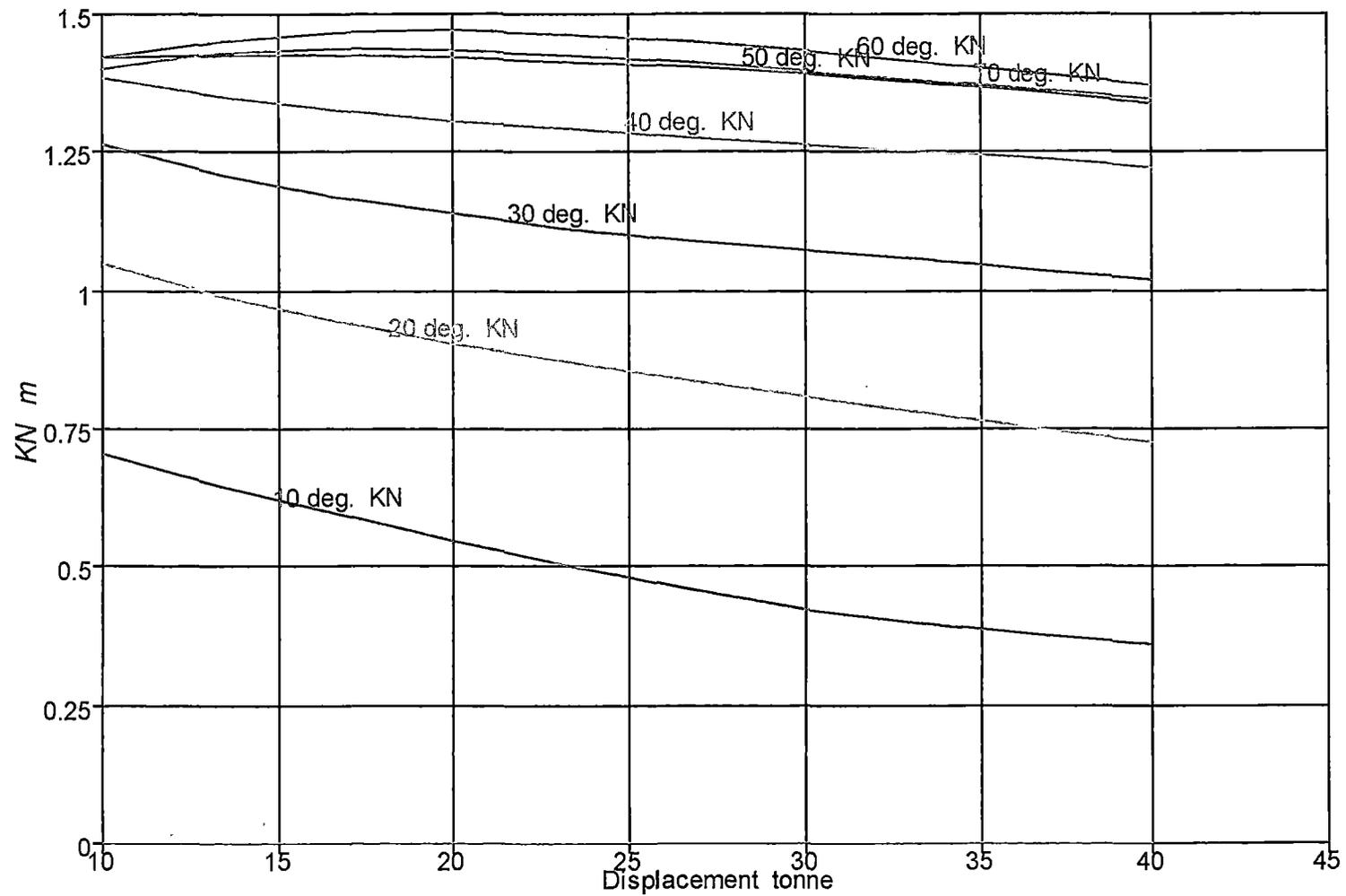
Calado en la sección media (m)	0.10	0.28	0.46	0.63	0.81	0.99	1.17	1.34	1.52	1.70
Desplazamiento (Tn)	0.81	6.37	15.74	25.52	35.51	45.69	56.06	66.60	77.30	88.14
Calado en LCF (m)	0.10	0.28	0.46	0.63	0.81	0.99	1.17	1.34	1.52	1.70
Eslora de flotación (m)	14.78	15.40	15.82	16.15	16.42	16.69	16.96	17.21	17.43	17.66
Manga de flotación (m)	1.16	3.15	3.61	3.63	3.64	3.65	3.67	3.68	3.70	3.71
Área mojada (m ²)	16.65	47.40	59.96	67.03	74.04	81.12	88.29	95.51	102.62	109.82
Área de plano de agua (m ²)	16.34	46.23	54.25	55.60	56.73	57.78	58.81	59.77	60.57	61.38
Coefficiente prismático.	0.95	0.93	0.93	0.92	0.92	0.91	0.90	0.90	0.89	0.89
Coefficiente de bloque.	0.47	0.47	0.61	0.69	0.73	0.76	0.77	0.78	0.79	0.79
Coefficiente de sección media.	0.50	0.51	0.65	0.75	0.80	0.83	0.86	0.87	0.88	0.89
Coefficiente de área de plano de agua.	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.94	0.94	0.94
LCB medido desde sección media (m).	-0.79	-0.67	-0.58	-0.49	-0.41	-0.34	-0.27	-0.20	-0.14	-0.09
LCF medido desde sección media (m).	-0.75	-0.61	-0.43	-0.27	-0.14	-0.03	0.09	0.20	0.28	0.36
KB (m) centro de carena vertical.	0.07	0.19	0.29	0.39	0.48	0.58	0.67	0.76	0.86	0.95
BMt (m) radio metacéntrico transversal	2.13	5.85	3.63	2.31	1.70	1.35	1.12	0.96	0.84	0.75
BML (m) radio metacéntrico longitudinal	348.57	130.86	65.30	43.09	32.70	26.72	22.87	20.14	17.96	16.31
GMt (m) altura metacéntrica transversal	2.20	6.03	3.93	2.70	2.18	1.92	1.79	1.72	1.70	1.70
GML (m) altura metacéntrica longitudinal.	348.63	131.04	65.59	43.48	33.18	27.30	23.54	20.90	18.81	17.26
KMt (m) altura metacéntrica transversal desde. Línea de base	2.20	6.03	3.93	2.70	2.18	1.92	1.79	1.72	1.70	1.70
KML (m) altura metacéntrica longitudinal desde. Línea de base	348.63	131.04	65.59	43.48	33.18	27.30	23.54	20.90	18.81	17.26
Toneladas. Por cm inmersión (TPc)	0.16	0.46	0.54	0.56	0.57	0.58	0.59	0.60	0.61	0.61
Momento, para cambiar el asiento 1 cm (MTC)	0.178	0.525	0.649	0.698	0.741	0.784	0.83	0.875	0.914	0.957



CURVAS CRUZADAS

Desplazamiento (Tn)	KN								
	LCG (m)	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°
10	-0.533	0	0.704	1.05	1.265	1.383	1.423	1.423	1.402
13.33	-0.504	0	0.648	0.991	1.208	1.353	1.427	1.45	1.43
16.67	-0.471	0	0.597	0.944	1.168	1.326	1.426	1.467	1.438
20	-0.438	0	0.548	0.904	1.138	1.306	1.421	1.471	1.435
23.33	-0.408	0	0.502	0.868	1.113	1.291	1.414	1.464	1.426
26.67	-0.378	0	0.459	0.836	1.091	1.277	1.405	1.451	1.413
30	-0.35	0	0.425	0.806	1.072	1.263	1.392	1.434	1.398
33.33	-0.323	0	0.398	0.778	1.055	1.25	1.376	1.415	1.382
36.67	-0.298	0	0.376	0.752	1.037	1.237	1.358	1.394	1.364
40	-0.273	0	0.359	0.727	1.019	1.224	1.338	1.373	1.346

LCG: centro de gravedad longitudinal en metros, medido desde la sección media.

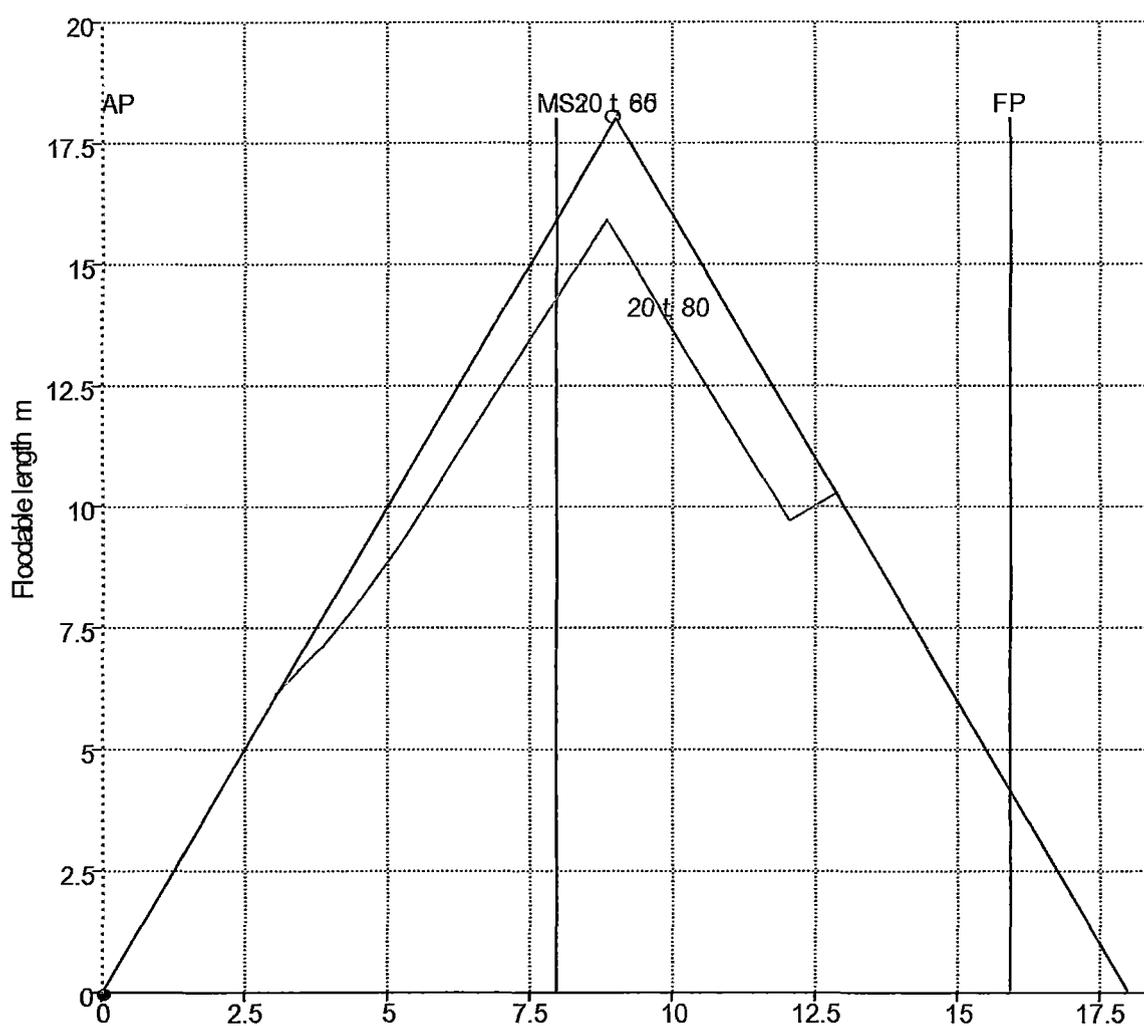


Los datos de KN son utilizados para calcular el GZ (brazos adrizantes) con la siguiente formula $GZ=KN-KG\text{sen}(\theta)$
 Donde KG es el centro de gravedad transversal y θ es el ángulo de escora.

ESLORAS INUNDABLES

Para el cálculo de las esloras inundables se utilizara en programa MAXSURF.

Se definen las permeabilidades de 0.8 para sala de pasajeros y 0.65 para sala de máquinas, se evalúa para los desplazamientos en rosca y plena carga que se estima que son 10 tn y 20 tn respectivamente.



AP = 0.000 m Longitudinal position of compartment centre = 0.000 m

Para un LCG de 10 m (sala de pasajeros) la eslora de compartimentación permisible para la condición de máxima carga y permeabilidad de 80% es 13.54m

6. CALCULOS ESTRUCTURALES

En este capítulo se utilizarán como recomendaciones las reglas de la ABS-GUIDE FOR BUILDING AND CLASSING **HIGH SPEED CRAFT 2014 part 3** Hull construction and equipment

Material

El material se suele elegir, sino se ha obligado por especificaciones de un proyecto a un material concreto como es en este caso, teniendo los siguientes puntos de vista:

- Peso.
- Resistencia.
- Capacidad de construcción.
- Coste.

A continuación se hará un análisis de un material a utilizar (aluminio) y se analizará las ventajas y desventajas de su utilización en la construcción de este tipo de buques.

El acero sigue siendo el principal material utilizado en la construcción de buques por las ventajas que presenta.

- Resistencia
- Resistencia a la corrosión
- Resiliencia
- Bajo coste

En cuanto al aluminio, necesita mayor cuidado que el acero y requiere un mayor control de la calidad en el diseño y la fabricación, pero su utilización en estos tipos

de buques es conocida y aunque es cierto que encarecería el proyecto frente a una construcción en aceros supondrá un enorme ahorro de peso que es el factor determinante.

Por estudios comparativos se sabe que si se construye la misma estructura en acero y aluminio los pesos obtenidos en acero son un 55% mayor que los obtenidos para la construcción en aluminio.

Hemos elegido para este proyecto el aluminio 5052 H34 por sus buenas propiedades mecánicas.

Las propiedades son las siguientes.

PROPIEDADES	VALOR
Densidad	2.68 g/cc
propiedades mecánicas	
Dureza en brinell	68
Dureza en knoop	91
Dureza en Vickers	78
Resistencia a la tracción , limite	262 MPA
Resistencia a la tracción , fluencia	214 MPA
Elongación	16%
Módulo de elasticidad	70.3 Gpa

En el Anexo, se muestran todas las propiedades respecto al material a utilizar.

6.1.1. ESTRUCTURA DEL CASCO

6.1.1.1. Características principales de la embarcación.

Eslora	18 m
Manga	3.75 m
Puntal	2.44 m
Desplazamiento	20 tn

6.1.1.2. Esfuerzos principales Del Casco.

6.1.1.2.1. Esfuerzo longitudinal del casco-para monocascos.

Las ecuaciones son en general válidas para las embarcaciones cuya manga, B, no sea mayor que dos veces el puntal, D.

6.1.1.2.1.1. Módulo de sección

Todos los buques.

El módulo de sección (SM) requerido para la viga del buque en la sección media de la embarcación no debe de ser menos que dado por la siguiente ecuación: pág. 45 **ABS HIGH SPEED CRAFT 2014 part 3** Hull construction and equipment.

$$SM = C_1 \cdot C_2 \cdot L^2 \cdot B(C_b + 0.7) \cdot K_3 \cdot C \cdot Q \quad \text{cm}^2 - \text{m}$$

Dónde:

$$C_1 = 0.044L + 3.75 \quad L < 90m$$

$$C_2 = 0.01$$

$$c_b = 0.49$$

$$K_3 = \left(0.7 + 0.3 \left[\frac{V/\sqrt{L}}{2.36} \right] \right)$$

$C = 0.9$ para embarcaciones de aluminio

$$Q = 0.9 + 115/\delta_y$$

$$\delta_y = 214 \text{ MPA}$$

Se obtiene:

C1	4.542
C2	0.001
k3	1.4
C	0.9
Q	1.437383178
SM	11.93 cm ² -cm

6.1.1.3. Presión De Diseño.

Monocascos

6.1.1.3.1. Presión de diseño en el fondo.

La presión de diseño en el fondo debe de ser el mayor de lo calculado en las siguientes ecuaciones, la presión de diseño depende del servicio que realiza la embarcación, para la posición de estudio la presión de diseño es la que se concentra en el fondo de la embarcación por debajo del codillo o "chines". pág. 57 **ABS HIGH SPEED CRAFT 2014 part 3** Hull construction and equipment.

6.1.1.3.2. Presión en el fondo por slamming.

$$p_{bcg} = \frac{N_1 \Delta}{L_w B_w} [1 + n_{cg}] F_D \text{ kN/m}^2 \text{ (tf/m}^2 \text{, psi)}$$

$$p_{bxx} = \frac{N_1 \Delta}{L_w B_w} [1 + n_{xx}] \left[\frac{70 - \beta_{bx}}{70 - \beta_{cg}} \right] F_D \text{ kN/m}^2 \text{ (tf/m}^2 \text{, psi)}$$

Presión en el fondo por slamming para embarcaciones con eslora menores de 60 metros (200 pies)

$$p_{bxx} = \frac{N_1 \Delta}{L_w B_w} [1 + n_{cg}] F_D F_v$$

6.1.1.3.3. Presión hidrostática en el fondo

$$P_d = N_3 (0.64H + d) \text{ kn/m}^2 \text{ (tf/m}^2 \text{, psi)}$$

Dónde:

pbcg = Presión de diseño en el fondo en LCG ,kN/m2 (tf/m2, psi).

pbxx = Presión de diseño en el fondo en cualquier sección fuera del LCG ,kN/m2 (tf/m2, psi).

Pd = Presión de diseño en el fondo debido a fuerzas hidrostáticas, kN/m2 (tf/m2, psi).

ncg = Aceleración vertical de la embarcación . La fórmula es utilizando el 1/100 de las máximas aceleraciones comunes en el LCG puede ser usado como.

$$n_{cg} = N_2 \left[\frac{12h_1/3}{B_w} + 1.0 \right] \tau [50 - \beta_{cg}] \frac{V^2 (B_w)^2}{\Delta} \text{ g's} = 0.74$$

$$N_2 = 0.0078$$

$$N_3 = 9.8$$

$$H = \text{Parámetro de ola } 0.0172L + 3.653 = 3.96\text{m}$$

d = Calado en la sección media.

$h_{1/3}$: El siguiente valor de la altura significativa de ola para embarcaciones de río se obtiene de la siguiente tabla pag. 63 guide for building of classing HIGH SPEED CRAFT part 3 Hull Construcción and Equipment

No será mayor a lo calculado por la siguiente ecuación.

$$n_{cg} = 1.39 + k_v \frac{V}{\sqrt{L}}$$

Design Significant Wave Heights, $h_{1/3}$, and Speeds, V

	Operational Condition	
	$h_{1/3}$	V
High Speed Craft	4 m (13 ft)	$V_m^{(2)}$
Coastal Craft	2.5 m (8.5 ft)	$V_m^{(2)}$
Riverine Craft	0.5 m (1.75 ft)	$V_m^{(2)}$

F_D Factor de área de diseño los mínimos valores de F_D se encuentran en la siguiente tabla.

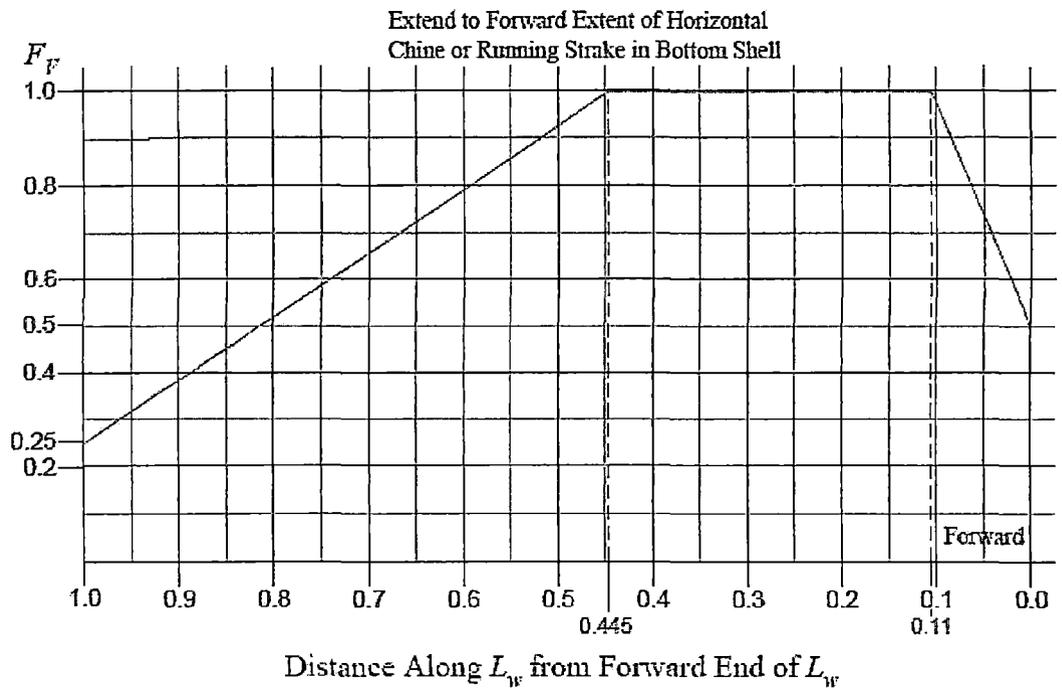
Minimum Values for F_D ($L \leq 24$ m, 79 ft)

s mm (in.)	F_D
250 (9.75)	0.85
500 (16.75)	0.75
750 (29.5)	0.60
1000 (39.25)	0.50
1250 (49.25)	0.40

$$F_D = 0.85$$

F_V : Distribución de la aceleración vertical

Vertical Acceleration Distribution Factor F_V



De el grafico se toma el valor para $F_V=1$

$$n_{cg} = 1.39 + k_n \frac{V}{\sqrt{L}}$$

$$k_n = 0.256$$

$$n_{cg} = 1.39 + 0.256 \frac{30}{\sqrt{18}} = 3.2 \text{ g's}$$

V_m = velocidad maxima de la embarcacion

N1	0.1
N2	0.0078

N ₃	9.8
Δ	20000 kg
H	3.96
d	0.6
L _w	16.089
B _w	3.26
n _{cg}	0.74
h _{1/3}	0.5m
τ	3°
β _{cg}	15°
F _V	1
F _D	0.85

Presión en el fondo debido al slamming.

$$p_{bxx} = \frac{N_1 \Delta}{L_w B_w} [1 + n_{cg}] F_D F_V$$

Reemplazando valores

$$p_{bxx} = \frac{0.1 \times 20000}{16.089 \times 3.26} [1 + 0.74] 0.85 \times 1 = 56.45 \text{ kN/m}^2$$

Presión en el fondo debido a las fuerzas hidrostáticas

$$P_d = N_3 (0.64H + d) \text{ kn/m}^2 \text{ (tf/m}^2, \text{ psi)}$$

Reemplazando valores

$$P_d = N_3 (0.64 \times 3.96 + 0.6) = 30.73 \text{ kn/m}^2$$

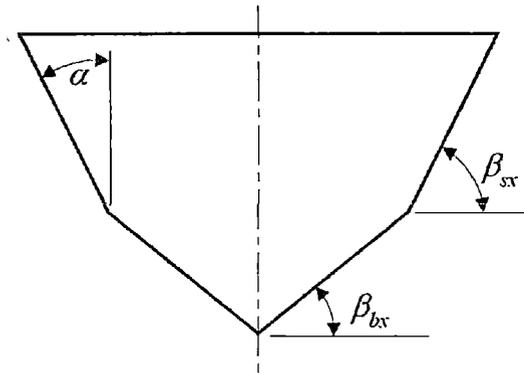
6.1.1.3.4. Presión de diseño en el costado y espejo.

6.1.1.3.5. Presión por Slamming

$$p_{xx} = \frac{N_1 \Delta}{L_w B_w} [1 + n_{xx}] \left[\frac{70 - \beta_{sx}}{70 - \beta_{cg}} \right] F_D \quad \text{kN/m}^2 (\text{tf/m}^2, \text{psi})$$

6.1.1.3.6. Presión hidrostática

$$p_s = N_3 (H_s - y) \quad \text{kN/m}^2 (\text{tf/m}^2, \text{psi})$$



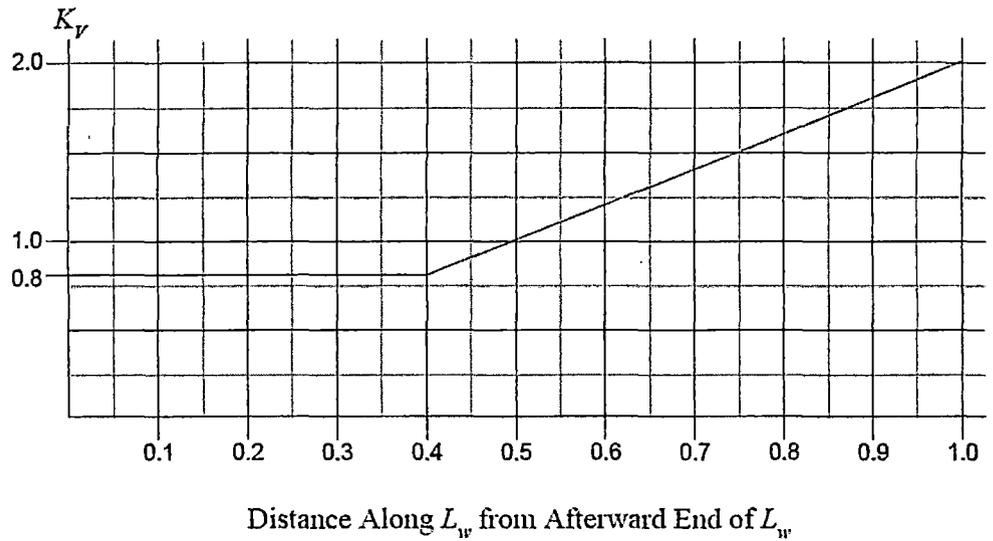
Dónde:

β_{cg} Ángulo de astilla muerta en LCG por lo general no menor de 10° ni mayor de 30°

n_{xx} Promedie del 1/100 las aceleraciones verticales más altas, en cualquier punto de LCG, en g. Puede estar resuelto por la siguiente ecuación: $n_{xx} =$

$$n_{cg} \cdot K_V$$

Vertical Acceleration Distribution Factor K_V



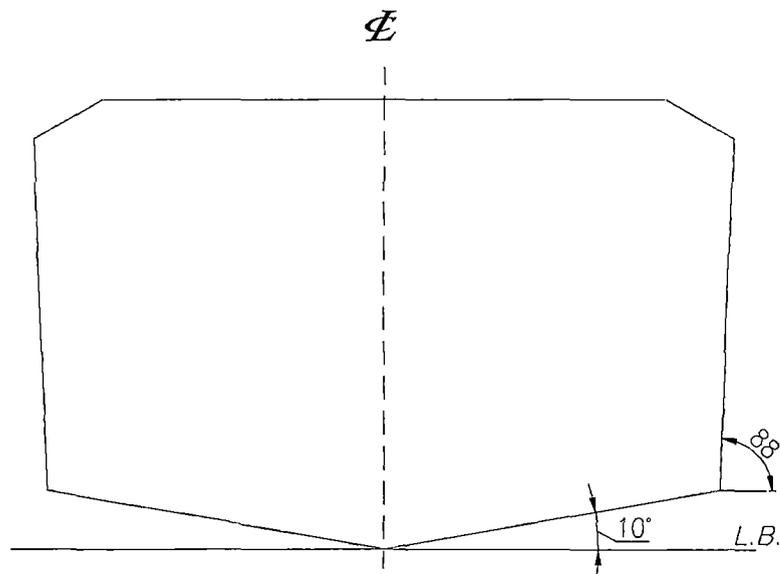
De el grafico se obtiene $k_v = 1$ para la sección media, reemplazando en la ecuación anterior.

$$n_{xx} = 3.2 \times 1 = 3.2$$

$H_s = 0.083L + d$ en metros

$$H_s = 0.083 \times 18 + 0.6 = 2.094 \text{ m}$$

Para los valores de β_{bx} y β_{sx} se extraen del siguiente gráfico



Presión por Slamming

$$p_{xx} = \frac{0.1 \times 20000}{16.089 \times 3.26} [1 + 0.74] \left[\frac{70 - 66}{70 - 10} \right] \times 1 \quad \text{kN/m}^2 (\text{tf/m}^2, \text{psi})$$

$$p_{xx} = 9.59 \text{ kN/m}^2$$

Presión hidrostática

$$p_s = N_3 (H_s - y) \quad \text{kN/m}^2 (\text{tf/m}^2, \text{psi})$$

El término “y” es considerado la distancia desde la línea de base hasta el punto hidrostático considerado, para este caso será el calado medio = 0,4 m

Reemplazando en la ecuación anterior

$$p_s = 9.8(2.094 - 0.4) \quad \text{kN/m}^2$$

$$p_s = 15.62 \text{ kN/m}^2$$

6.1.1.3.7. Presión de diseño en los extremos

$$p_{sf} = 0.28 F_a C_F N_3 (0.22 + 0.15 \tan \alpha) (0.4 V \sin \beta + 0.6 \sqrt{L})^2 \quad \text{kN/m}^2 (\text{tf/m}^2)$$

Dónde:

$F_A = 3.25$, para planchas, 1.0 para longitudinales, transversales y vigas.

$C_F = 0.0125L$ para embarcaciones de eslora menor a 80 m

$C_F = 0.225$

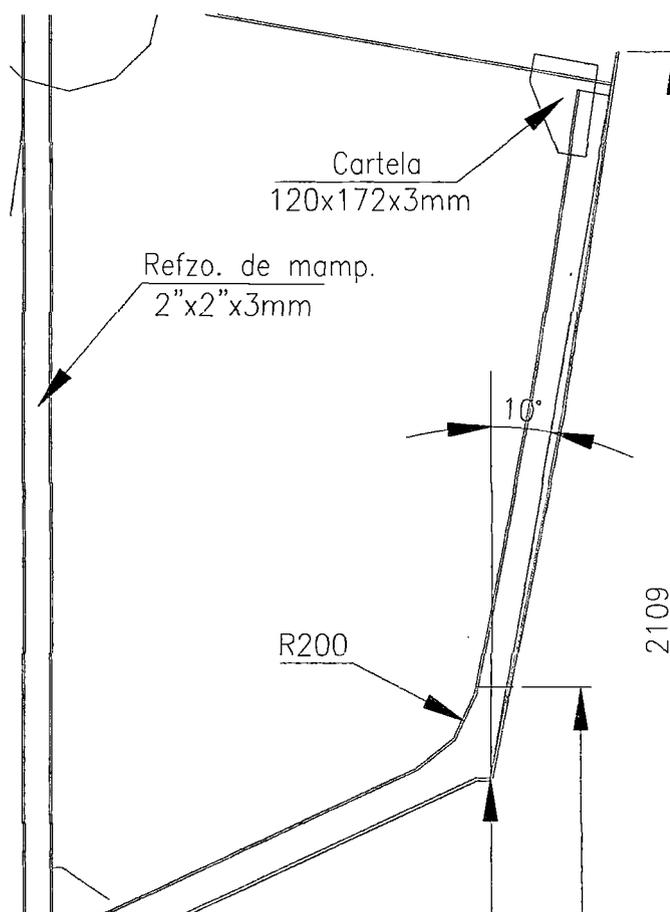
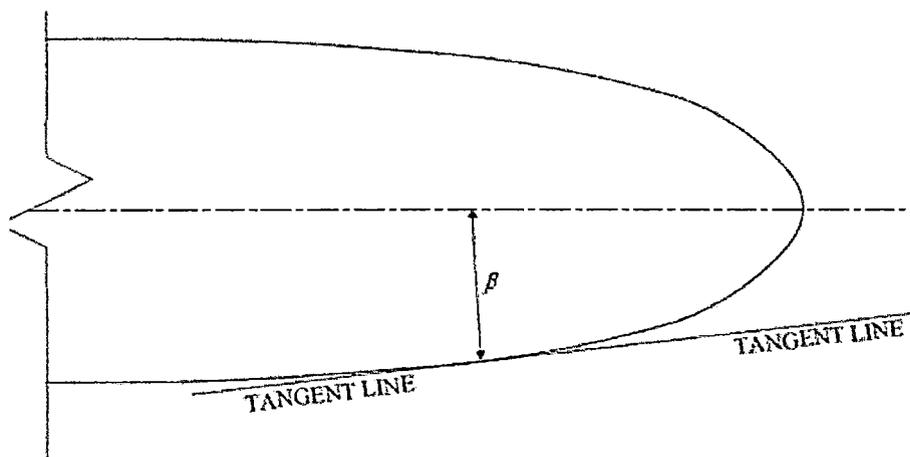
α del grafico se obtiene el valor de 10°

β Ángulo que forman la línea de crujía con la tangente en el costado según figura siguiente para este caso $\beta = 15^\circ$

Reemplazando valores

$$p_{sf} = 0.28 \times 3.25 \times 0.225 \times 9.8 (0.22 + 0.15 \tan 10^\circ) (0.4 \times 30 \times \sin 15^\circ + 0.6 \sqrt{18})^2 \text{ kN/m}^2$$

$$p_{sf} = 15.79 \text{ kN/m}^2$$



6.1.1.3.8. Presión para mamparo de colisión.

$$p_t = N_3 h \text{ kN/m}^2 \text{ (tf/m}^2, \text{psi)}$$

$$p_t = \rho g(1 + 0.5n_{xx})h_2 \text{ kN/m}^2 \text{ (tf/m}^2, \text{psi)}$$

Dónde:

h es el mayor de las siguientes distancias en m (ft), desde el borde inferior del panel o centro de área soportada por refuerzos a:

- Punto localizado por encima de la parte superior del tanque, a la distancia de los 2/3 de la altura de la parte superior del tanque hasta el overflow.
- Punto localizado a los 2/3 de la cubierta superior principal.
- Punto localizado por encima de la parte superior del tanque no mayor de la siguiente ecuación.

$$\text{a) } 0.01L + 0.15 \text{ m}$$

$$\text{b) } 0.46 \text{ m}$$

ρg Peso específico del fluido $1.00 \text{ N/cm}^2 - \text{m}$

h_2 Distancia de borde inferior de panel o el centro de área soportada por refuerzos a la parte superior del tanque, en m (ft)

Reemplazando valores para la ecuación anterior.

$$p_t = N_3 h \text{ kN/m}^2 \text{ (tf/m}^2, \text{psi)}$$

$$p_t = 9.8 \times 1 = 9.8 \text{ kN/m}^2$$

$$p_t = \rho g(1 + 0.5n_{xx})h_2 \text{ kN/m}^2 \text{ (tf/m}^2, \text{psi)}$$

$$p_t = 1(1 + 0.5 \times 0.74)1.0 \text{ kN/m}^2$$

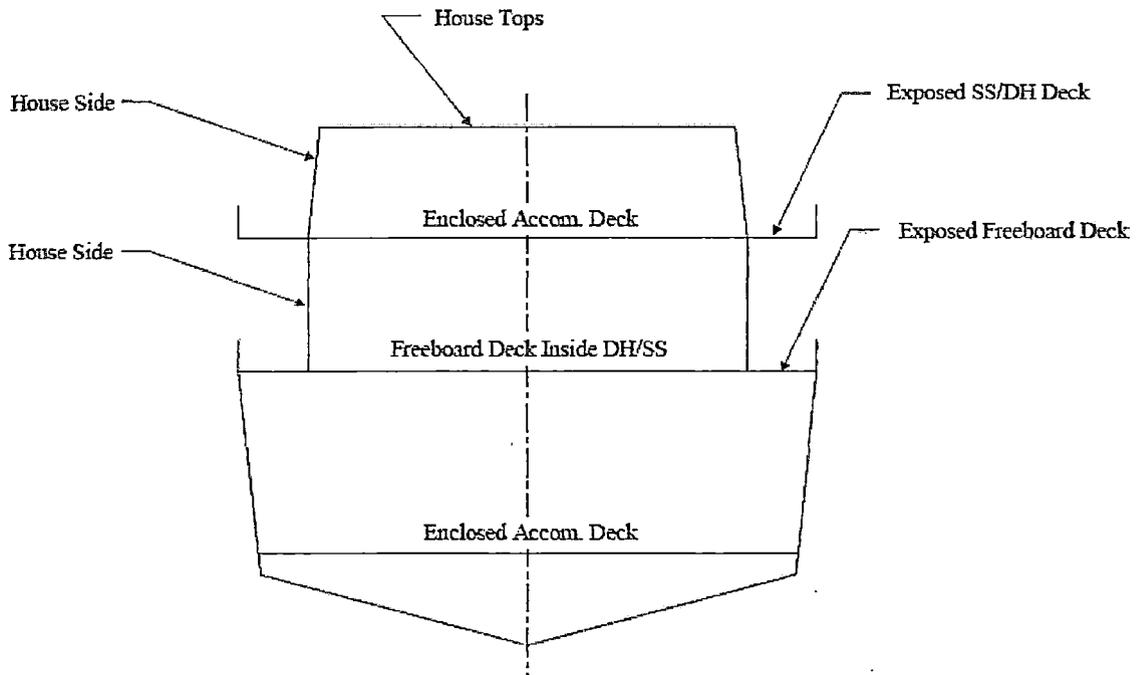
$$p_t = 1.37 \text{ kN/m}^2$$

Presión de diseño para cubiertas

Deck Design Pressures, p_d

<i>Location</i>	kN/m^2	tf/m^2	<i>psi</i>
Exposed freeboard deck, and superstructure and deckhouse decks forward of $0.25L$.	$0.20L + 7.6$	$0.020L + 0.77$	$0.0088L + 1.10$
Freeboard deck inside enclosed superstructures and deckhouses, exposed superstructure and deckhouse decks aft of $0.25L$, and internal decks included in the hull girder bending moment	$0.10L + 6.1$	$0.010L + 0.62$	$0.0044L + 0.88$
Enclosed accommodations decks	5.0	0.5	0.71
Concentrated deck cargo loads, equipment foundations	$W(1 + 0.5n_{xx})$	$W(1 + 0.5n_{xx})$	$W(1 + 0.5n_{xx})$
Enclosed store rooms, machinery spaces, etc.	$\rho h(1 + 0.5n_{xx})$	$\rho h(1 + 0.5n_{xx})$	$(\rho/144)h(1 + 0.5n_{xx})$

Decks, Superstructures, and Deckhouse Pressures



UBICACION	kN/m^2	kN/m^2
Cubierta de francobordo expuesto, superestructura y caseta en $0.0.25L$.	$0.2L+7.6$	$0.2 \times 18 + 7.6 = 11.2 \text{ kN/m}^2$
Cubierta de francobordo, superestructuras y las casetas cerradas en el interior, superestructura expuesta y las cubiertas de la caseta de popa de $0,25 L$, y cubiertas interiores incluidos en el momento de la viga buque flexión.	$0.10L+6.1$	$0.10 \times 18 + 6.1 = 7.9$
Alojamiento cerrado de cubiertas.	5	5

6.1.1.4. Cálculo de los espesores plancha de casco.

Para esta embarcación se tomará una construcción mixta longitudinal con separación de refuerzos de 360 mm y bulárcamas cada 1.2m y transversal en sala de máquinas.

El espesor de la chapa del forro exterior, la cubierta o el mamparo será menor que el obtenido por las ecuaciones siguientes: pág. 70 **ABS HIGH SPEED CRAFT 2014 part 3** Hull construction and equipment.

$$t = s \sqrt{\frac{pk}{1000\sigma_a}} \text{ mm}$$

Dónde:

S : espaciamiento en mm , del casco exterior , cubierta, superestructura, mamparos o refuerzos.

P: presión de diseño en kN/m²

K : El factor de proporción dimensional del panel, se toma el valor de 0.5 ya que l/s es >2. Como se muestra en la siguiente figura.

Aspect Ratio Coefficient for Isotropic Plates

l/s	k	k_1
>2.0	0.500	0.028
2.0	0.497	0.028
1.9	0.493	0.027
1.8	0.487	0.027
1.7	0.479	0.026
1.6	0.468	0.025
1.5	0.454	0.024
1.4	0.436	0.024
1.3	0.412	0.021
1.2	0.383	0.019
1.1	0.348	0.017
1.0	0.308	0.014

Note: s = shorter edge of plate panel, in mm (in.)

l = longer edge of plate panel, in mm (in.)

σ_a Esfuerzo de diseño según la tabla siguiente.

Design Stress, σ_a , Aluminum and Steel

Location		Design Stress, σ_a ⁽¹⁾	
Bottom Shell	Slamming Pressure	$0.90\sigma_y$ ⁽²⁾	
	Hydrostatic Pressure	$0.55\sigma_y$	
Water Jet Tunnels	Slamming Pressure	$0.60\sigma_y$	
	Hydrostatic Pressure	$0.55\sigma_y$	
Side Shell	Below Bulkhead Deck	Slamming Pressure	$0.90\sigma_y$
		Hydrostatic Pressure	$0.55\sigma_y$
	Above Bulkhead Deck (i.e. foc'sles)	Slamming Pressure	$0.90\sigma_y$
		Hydrostatic Pressure	$0.55\sigma_y$
Deck Plating	Strength Deck	$0.60\sigma_y$	
	Lower Decks/Other Decks	$0.60\sigma_y$	
	Wet Decks	$0.90\sigma_y$	
	Superstructure and Deckhouse Decks	$0.60\sigma_y$	
Bulkheads	Deep Tank	$0.60\sigma_y$	
	Watertight	$0.95\sigma_y$	
Superstructure aft of $0.25L$ from F.P. & Deckhouses	Front, Sides, Ends, Tops	$0.60\sigma_y$ ⁽³⁾	

6.1.1.4.1. Espesor de plancha de fondo.

σ_a	Esfuerzo por slamming	$0.90 \sigma_y$	192.6 kN/m^2
	Esfuerzo hidrostática	$0.55 \sigma_y$	117.7 kN/m^2

$$t = s \sqrt{\frac{pk}{1000\sigma_a}} \text{ mm}$$

Dónde:

S: 360 mm

P: presión de diseño por slamming o hidrostática

K: 0.5

Reemplazado valores:

Espesor debido a la presión por slamming

$$t = 360 \sqrt{\frac{56.45 \times 0.5}{1000 \times 192.6}} \text{ mm}$$

$$t = 4.36 \text{ mm}$$

Espesor debido a la presión hidrostática.

$$t = 360 \sqrt{\frac{30.73 \times 0.5}{1000 \times 117.7}} \text{ mm}$$

$$t = 4.11 \text{ mm}$$

6.1.1.4.2. Plancha de costado y espejo.

σ_a	Esfuerzo por slamming	$0.90 \sigma_y$	192.6 kN/m^2
	Esfuerzo hidrostática	$0.55 \sigma_y$	117.7 kN/m^2

Espesor debido a la presión por slamming

$$t = 360 \sqrt{\frac{4.11 \times 0.5}{1000 \times 192.6}} \text{ mm}$$

$$t = 1.1752 \text{ mm}$$

Espesor debido a la presión hidrostática.

$$t = 360 \sqrt{\frac{15.62 \times 0.5}{1000 \times 117.7}} \text{ mm}$$

$$t = 2.93 \text{ mm}$$

6.1.1.4.3. Plancha de cubierta.

σ_a	Cubierta principal	$0.6 \sigma_y$	128.4 kN/m ²
	Cubierta baja y otras cubiertas	$0.6 \sigma_y$	128.4 kN/m ²
	Superestructura y casetas	$0.6 \sigma_y$	128.4 kN/m ²

$$t = 360 \sqrt{\frac{11.2 \times 0.5}{1000 \times 128.4}} \text{ mm}$$

$$t = 2.38 \text{ mm}$$

6.1.1.4.4. Espesores mínimos

6.1.1.4.4.1. Espesor mínimo de fondo

$$t_s = 0.70 \sqrt{Lq_a} + 1.0 \text{ mm}$$

Dónde:

$$q_a : 115/\sigma_{ya}$$

σ_{ya} : Límite elástico sin soldar mínimo para las aleaciones de aluminio, en N / mm² = 262 N/mm²

$$q_a = 0.4389$$

Reemplazando valores en la ecuación anterior.

$$t_{al} = 0.70\sqrt{18 \times 0.4389} + 1.0 \text{ mm}$$

$$t_s = 3.96 \approx 4 \text{ mm}$$

Por otra parte el espesor no será tomado menor que 4mm

6.1.1.4.4.2. Espesor mínimo de costado

$$t_{al} = 0.62\sqrt{Lq_a} + 1.0 \text{ mm}$$

$$t_{al} = 0.62\sqrt{18 \times 0.4389} + 1.0 \text{ mm}$$

$$t_{al} = 2.7427 \approx 3 \text{ mm}$$

Por otra parte el espesor no será tomado menor que 3.5mm

6.1.1.4.4.3. Espesor mínimo de cubierta

$$t_{al} = 0.62\sqrt{Lq_a} + 1.0 \text{ mm}$$

$$t_{al} = 0.62\sqrt{18 \times 0.4389} + 1.0 \text{ mm}$$

$$t_{al} = 2.7427 \approx 3 \text{ mm}$$

Por otra parte el espesor no será tomado menor que 3.5mm

6.1.1.4.4. Espesor mínimo de cubierta bajas y mamparos

$$t_{al} = 0.52\sqrt{Lq_a} + 1.0 \text{ mm}$$

$$t_{al} = 0.52\sqrt{18 \times 0.4389} + 1.0 \text{ mm}$$

$$t_{al} = 2.4616 \approx 2.5 \text{ mm}$$

Por otra parte el espesor no será tomado menor que 3.5mm

RESUMEN

	slamming	hidrostática	Mínimo requerido	Valor tomado
Fondo	4.36	4.11	4	6 mm
Costado	1.175	2.93	3.5	4.0 mm
Cubierta	2.38	--	3.5	3.5 mm
Mamparos	1.98	--	3.5	2.5mm
Superestructura	1.98	--	2.5	2.5mm

Nota: se multiplico por 1.5 al espesor de fondo por desgaste por abrasión

6.1.1.5. Refuerzos

Estructura Longitudinal

6.1.1.5.1. Módulo de sección

Los extremos de los miembros se van a adherir eficazmente a la estructura de soporte. El módulo de sección de cada longitudinal, refuerzo transversal, larguero y la viga no será menor que la calculada por la siguiente ecuación:

$$SM = \frac{83.3xpsl^2}{\sigma_a} \text{ cm}^3 \quad \text{o} \quad SM = \frac{144xpsl^2}{\sigma_a} \text{ in}^3$$

Dónde:

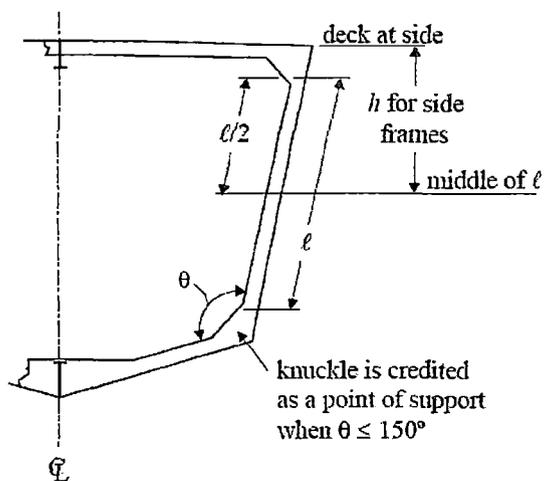
p : presión de diseño en kn/m^2

S : espaciamiento en metros

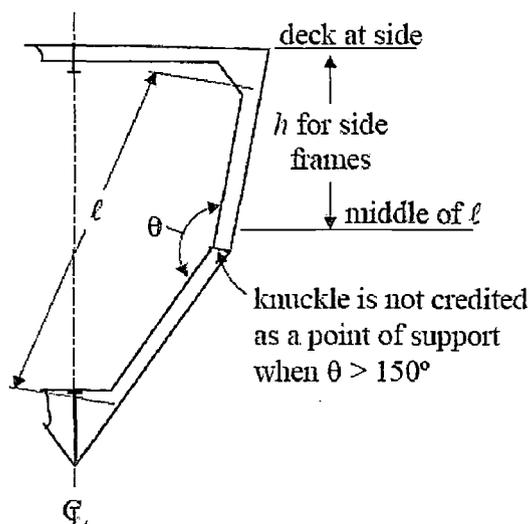
l : Longitud, en m (pies), del longitudinal, refuerzo, web o viga transversal, entre los soportes; donde las conexiones finales son soportados por mamparos. Según el siguiente gráfico.

σ_a Esfuerzo de diseño. De la siguiente tabla.

Transverse Side Frame



Transverse Side Frame



Design Stress, σ_a

Location	Steel and Aluminum	FRP
Bottom Longitudinals – Slamming Pressure	$0.65 \sigma_y$	$0.33 \sigma_u$
Bottom Longitudinals – Sea Pressure	$0.50 \sigma_y$	$0.40 \sigma_u$
Side Longitudinals – Slamming Pressure	$0.60 \sigma_y$	$0.40 \sigma_u$
Side Longitudinals – Sea Pressure	$0.50 \sigma_y$	$0.40 \sigma_u$
Deck Longitudinals – Strength Decks	$0.33 \sigma_y$	$0.40 \sigma_u$
Deck Longitudinals – Other Decks	$0.40 \sigma_y$	$0.40 \sigma_u$
Wet Deck Longitudinals	$0.75 \sigma_y$	$0.40 \sigma_y$
Bottom Transverse and Girders – Slamming Pressure	$0.80 \sigma_y$	$0.33 \sigma_u$
Bottom Transverses and Girders – Sea Pressure	$0.60 \sigma_y$	$0.33 \sigma_u$
Side Transverses and Girders – Slamming Pressure	$0.80 \sigma_y$	$0.33 \sigma_u$
Side Transverses and Girders – Sea Pressure	$0.60 \sigma_y$	$0.33 \sigma_u$
Deck Transverses and Girders– Strength Deck	$0.75 \sigma_y$	$0.33 \sigma_u$
Deck Transverses and Girders– Other Decks	$0.75 \sigma_y$	$0.33 \sigma_u$
Wet Deck Transverses and Girders	$0.75 \sigma_y$	$0.33 \sigma_y$
Watertight Bulkheads	$0.85 \sigma_y$	$0.50 \sigma_u$
Tank Bulkheads	$0.60 \sigma_y$	$0.33 \sigma_u$
Superstructure and Deckhouse	$0.70 \sigma_y$	$0.33 \sigma_u$

σ_y = minimum yield strength, unwelded condition, in N/mm^2 (kgf/mm^2 , psi). For aluminum, minimum yield stress, welded condition, in N/mm^2 , (kgf/mm^2 , psi)

6.1.1.5.2. Longitudinales De Fondo

σ_a	Esfuerzo por slamming	$0.65 \sigma_y$	139.1 kN/m^2
	Esfuerzo hidrostática	$0.50 \sigma_y$	107 kN/m^2

slamming

$$SM = \frac{83.3 \times 56.45 \times 0.36 (1.2)^2}{139.1} \text{ cm}^3$$

$$SM = 17.53 \text{ cm}^3$$

Hidrostática

$$SM = \frac{83.3 \times 30.73 \times 0.36 (1.2)^2}{107} \text{ cm}^3$$

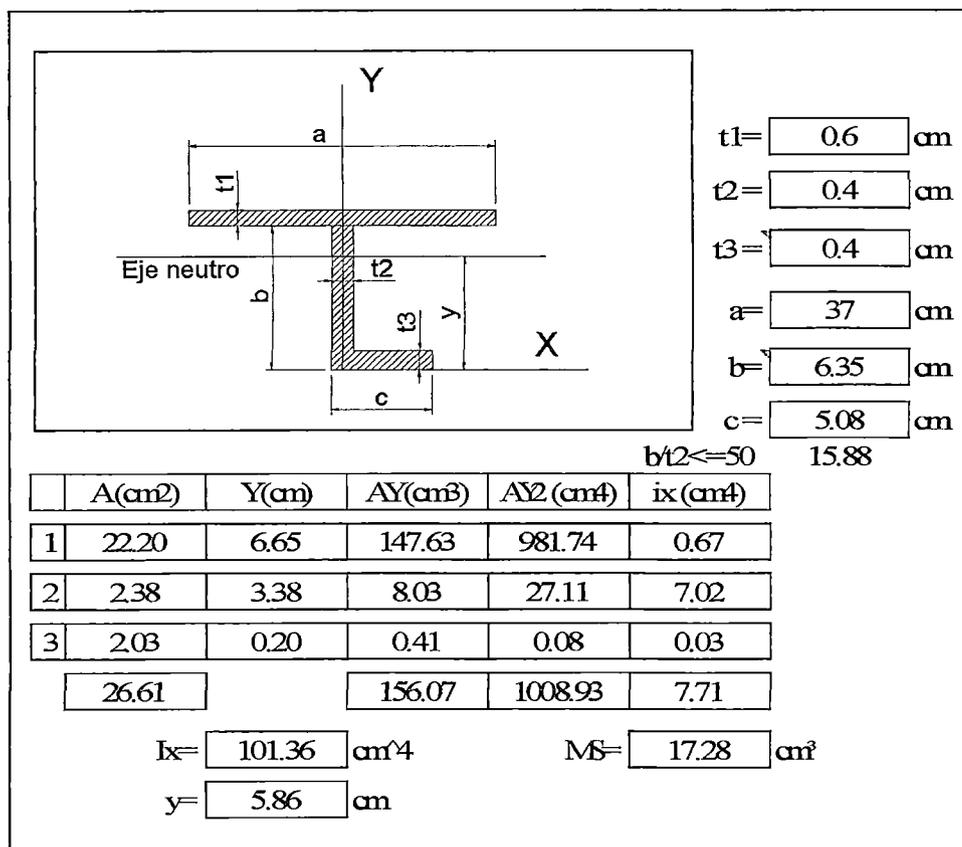
$$SM = 12.40 \text{ cm}^3$$

Se toma el módulo de sección requerido por la presión de slamming

$$17.53 \text{ cm}^3$$

Se selecciona un perfil "L" de 21/2"x2"x4mm cuyo módulo de sección es

$$17.28 \text{ cm}^3$$



6.1.1.5.3. Longitudinales De Costado

σ_a	Esfuerzo por slamming	$0.65 \sigma_y$	139.1 kN/m ²
	Esfuerzo hidrostática	$0.50 \sigma_y$	107 kN/m ²

slamming

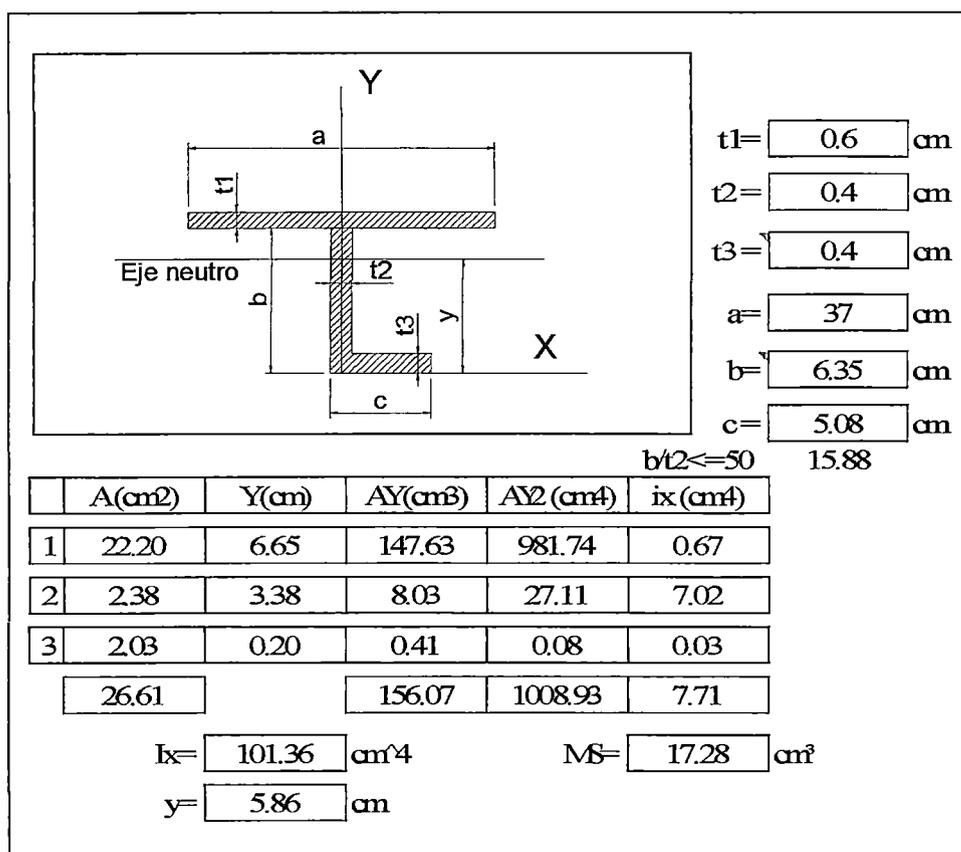
$$SM = \frac{83.3 \times 4.11 \times 0.36 (1.2)^2}{139.1} \text{ cm}^3$$

$$SM = 1.27 \text{ cm}^3$$

Hidrostática

$$SM = \frac{83.3 \times 15.62 \times 0.36 (1.2)^2}{107} \text{ cm}^3$$

$SM = 6.3 \text{ cm}^3$ Se selecciona un perfil "L" de 21/2"x2"x4mm cuyo módulo de sección es 17.28 cm^3



6.1.1.5.4. Longitudinales De Cubierta

σ_a	Cubierta resistente	$0.33 \sigma_y$	70.62 kN/m^2
	Otras cubiertas	$0.40 \sigma_y$	85.6 kN/m^2
	Cubierta mojada	$0.75 \sigma_y$	160.5 kN/m^2

Cubierta resistente

$$SM = \frac{83.3 \times 56.11.2 \times 0.36(1.2)^2}{70.62} \text{ cm}^3$$

$$SM = 6.85 \text{ cm}^3$$

Otras cubiertas

$$SM = \frac{83.3 \times 7.90 \times 0.36(1.2)^2}{85.6} \text{ cm}^3$$

$$SM = 3.99 \text{ cm}^3$$

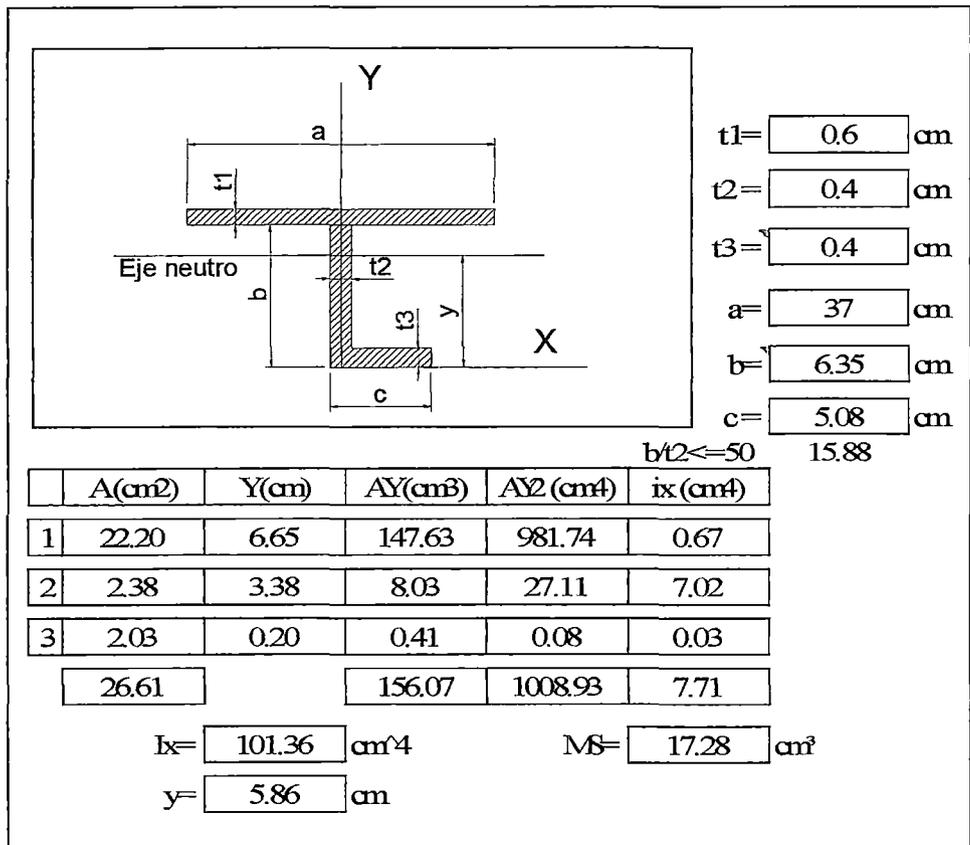
Cubierta Mojada

$$SM = \frac{83.3 \times 7.90 \times 0.36(1.2)^2}{160.5} \text{ cm}^3$$

$$SM = 3.01 \text{ cm}^3$$

Se selecciona un perfil "L" de 21/2"x2"x4mm cuyo módulo de sección es

$$17.28 \text{ cm}^3$$



6.1.1.5.5. Quilla.

Toda embarcación que tenga cuya eslora excede los 15 m llevara una quilla central que estará extendido desde proa a popa tan lejos como sea posible

El espesor y la altura no será menor que lo calculado por la siguiente ecuación:

$$t = 0.625L + 6.35\text{mm}$$

$$w = 1.25L + 90\text{mm}$$

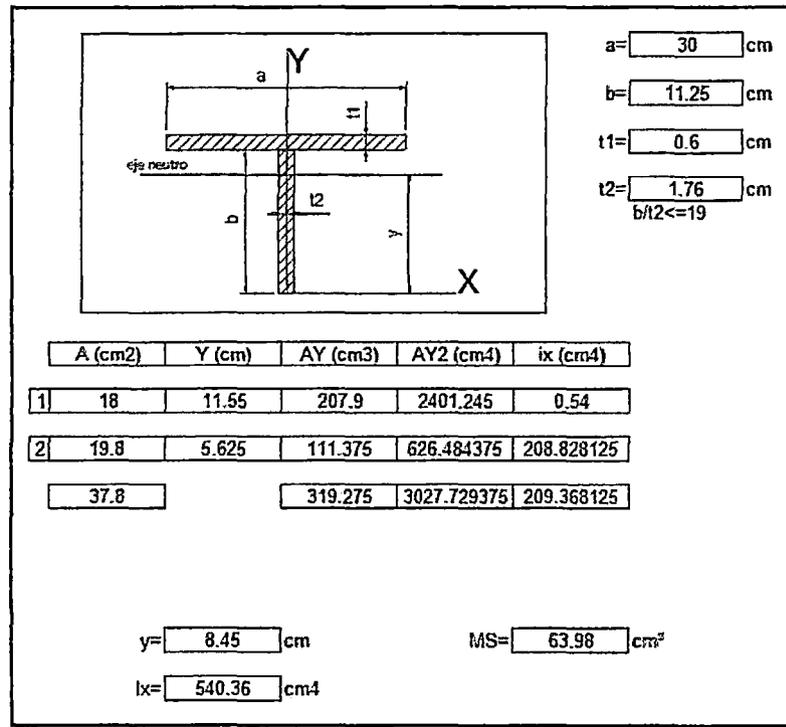
Dónde:

t : espesor, en mm

w : altura, en mm

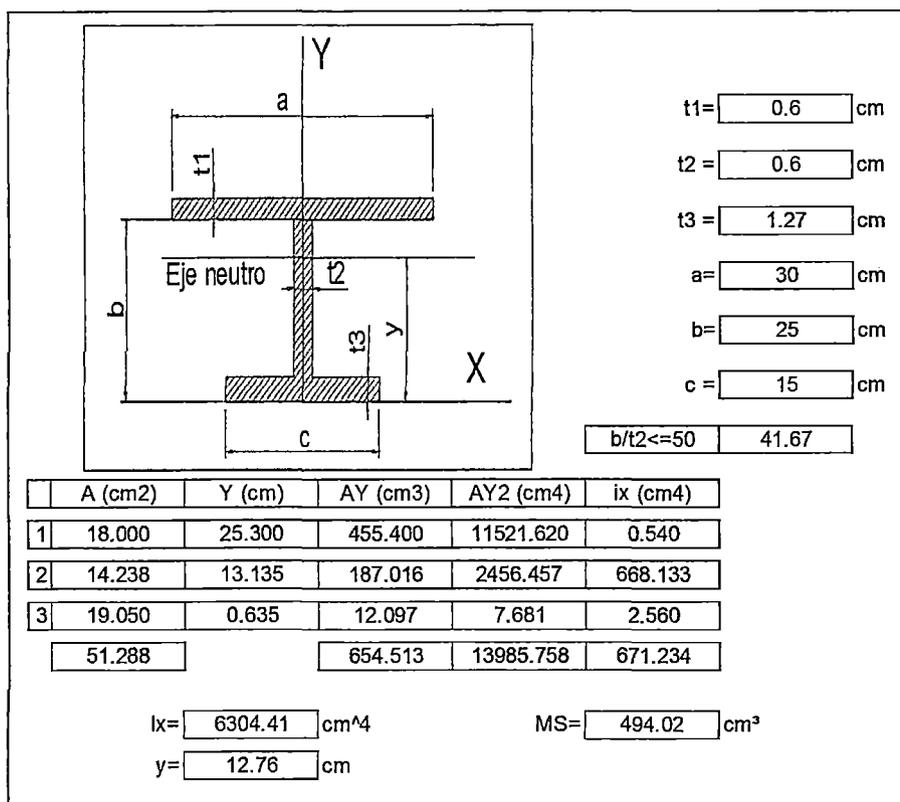
$$t = 0.625 \times 18 + 6.35\text{mm} = 17.6\text{mm}$$

$$w = 1.25 \times 18 + 90 \text{ mm} = 112.5 \text{ mm}$$



Como la operación de embarco y desembarco de estas unidades por proa y parte de ella se varara, por tal motivo se cambiara el modelo de quilla en barra por una T de mismo módulo de sección o mayor.

Cambiando a una quilla "T" de 250x6x150x12.7mm cuyo módulo de sección es:



6.1.1.5.6. Varenga.

σ_a	Esfuerzo por slamming	$0.8 \sigma_y$	171.2 kN/m ²
	Esfuerzo hidrostática	$0.60 \sigma_y$	128.4 kN/m ²

Slamming

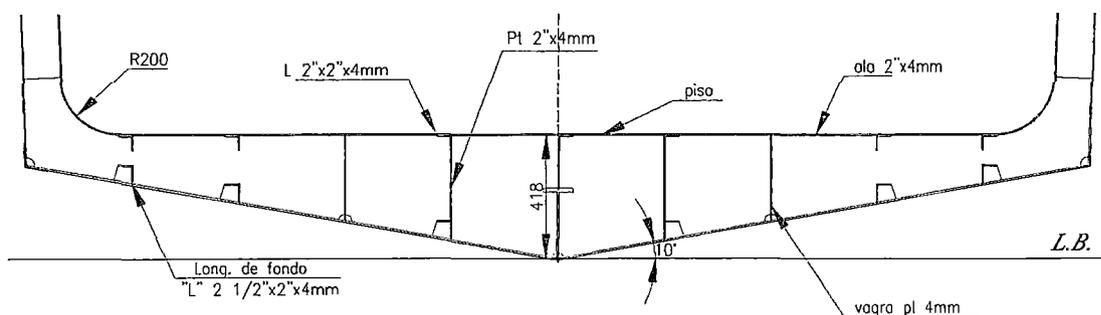
$$SM = \frac{83.3 \times 56.45 \times 1.2 (3.56)^2}{171.2} \text{ cm}^3 = 418.32 \text{ cm}^3$$

Hidrostatica

$$SM = \frac{83.3 \times 30.73 \times 1.2 (3.56)^2}{128.4} \text{ cm}^3 = 91.10 \text{ cm}^3$$

Se toma el módulo de sección de 418.32 cm³

Se utilizara plancha de 4 mm para conformar la varenga con un ala de 2" con una altura de 418 mm en crujía, al ser de gran altura en la parte central se reforzara con platinas de 2"x 4mm solo los tres longitudinales del centro para evitar el pandeo de la varenga, sobre la varenga se inatalara el piso que será a partir de plancha estriada. Para ello se a previsto colocar una estructura para soporte de piso a partir de L 2"x2"x4mm como se muestra en la siguiente figura.



En buques con astilla muerta, la altura del alma de las varengas en el 10% de su longitud, desde los extremos deberá ser, en lo posible, la mitad de la altura requerida, la altura del alma de las varengas en el punto donde empieza el pantoque o codillo no será inferior a la altura de la cuaderna

6.1.1.5.7. Cuaderna.

σ_a	Esfuerzo por slamming	$0.8 \sigma_y$	171.2 kN/m^2
	Esfuerzo hidrostática	$0.60 \sigma_y$	128.4 kN/m^2

Slamming

$$SM = \frac{83.3 \times 4.11 \times 1.2 (1.6)^2}{171.2} \text{ cm}^3 = 6.136 \text{ cm}^3$$

Hidrostática

$$SM = \frac{83.3 \times 15.62 \times 1.2 (1.6)^2}{128.4} \text{ cm}^3 = 31.13 \text{ cm}^3$$

Se toma el módulo de sección de 31.13 cm^3 , el alma de la cuaderna debe ser por lo menos el doble del alma del longitudinal de costado, debido a eso se escoge una cuaderna de dimensiones 5"x2"x4mm cuyo módulo de sección es 44.65 cm^3

t1 = cm

t2 = cm

t3 = cm

a = cm

b = cm

c = cm

b/t2 <= 50 31.75

	A (cm ²)	Y (cm)	AY (cm ³)	AY ² (cm ⁴)	ix (cm ⁴)
1	48.00	12.90	619.20	7987.68	0.64
2	4.92	6.55	32.23	211.08	62.03
3	2.03	0.20	0.41	0.08	0.03
	<input type="text" value="54.95"/>		<input type="text" value="651.83"/>	<input type="text" value="8198.84"/>	<input type="text" value="62.70"/>

ix = cm⁴

y = cm

MS = cm³

6.1.1.5.8. Baos

σ_a	Cubierta resistente	$0.75 \sigma_y$	160.5 kN/m ²
	Otras cubiertas	$0.75 \sigma_y$	160.5 kN/m ²

Cubierta resistente

$$SM = \frac{83.3 \times 11.2 \times 1.2 (3.75/2)^2}{160.5} \text{ cm}^3 = 13.07 \text{ cm}^3$$

Otras cubiertas

$$SM = \frac{83.3 \times 7.9 \times 1.2 (3.75/2)^2}{160.5} \text{ cm}^3 = 9.23 \text{ cm}^3$$

Al Igual que la cuaderna, el alma del bao debe ser como mínimo el doble del alma del longitudinal de cubierta, es por eso que se escoge un ángulo de similares dimensiones que la cuaderna 5"x2"x4mm cuyo módulo de sección es 44.65 cm³.

6.1.1.5.9. Eslora.

Se dispondrán de eslora continuas para soportar convenientemente a los baos.

σ_a	Cubierta resistente	$0.33 \sigma_y$	70.62 kN/m ²
------------	---------------------	-----------------	-------------------------

Cubierta resistente

$$SM = \frac{83.3 \times 11.2 \times 0.6 (3)^2}{70.62} \text{ cm}^3 = 36.63 \text{ cm}^3$$

Se utilizara una eslora de dimensiones 5"x2"x4mm cuyo módulo de sección es 44.65 cm³.

6.1.1.5.10. Vagras

σ_a	Esfuerzo por slamming	$0.65 \sigma_y$	139.1 kN/m ²
	Esfuerzo hidrostática	$0.50 \sigma_y$	107 kN/m ²

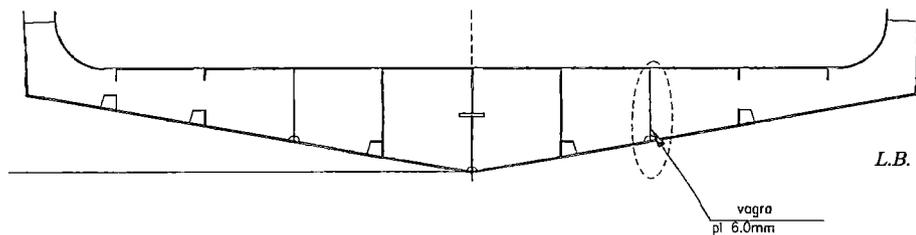
slamming

$$SM = \frac{83.3 \times 56.45 \times 0.7 (6.7)^2}{139.1} \text{ cm}^3$$

$$SM = 158.45 \text{ cm}^3$$

Se selecciona un perfil “L” cuya altura del alma será hasta el canto alto de la varenga.

De dimensiones 295x2”x6mm cuyo módulo de sección es: 230.59 cm³



6.1.1.5.11. Puntales.

Se utilizara un puntal para la eslora en la sala de pasajeros para disminuir su longitud no soportada, para ello se utilizaran las recomendaciones de las reglas “Rules for Building and Classing- Aluminium Vessels”.

Carga Calculada.

La carga calculada W debe ser obtenido por la siguiente ecuación

$$W = pbs \text{ kN}$$

Dónde:

W : carga en kN

b : Manga promedio del área soportada, en m

s: Eslora promedio del área soportada, en m

p : Presión de diseño en kN/m^2

Reemplazando valores

$$W = 11.2 \times 1.875 \times 3 = 63 \text{ kN}$$

Carga Permissible

La carga permissible del puntal debe ser obtenido a partir de la siguiente ecuación.

$$W_a = [10 - 5.82(l/r)]. A. \delta_y / 165 \text{ kN}$$

Dónde:

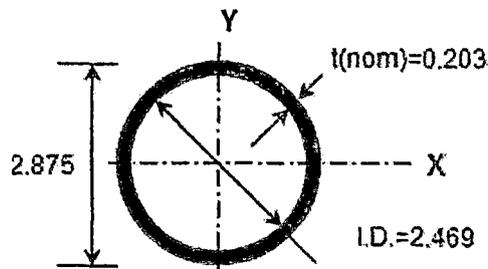
l : Longitud no soportada del pilar en m.

r : radio de giro en cm.

A : área de la sección transversal en cm^2

δ_y : Limite elástico para el aluminio considerado.

Datos para un tubo de 2 1/2" en aluminio



Pipe 2-1/2 STD		
A =	1.59	in. ²
O.D. =	2.875	in.
I.D. =	2.469	in.
t(nom) =	0.203	in.
t(des) =	0.189	in.
wt/ft =	5.80	plf.
$I_x = I_y =$	1.45	in. ⁴
$S_x = S_y =$	1.01	in. ³
$r_x = r_y =$	0.952	in.
$Z_x = Z_y =$	1.37	in. ³
J =	2.89	in. ⁴
C =	—	in. ³

Reemplazando valores:

$$W_a = [10 - 5.82(1.90/2.42)] \times 10.26 \times 214 / 165 \text{ kN}$$

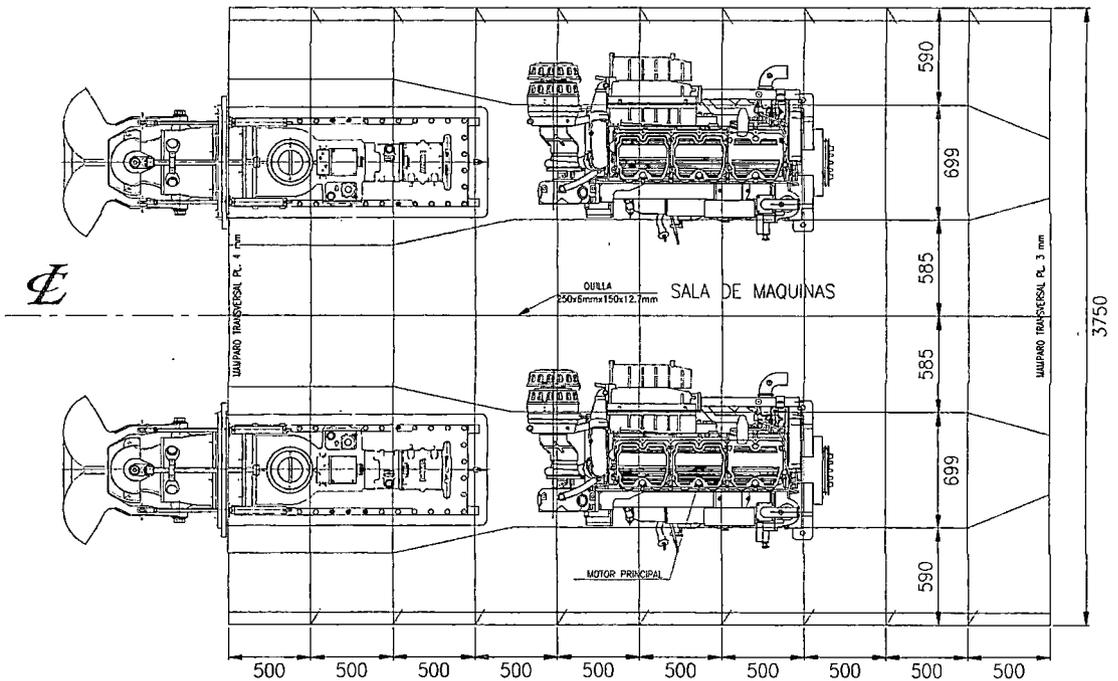
$$W_a = 72.2 \text{ kN}$$

Estructura transversal

La estructura en la sala de máquinas será transversal.

6.1.1.5.12. Varengas Sala De Maquinas

Las varengas en sala de máquinas estarán espaciadas 500 mm y tendrán una longitud no soportada de 700mm que es la separación entre carlingas del motor principal como se muestra en la siguiente figura.



Se tienen los esfuerzos para transversales de fondos y vigas longitudinales

σ_a	Esfuerzo por slamming	$0.8 \sigma_y$	171.2 kN/m ²
	Esfuerzo hidrostática	$0.60 \sigma_y$	128.4 kN/m ²

Slamming

$$SM = \frac{83.3 \times 56.45 \times 0.5(0.7)^2}{171.2} \text{ cm}^3 = 6.73 \text{ cm}^3$$

Hidrostática

$$SM = \frac{83.3 \times 30.73 \times 0.5(0.7)^2}{128.4} \text{ cm}^3 = 4.88 \text{ cm}^3$$

Se utilizara un refuerzo L 2"x2"x4mm de módulo de sección 13.17 cm³

t1= cm

t2= cm

t3= cm

a= cm

b= cm

c= cm

b/t2 <= 50 12.70

	A (cm ²)	Y (cm)	AY (cm ³)	AY ² (cm ⁴)	ix (cm ⁴)
1	30.00	5.38	161.40	868.33	0.90
2	1.87	2.74	5.13	14.05	3.42
3	2.03	0.20	0.41	0.08	0.03
	<input type="text" value="33.90"/>		<input type="text" value="166.94"/>	<input type="text" value="882.47"/>	<input type="text" value="4.34"/>

ix= cm⁴ MS= cm³

y= cm

6.1.1.5.13. Cuadernas Sala De Maquinas

Las cuadernas en sala de máquinas estarán espaciadas 500 mm y tendrán una longitud no soportada de 1400 mm.

σ_a	Esfuerzo por slamming	0.8 σ_y	171.2 kN/m ²
	Esfuerzo hidrostática	0.60 σ_y	128.4 kN/m ²

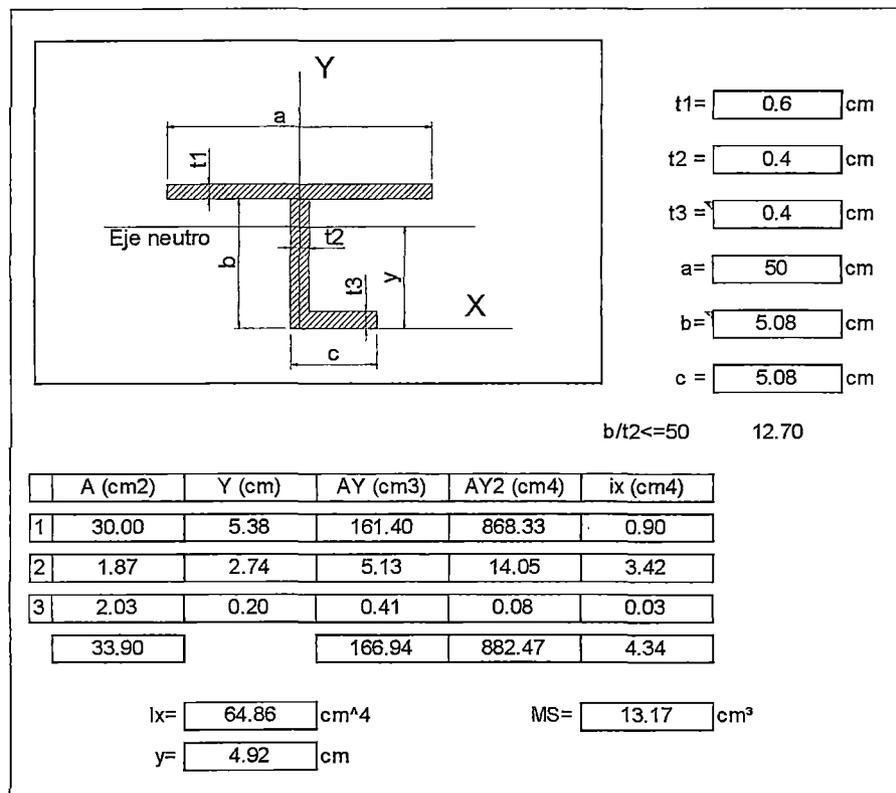
Slamming

$$SM = \frac{83.3 \times 4.11 \times 0.5 (1.4)^2}{171.2} \text{ cm}^3 = 1.96 \text{ cm}^3$$

Hidrostática

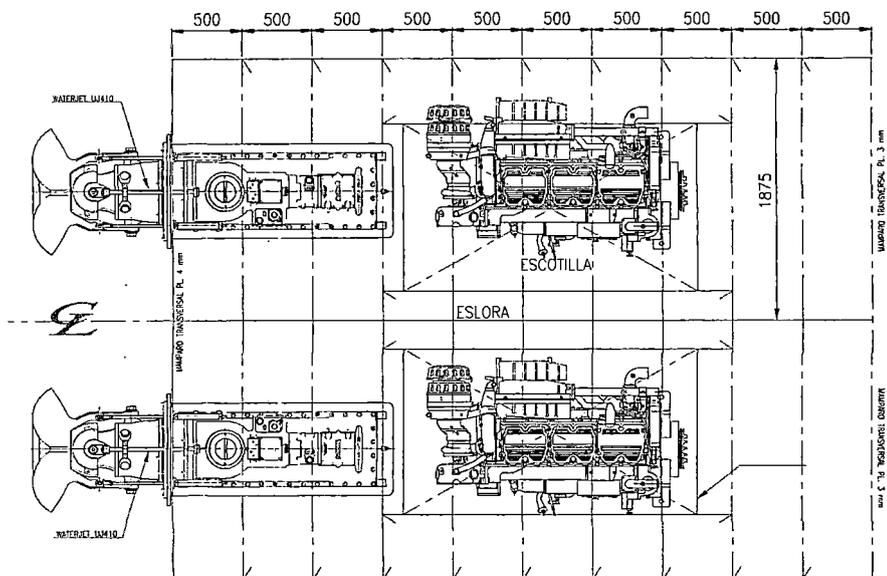
$$SM = \frac{83.3 \times 15.62 \times 0.5 (1.4)^2}{128.4} \text{ cm}^3 = 9.93 \text{ cm}^3$$

Se utilizara un refuerzo L 2"x2"x4mm de módulo de sección 13.17 cm³



6.1.1.5.14. Bao Sala De Maquinas

Las cuadernas en sala de máquinas estarán espaciadas 500 mm y tendrán una longitud no soportada de 1875 mm.



La cubierta de sala de máquinas ya no forma parte de la cubierta resistente se tomara la presión y el esfuerzo para otras cubiertas.

σ_a	Cubierta resistente	$0.75 \sigma_y$	160.5 kN/m^2
	Cubierta resistente	$0.75 \sigma_y$	160.5 kN/m^2

Otras cubiertas

$$SM = \frac{83.3 \times 7.9 \times 0.5 (3.75/2)^2}{160.5} \text{ cm}^3 = 7.21 \text{ cm}^3$$

Se utilizara el refuerzo de 2"x2"x4mm cuyo módulo de sección es 13.17 cm^3

6.1.1.5.15. Base de Motor.

Al no encontrar muchas referencias sobre estructura de base de motor en las reglas de la ABS utilizare las normas de Germanischer Lloyd para buques de acero, para la navegación interior. Luego se aplicara los factores de 1.37 para los espesores y 1.65

para los módulos de sección cuando se hace el cambio de acero a aluminio según lo recomendado por ALCOA (Aluminium Company of América) .

Carlingas.

El espesor de la carlinga no será menor que el calculado por la siguiente ecuación.

$$t = \sqrt{\frac{P}{15}} + 6 \text{ mm para } P < 1500 \text{ kW}$$

Dónde:

P: potencia del motor en kW.

Para una potencia de 600 hp = 447.42 kW

Reemplazando valores.

$$t = \sqrt{\frac{447.42}{15}} + 6 \text{ mm} = 11.46 \text{ mm}$$

Multiplicando el factor de 1.37 para planchas $11.46 \times 1.37 = 15.7 \text{ mm} \approx 16 \text{ mm}$

Platabanda

Los escantillones de la placa superior (anchura, espesor) deben ser seleccionados de manera que para garantizar la satisfactoria la fijación y el montaje del motor en sus cojinetes y, dependiendo de la altura fundación y tipo de motor, una rigidez satisfactoria en la dirección transversal. El espesor de la placa superior se aproximada al diámetro de los pernos de armases y la sección transversal de la placa superior no deberá ser menor que:

$$FT = \frac{P}{15} + 30 \text{ cm}^2 \text{ para } P < 750 \text{ kW}$$

Reemplazando valores:

$$FT = \frac{600}{15} + 30 \text{ cm}^2 = 70 \text{ cm}^2$$

Por lo tanto el ancho de la platabanda en la zona de anclaje de a caja de reducción el espesor de la plancha será de 32mm y el ala en dicha zona de 200 mm pudiendo disminuir conforme se van alejando de la zona de motor.

RESUMEN DE ESCANTILLONES

ESTRUCTURA LONGITUDINAL	
Longitudinales de cubierta	"L" 21/2"x2"x4mm
Longitudinales de costado	"L" 21/2"x2"x4mm
Longitudinales de fondo	"L" 21/2"x2"x4mm
Bulárcamas	
varenga	Pl 4 mm
Cuaderna	"L" 5"x2"x4mm
Baos	"L" 5"x2"x4mm
Vagras	"L" 295x50x6mm
Eslora	"L" 5"x2"x4mm
Refuerzo vertical de mamparo	"L" 2"x2"x3mm
Quilla	250x6mm (alma)+150x12.7mm(ala)

Puntal	Tubo de 21/2"x5mm de espesor
ESTRUCTURA TRANSVERSAL	
Varenga	"L" 21/2"x2"x4mm
Cuaderna	"L" 21/2"x2"x4mm
Baos	"L" 21/2"x2"x4mm
Eslora	"L" 5"x2"x4mm
Base de motor	16mm (alma)+32mm (ala)

6.2. CALCULO DE LA RESISTENCIA Y PROPULSIÓN

Uno de los requisitos que se ha planteado en los requerimientos iniciales de este proyecto es que la embarcación diseñada supere los 30 nudos de velocidad, se ha decidido por esta velocidad de 30 nudos porque cumple con los requisitos de la embarcación.

El método que se utiliza para estimar la potencia de la embarcación es el método de D. Savitsky y P. Ward Brown que ha sido extraído del artículo Procedures For Hydrodynamics Evaluation Of Planing Hull In Smooth And Rough Water del Marine technology. Vol.13 No 4, Oct .1976.

Este método estima la resistencia al avance de embarcaciones planeadoras.

Método savitsky

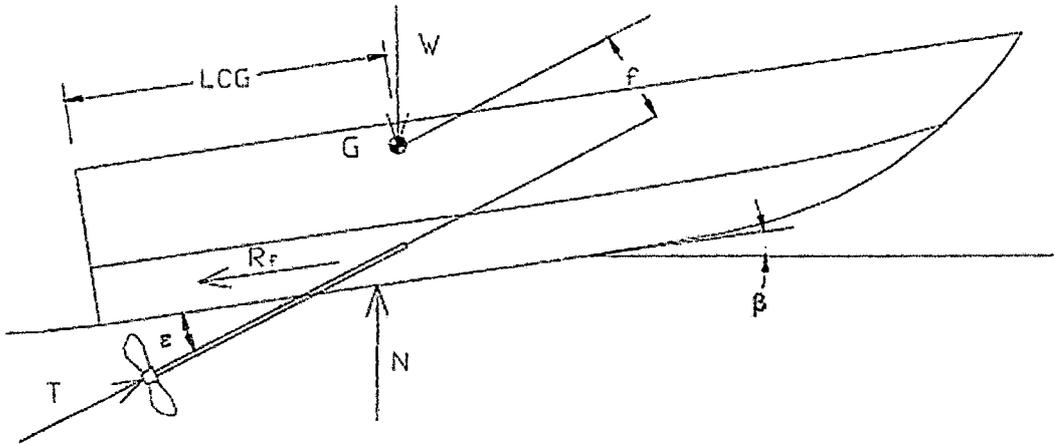


Fig. 40. Equilibrio de fuerzas en el método Savitsky

6.2.1. Datos de la embarcación:

L_{wl}	50.50	Eslora de flotación en pies
B_x	11.89	Manga máxima de flotación en pies
B_{px}	11.81	Manga máxima en el pantoque en pies
T_x	1.96	Calado en pies
LCG	23.00	Centro de gravedad longitudinal en pies
Δ	37478.58	Desplazamiento en libras
∇	635.664	Volumen desplazado en pies ³
$L_{wl}/\nabla^{1/3}$	5.87	
β	10	Angulo de astilla muerta en grados sexagesimales
i_e	89°	Angulo medio de entrada de línea de flotación

A_T/A_X	1	A_T : área de sección transversal en el espejo en pies ² A_X : área de máxima de la sección transversal en pies ²
-----------	---	------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Dónde:

V Velocidad de la embarcación.

$F_{nv} = \frac{v}{\sqrt{g \cdot \nabla^{1/3}}}$ Numero de Froude volumétrico.

$C_v = \frac{v}{\sqrt{g \cdot \beta_{px}}}$ Relación entre la velocidad y el coef. de velocidad.

$C_{L\beta} = \frac{\Delta}{\frac{1}{2} \rho V^2}$ Coeficiente de sustentación de astilla muerta.

$C_{L\beta} = C_{L0} - 0.0065x\beta x C_{L0}^{0.6}$ Coeficiente de sustentación de placa plana.

Para los el número de Froude volumétrico se tiene.

F_{nv}	V (pies/s)	V (knots)	C_v	$C_{L\beta}$	C_{L0}
1	16.63	9.854263309	0.85325	0.976995061	1.013332175
1.5	24.95	14.78139496	1.279884	0.434220027	0.46531233
2	33.26	19.70852662	1.706513	0.244248765	0.269886656
2.5	41.58	24.63565827	2.133141	0.15631921	0.177861261
3	49.90	29.56278993	2.559769	0.108555007	0.127055002
3.5	58.21	34.48992158	2.986398	0.079754699	0.09594368
4	66.53	39.41705324	3.413026	0.061062191	0.075449913

Utilizando la relación que existe descrita, se puede realizar el cuadro anterior dándonos solamente en número de Froude volumétrico y conociendo las características de la embarcación.

Debido a que se asumirá que todas las fuerzas pasan a través del centro de gravedad, la relación P/b , donde P es igual a la distancia desde el espejo al punto de fuerza normal, resultante sobre a carena de planeo, y b es igual a la manga máxima del pantoque (β_{px}), P corresponderá al LCG de la embarcación. Obteniendo el valor de P/b y utilizando siguiente ecuación para obtener λ_k

$$\lambda_k = \lambda - 0.03 + \frac{\left(0.57 + \frac{\beta}{1000}\right) \left(\frac{\text{tg}(\beta)}{2\text{tg}(T)} - \frac{\beta}{167}\right)}{2}$$

Los valores de λ y T se obtienen del nomograma siguiente.

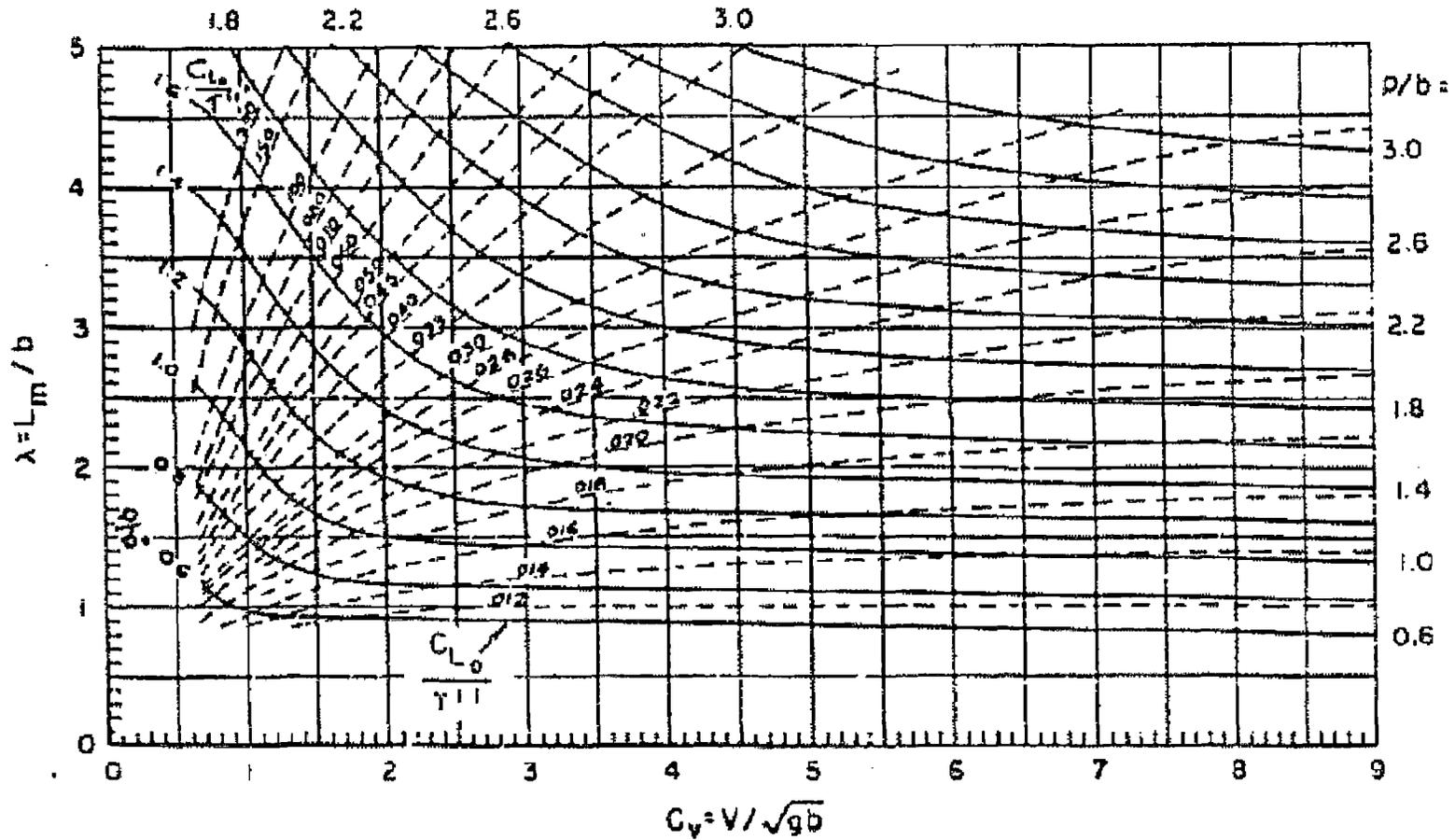


Fig. 3 Equilibrium planing conditions for $\beta = 0$ deg (Savitsky, 1964)

Se obtiene la relación $p/b = \frac{LGG}{\beta_{px}} = \frac{26}{11.81} = \frac{p}{b} = 1.9475$

Así se forma el siguiente cuadro.

C_v	$C_{L0}/T^{1.1}$	λ	T	λ_k
0.8683715	-	-	-	-
1.30255725	0.2	5.1	2.15	5.73
1.736743	0.1	4.55	2.47	5.10
2.17092875	0.065	4.1	2.50	4.64
2.6051145	0.045	3.1	2.57	3.62
3.03930025	0.035	3.35	2.50	3.89
3.47348599	0.03	3.2	2.31	3.79

Se obtiene la relación L_{WL}/B_{px} para comparar con λ_k tabulado antes y así ver en que rango de resistencia nos encontramos para las ecuaciones correspondientes:

Si $\lambda_k > L_{WL}/B_{px}$ se utilizara la siguiente ecuación para el rango de pre-plano

$$\frac{R_T}{\Delta} = A_1 + A_2X + A_4U + A_5W + A_6XZ + A_7XU + A_8XW + A_9ZU + A_{10}ZW + A_{15}W^2 + A_{18}XW^2 + A_{19}ZX^2 + A_{24}UW^2 + A_{27}WU^2.$$

Si $\lambda_k < L_{WL}/B_{px}$ se utilizara la siguiente ecuación para el rango de plano

$$\frac{R_T}{\Delta} = \Delta t_g \cdot T + \left[\frac{1}{2} \rho \cdot V^2 \lambda \cdot \right] B_{px}^2 \cdot \frac{C_f}{\cos T \cdot \cos \beta}$$

Dónde: ρ = densidad del agua $\rho = 1.99 \text{ lb seg}^2 / \text{pies}^4$

C_f = Coeficiente de fricción Schoenherr para un número de Reynolds, definido como sigue.

$$R_n = \frac{\lambda \cdot \beta_{px} \cdot V}{\mu}$$

Dónde:

μ : viscosidad cinemática ($1.2817 \cdot 10^{-5} \text{ pies}^2 / \text{seg}$)

V: velocidad pies/seg.

$$L_{WL} / B_{px} = \frac{50.50}{11.81} = 4.27$$

$\lambda_k > L_{WL} / B_{px}$ Para $C_v \leq 2.133$, $\lambda_k < L_{WL} / B_{px}$ Para $C_v \geq 2.559$

Calculo para región de pre-plano.

Obtenemos los valores de X,U,W,y Z de la siguiente tabla:

Table 5 Coefficients for resistance-estimating equation (16): $X = \nabla^{1/3} / L_{WL}$; $U = \sqrt{2j_e^-}$; $Z = C_{\Delta} = \nabla / B_X^3$; $W = A_T / A_X$

Coefficient	Multi- ples	$F_{H\nabla} = 1.0$	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0
A_1	1	0.06473	0.10776	0.09483	0.03475	0.03013	0.03163	0.03194	0.04343	0.05036	0.05612	0.05967
A_2	X	-0.48680	-0.88787	-0.63720	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
A_4	U	-0.01030	-0.01634	-0.01540	-0.00978	-0.00664	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
A_5	W	-0.06490	-0.13444	-0.13580	-0.05097	-0.05540	-0.10543	-0.08599	-0.13289	-0.15597	-0.18661	-0.19758
A_6	XZ	0.0	0.0	-0.16046	-0.21880	-0.19359	-0.20540	-0.19442	-0.18062	-0.17813	-0.18288	0.20152
A_7	XU	0.10628	0.18186	0.16803	0.10434	0.09612	0.06007	0.06191	0.05487	0.05099	0.04744	0.04645
A_8	XW	0.97310	1.83080	1.55972	0.43510	0.51820	0.58230	0.52049	0.78195	0.92859	1.18569	1.30026
A_9	ZU	-0.00272	-0.00389	-0.00309	-0.00198	-0.00215	-0.00372	-0.00360	-0.00332	-0.00308	-0.00244	-0.00212
A_{10}	ZW	0.01089	0.01467	0.03481	0.04113	0.03901	0.04794	0.04436	0.04187	0.04111	0.04124	0.04343
A_{13}	W^2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.08317	0.07366	0.12147	0.14928	0.18090	0.19769
A_{18}	XW^2	-1.40962	-2.46696	-2.15556	-0.92663	-0.95276	-0.70895	-0.72057	-0.95929	-1.12178	-1.38644	-1.55127
A_{19}	ZX^2	0.29136	0.47305	1.02992	1.06392	0.97757	1.19737	1.18119	1.01562	0.93144	0.78414	0.78282
A_{24}	UW^2	0.02971	0.05877	0.05198	0.02209	0.02413	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
A_{27}	WU^2	-0.00150	-0.00356	-0.00303	-0.00105	-0.00140	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Average per- cent differ- ence be- tween mea- sured R_T/Δ and equa- tion (5)		6.0	4.7	4.1	3.8	3.3	3.4	3.5	3.4	3.4	3.6	4.0
$\sqrt{\sum(\text{Difference})^2}$		0.025	0.033	0.027	0.027	0.028	0.031	0.035	0.037	0.043	0.046	0.049

Los resultados se muestran en la siguiente tabla.

V	τ	T		P. efectiva		Comentarios
[kn]	[°]	[lbf]	[kN]	[ehp]	[ekW]	
15	1.98	3,134	13.9	144	108	No planea
16	2.04	3,284	14.6	161	120	No planea
18	2.18	3,554	15.8	196	146	No planea
20	2.32	3,807	16.9	233	174	No planea
22	2.46	4,054	18.0	273	204	No planea
24	2.59	4,300	19.1	316	236	No planea
26	2.67	4,543	20.2	362	270	No planea
28	2.71	4,786	21.3	411	307	
30	2.71	5,031	22.4	463	345	
32	2.66	5,285	23.5	518	387	
34	2.60	5,552	24.7	579	432	
36	2.51	5,836	26.0	644	481	
38	2.42	6,140	27.3	715	534	
40	2.31	6,466	28.8	793	592	
42	2.21	6,816	30.3	878	655	

Donde:

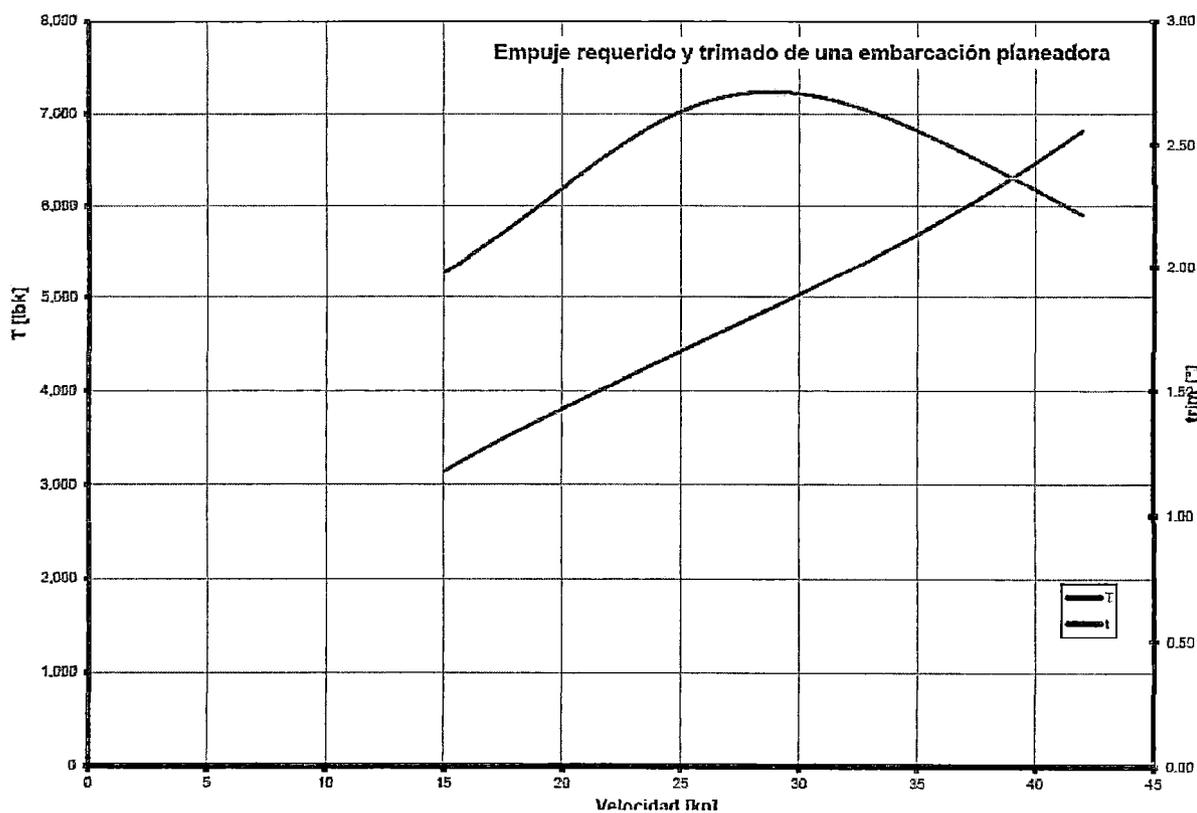
V : Velocidad de la embarcación.

τ : Ángulo de trimado.

T: Resistencia al avance o empuje requerido..

P: Potencia efectiva.

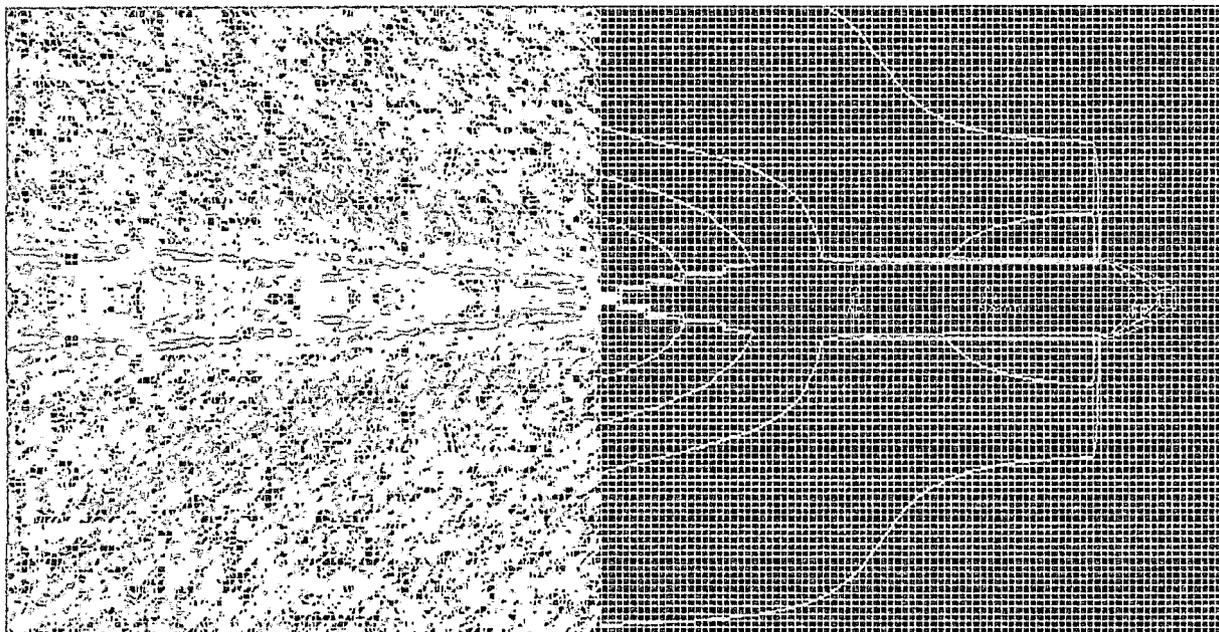
**GRAFICO DE RESISTENCIA AL AVANCE, ANGULO DE
TRIMADO vs VELOCIDAD**



T : Empuje en kilo libras.

t: Ángulo de trimado en grados sexagesimales

6.2.2. Grafico del tren de olas generado por el casco (predicción del programa Hullspeed de Maxsurf)



6.2.3. Selección del motor.

En el capítulo anterior se definió la eficiencia de propulsión con la siguiente formula.

$$n_T = (1 - t)n_{po}n_r n_{jt}n_{mec}$$

Dónde:

n_T : Eficiencia total

t : Coeficiente de estela

n_{po} : Rendimiento de la bomba

n_r : Rendimiento relativo rotativo

n_{mec} : Rendimiento mecánico

Para definir las eficiencias se utiliza la tabla proporcionada por SNAME los rendimientos son estimados para una tobera de 250 mm de diámetro para una velocidad de 30 nudos.

Table 27—Examples of Jet Propulsive Efficiencies (Kim, 1964)

Type of ship	Nozzle diameter (m)	Loss factor	
		η_j	PC
5.1-m power boat 30 knots $\eta_p = 0.90$	0.05	0.59	0.53
	0.10	0.60	0.54 max
	0.15	0.53	0.49
	0.20	0.45	0.41
	0.25	0.30	0.27

El rendimiento rotativo relativo es igual a 1 y el rendimiento mecánico es igual a 0.97 para potencias menores de 1000 kw. El coeficiente de estela para velocidades mayores de 25 nudos es negativo y para este caso es igual a -1.05 Reemplazando valores.

$$n_T = (1 - t)n_{po}n_r n_{jt}n_{mec}$$

$$n_T = (1 - (-1.05))0.9 \times 1 \times 0.3 \times 0.97$$

$$n_T = 0.5368 \approx 0.54 = 54\%$$

Para la velocidad de diseño de la tabla anterior para una velocidad de 30 nudos se estima una potencia de 463 hp dividiéndolo entre la eficiencia se obtiene la potencia real necesaria. $463/0.54 = 857.4$ hp

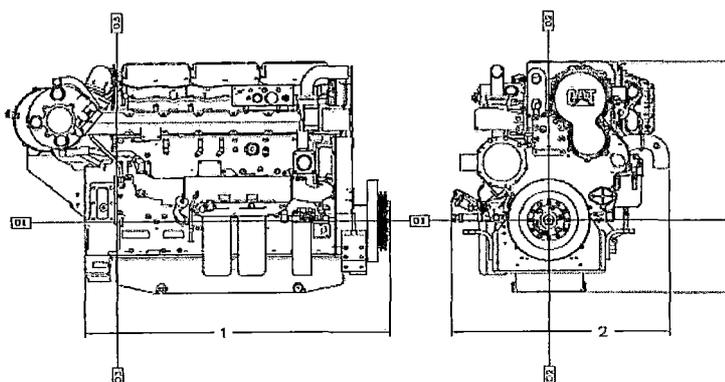
Como se pretende utilizar dos motores la potencia por unidad de motor será de $857.4/2 = 428.7$ hp se selecciona un motor de potencias similares en el mercado.

Se selecciona un motor CAT C18 ACERT @1800 RPM

ESPECIFICACIONES DEL MOTOR PRINCIPAL

Desplazamiento	18,1 L (1.106 in ³)
Velocidad nominal del motor	1800
Bore	145 mm (5,7 pulg.)
Trazo	183 mm (7,2 pulg.)
La aspiración	Turboalimentado-pos enfriamiento
Gobernador	electrónico
Sistema de refrigeración	Quilla-refrigerado / Intercambiador de calor
Peso, neto en seco (aprox.)	
Quilla-refrigerado	1.539 kg (3.394 libras)
Refrigeración por intercambiador de calor	1673 kg (3688 libras)
Capacidad de Recarga	
Sistema de refrigeración	45,8 L (12,1 gal)
Sistema de aceite lubricante	64 L (16,9 gal)
Intervalo de cambio de	500 horas
Cat Diesel Engine Oil 10W30 o 15W40	
Rotación (del extremo del volante	anti horario
Volante y el volante	
Housing	SAE No. 1 y No. 0 SAE
los dientes del volante	
SAE No. 1	113
SAE No. 0	136
máximo de escape	
La contrapresión	6.7 kPa (26.9 pulg.) De agua

Dimensiones.



C18 ACERT Engine Dimensions (approx.)		
Length to Flywheel Housing	1504.8 mm	59.24 in.
Heat-Exchanger Cooled	1504.8 mm	59.24 in.
Keel-Cooled		
Width	1077.2 mm	42.41 in.
Heat-Exchanger Cooled	1077.2 mm	42.41 in.
Keel-Cooled		
Height	1143.9 mm	45.04 in.
Heat-Exchanger Cooled	1143.9 mm	45.04 in.
Keel-Cooled		
Weight (dry)	1673 kg	3688 lb
Heat-Exchanger Cooled	1539 kg	3394 lb
Keel-Cooled		

Note: Do not use for installation design. See general dimension drawings for detail (Drawing #315-3171).

6.2.4. Caja de cambios

La función de la caja de cambios es que coincida con la óptima velocidad del chorro (rpm) a la velocidad del motor (rpm) y la potencia.

La caja de cambios es también un embrague que permite desacoplamiento de la unidad waterjet.

Se escogerá una caja de cambios con relación de reducción 1:1 para aprovechar al máximo las RPM del motor.

MODEL	RATIOS	POWER/RPM	
		KW	hp

ZF 360	0.925*, 1.000, 1.125*, 1.237, 1.500, 1.774	0.1802 0.2417
	1.966, 2.185, 2.480, 2.625	
	2.917	0.1775 0.2380

Una transmisión con una posición neutral (o un embrague) permite el funcionamiento del motor para mantenimiento, generación de energía, la carga de la batería, etc. sin perturbar el agua alrededor del barco y el muelle.

6.2.5. Selección de la unidad waterjet

Se selecciona el rango de acuerdo a la potencia

Para nuestro caso para una velocidad de 30 nudos se estimó una potencia de 860.2

MJP Ultrajet Model	Max. input power bhp (kW)	Max. drive Speed rpm	Dry weight kgs	Entrained Water kgs
251	350 (261)	3 600	153	33
305	450 (336)	3 000	187	35
340	600 (448)	2 700	250	41
377	800 (597)	2 400	389	82
410	1000 (746)	2 200	440	107
452	1200 (900)	2 100	643	120
525	1475 (1100)	1 700	1150	178
575	1800 (1343)	1 500	1450	235

Se selecciona el modelo MJP UJ410 las características para embarcaciones de planeo son.

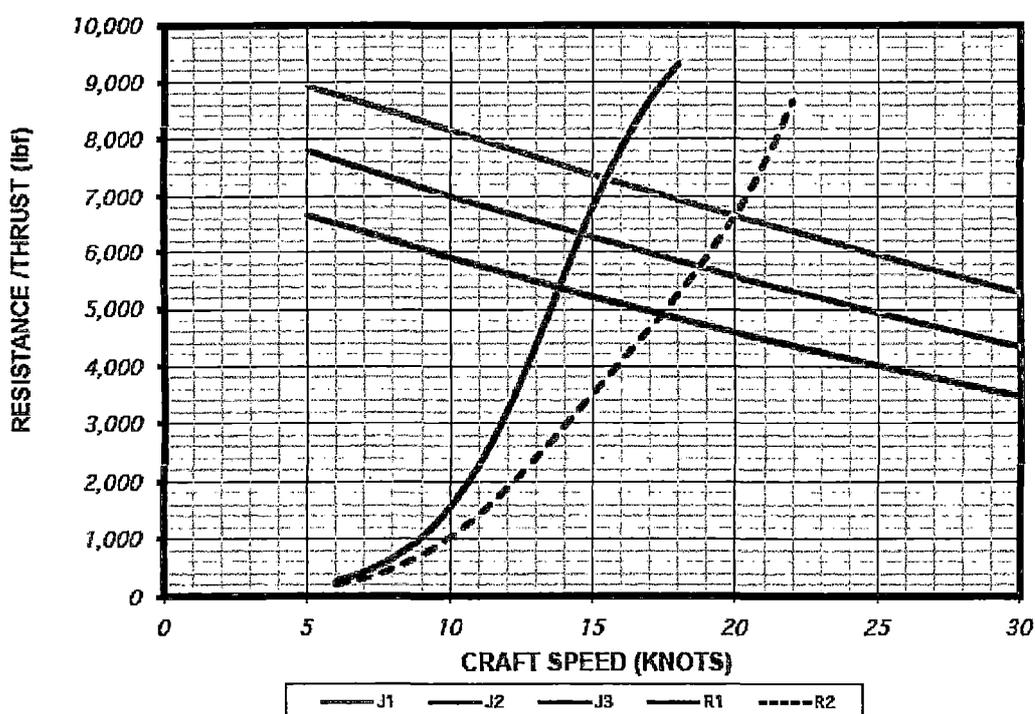
Máxima potencia de entrada 746 kW (1000 bhp).

Jet individual hasta 14 tn (30,856 lb.)

Jet doble hasta 32 tn (70,528 lb.)

Jet triple hasta 50 tn (110,200 lb.)

Una vez seleccionado el modelo se hace intersectar la curva de empuje en función de la velocidad y la curva de resistencia en función de la velocidad la intersección de las dos curvas es la velocidad a la que la unidad navegará.



Curvas de empuje Vs velocidad para el modelo UJ410 (dato proporcionado por MJP ULTRAJET)

Dónde:

Curva J1 2x410 empuje Vs velocidad para 1800 rpm.

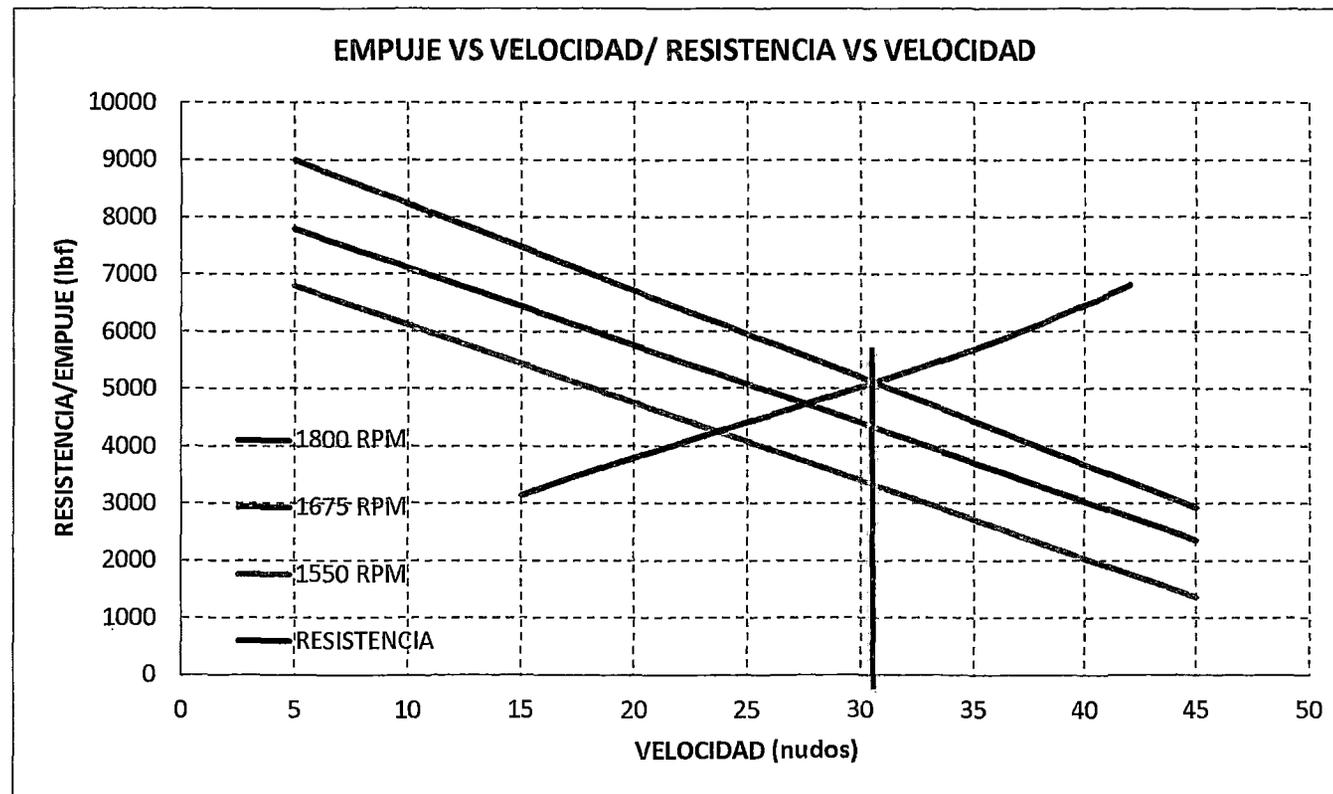
Curva J2 2x410 empuje Vs velocidad para 1675 rpm.

Curva J3 2x410 empuje Vs velocidad para 1550 rpm.

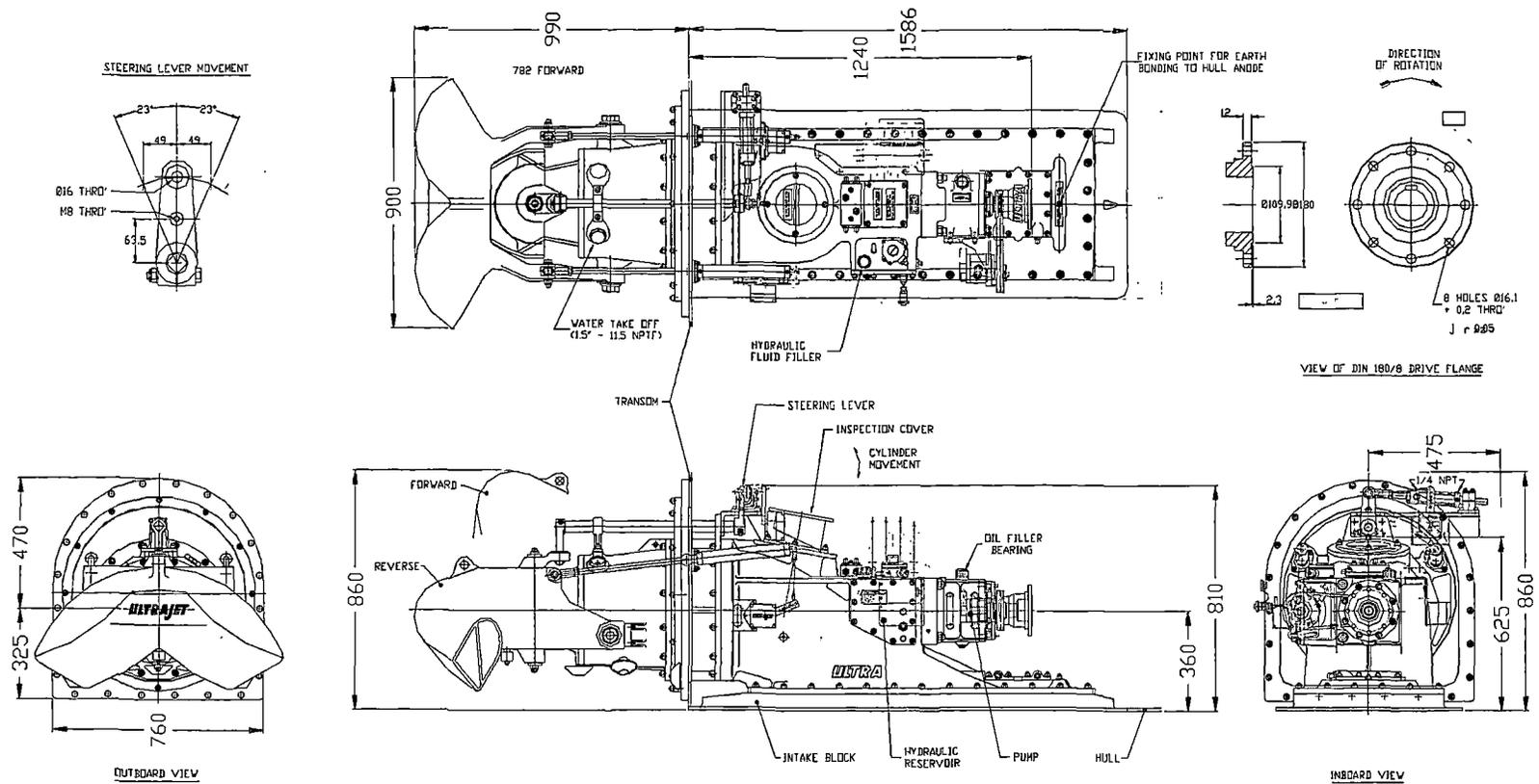
R1 y R2 resistencia al avance

Una vez seleccionado el modelo se hace intersectar la curva de empuje en función de la velocidad y la curva de resistencia en función de la velocidad, la intersección de las dos curvas es la velocidad a la que la unidad navegará.

Para este caso se calcula una velocidad de 30.1 nudos.

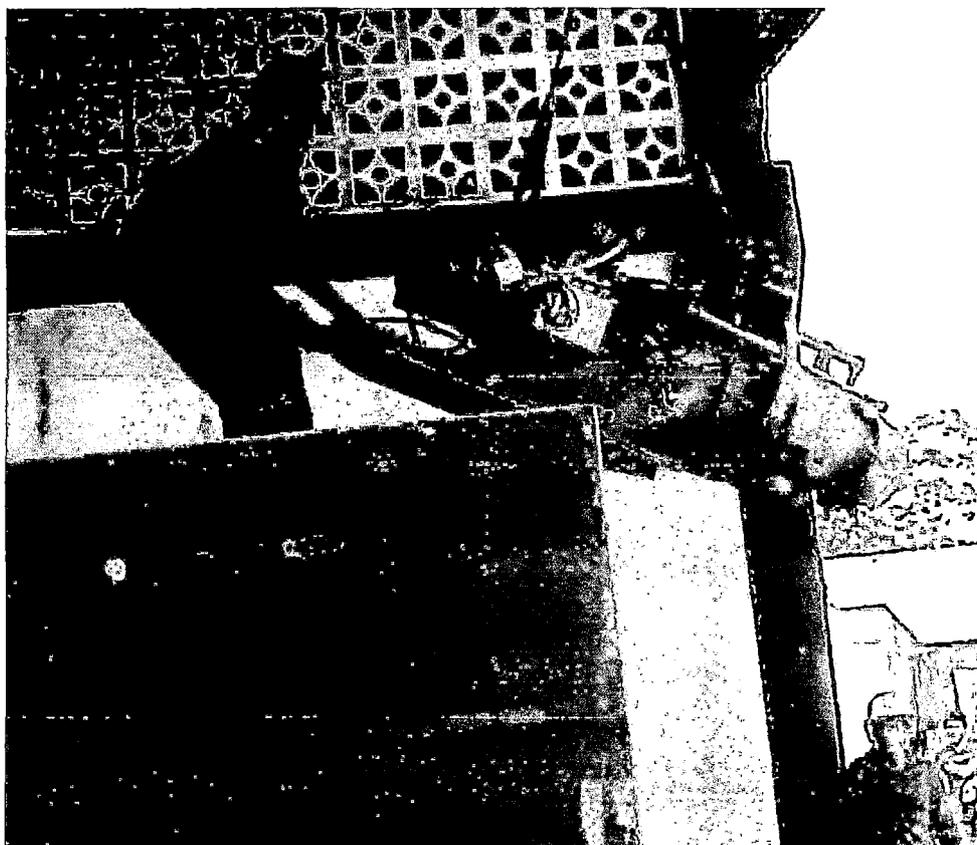


6.2.6. Dimensiones de La Unidad UJ 410 Ultrajet

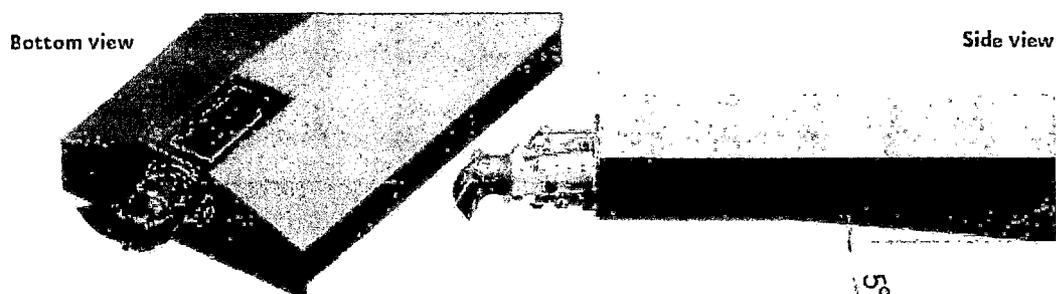


6.2.7. Consideraciones sobre la instalación de unidades waterjet.

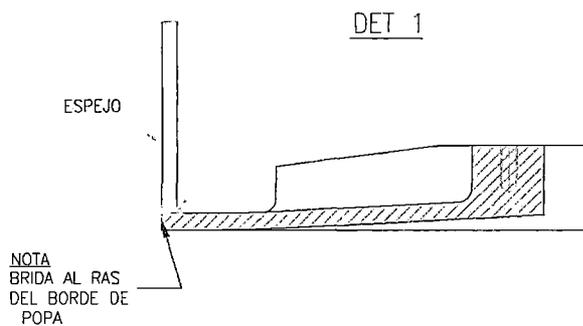
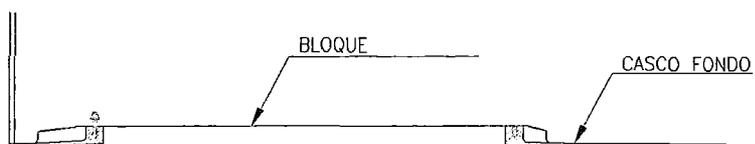
Las unidades waterjet se montan generalmente en el fondo del casco utilizando ya sea un bloque de admisión se fabrica una abertura durante el proceso de construcción del casco. Todas cargas de empuje de propulsión se transfieren al fondo del casco y no a través del espejo de popa. La unidad de chorros se instala desde el interior del casco con el deflector inversa eliminada como se muestra en la siguiente figura.



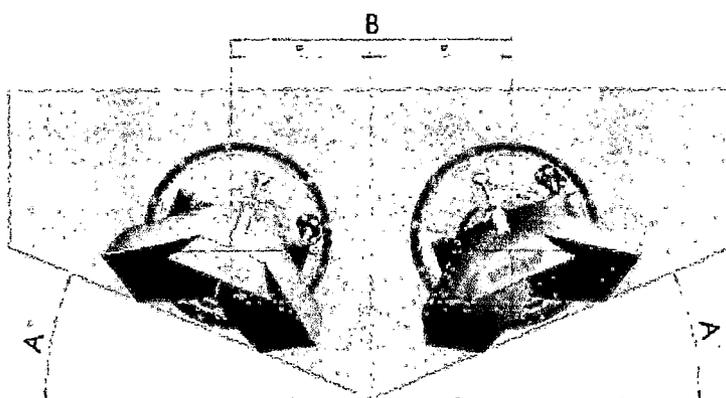
Al instalar un chorro en la línea central de un barco (configuración simple o triple chorro), se debe tener en cuenta una transición suave con un máximo de 5 grados desde la línea de quilla hasta la cara delantera de la brida de entrada.



Esto asegurará el flujo laminar en la bomba ingesta. Al instalar los jets de la línea central de crujía (doble, triple o cuádruple de configuración), el bloque de la debe ser montado al ras de la astilla muerta cascos.



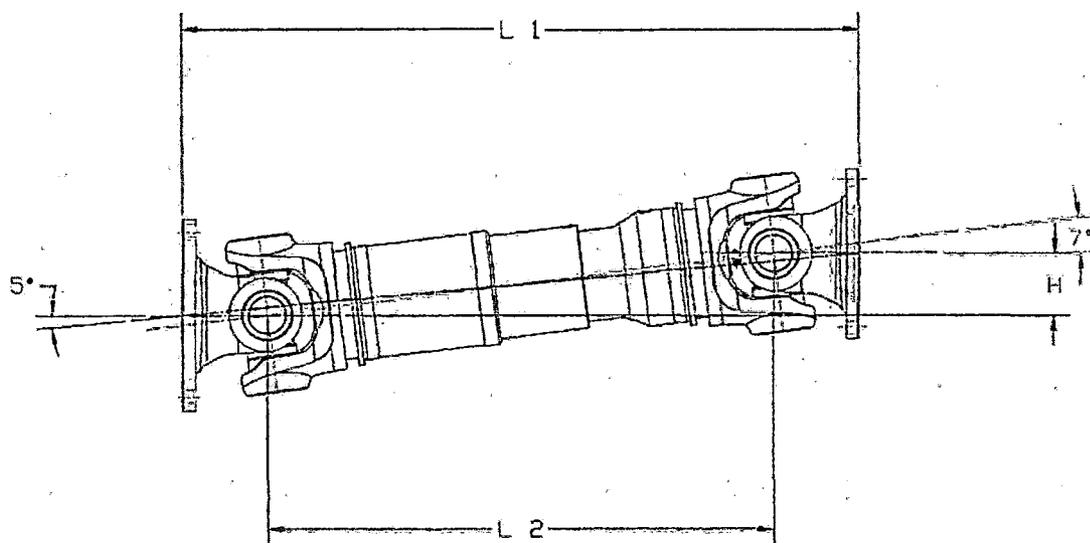
En el siguiente grafico se muestra la separación entre unidades waterjet de acuerdo al ángulo de astilla muerta.

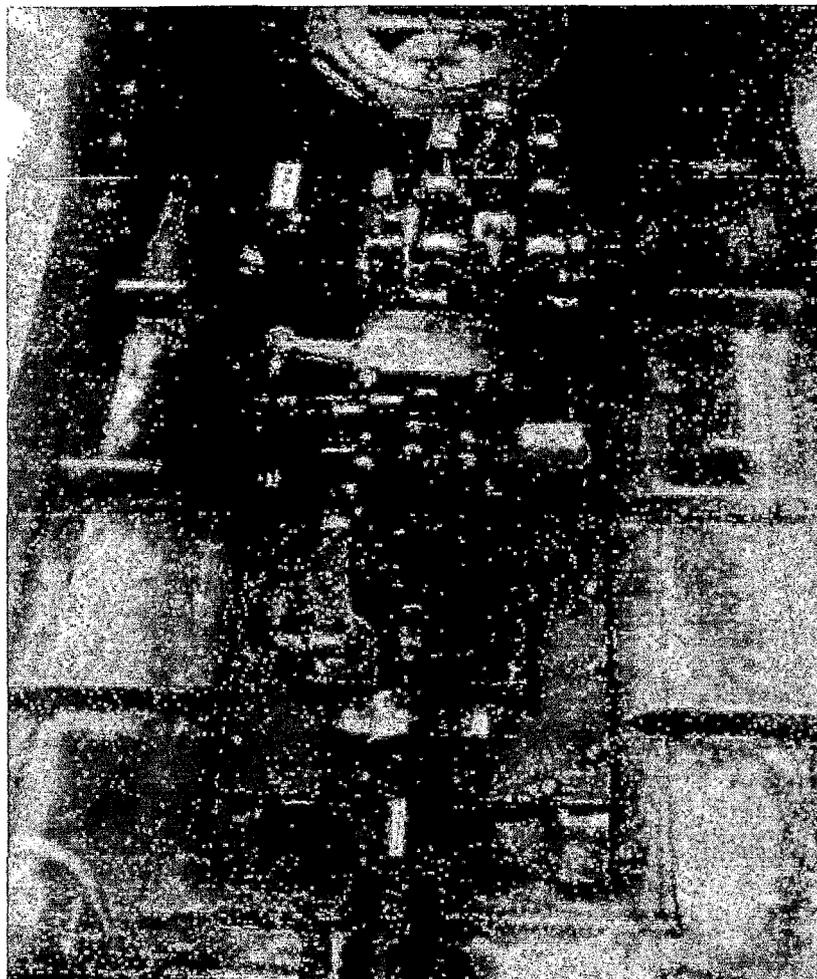


JET MODEL	DEADRISE ANGLE A (DEGREES)						MINIMUM DISTANCE B (mm)
	5	10	15	20	25	30	
25I	640	660	670	670	670	670	
25IHT	780	800	820	830	830	830	
305	780	800	820	830	830	830	
305HT	790	810	830	840	850	850	
340	780	800	810	820	830	830	
340HT	900	920	940	940	940	940	
377	900	920	940	940	940	940	
410	990	1010	1050	1070	1080	1080	
452	1200	1235	1260	1280	1285	1285	
525	1270	1310	1340	1360	1380	1400	
575	1420	1470	1510	1540	1550	1560	

Para Ejes y acoplamientos de accionamiento los ángulos formados en la proa y popa de las bridas del cargan deben ser iguales para evitar vibraciones de torsión, ruido y el fallo prematuro del eje .

Los ángulos que se muestran a continuación son permitidos pero se recomienda la aprobación del fabricante.





6.3. SISTEMAS BÁSICOS DEL BUQUE

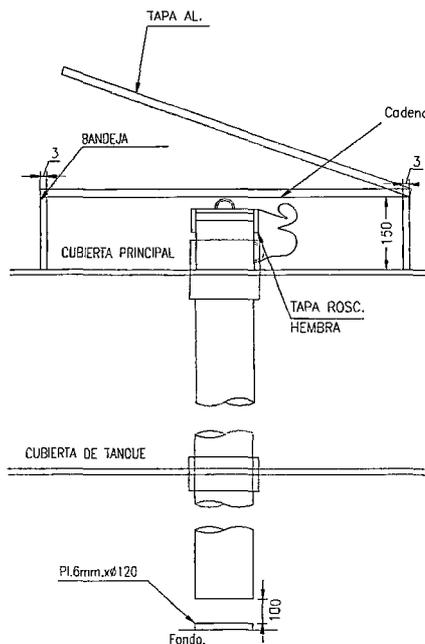
6.3.1. Sistema de venteo y alimentación de Combustible

Para los tubos de venteo de los tanques de combustible, las normas del ABS indican que el diámetro mínimo debe ser de 1.5 veces el área transversal de llenado, para evitar que se incrementen las presiones dentro del tanque, por tanto, tomamos un diámetro de 2" para el llenado. Cuya área transversal es de 23.57 cm².

$$A_{\text{venteo}} = 1.5 \times (23.57) = 35.355 \text{ cm}^2$$

Se utiliza un tubo de diámetro próximo o superior 3" cuya área transversal es de 53.84 cm²

La siguiente figura muestra el detalle típico de tubería de llenado de combustible. Se recomienda hacer llegar el tubo de llenado hasta 100 mm del fondo del tanque y colocar una sobre plancha para evitar el desgaste de la plancha de fondo



Las tuberías de alimentación que van desde los tanques hacia los motores principales, está dado por el nivel de consumo de los motores, en el presente proyecto los motores son de 454 HP de potencia indicada cada uno, siendo su consumo de 82.2 L/H. El consumo es equivalente a 0.082 m³/hora, ahora para determinar el diámetro de la cañería, necesariamente debemos de conocer la velocidad recomendada del combustible, en referencia a este, se tiene la siguiente tabla:

	Temperatura	Densidad	Velocidad Recomendada
Petróleo	38°C	870 Kg./m ³	1.38 m/s
Agua	0-100°C	1000 Kg./m ³	3-6 m/s
Aceite	25-300°C	920 Kg./m ³	2.4-7.6 m/s

Entonces, para determinar el diámetro, usamos la siguiente fórmula:

$$D = 2x \sqrt{\frac{Q}{\pi x V}}$$

Dónde:

D: diámetro de la tubería [m.]

Q: caudal [m³/s.]

V: velocidad del fluido [m/s.]

Reemplazando los valores se tiene,

$$D = 2x \sqrt{\frac{2.27x10^{-5}}{\pi x 1.38}} = 0.00458 \text{ m}$$

Al buscar esta dimensión en catálogos, encontramos que el más próximo es de 1/2", por tanto, tomaremos este valor por ser comercial.

La distribución de las tuberías, estará acorde a las comodidades de espacio que presente y dependerá de los criterios del diseñador.

Para mayores detalles, ver Plano Sistema de combustible.

6.3.2. Sistema Contra incendios.

Extintores portátiles.

Todos los botes a motor o deslizador bajo el alcance de la norma “Reglas de seguridad para naves y embarcaciones dedicadas a la navegación interior” estarán dotados de extintores portátiles para combatir fuego tipo A,B,C esta regla es aplicable de acuerdo a la siguiente tabla.

Embarcaciones dedicadas al transporte de pasajeros y carga o solo pasajeros:

	Hasta 12 m de eslora	+12 m hasta 16m de eslora	Más de 16 metros de eslora
PQS 6 KILOS	1	1	2
CO2 4 KILOS	-	1	1

6.3.3. Sistema de CO2 fijo.

El cálculo que sigue a continuación se ha realizado siguiendo las recomendaciones de la ABS para la navegación fluvial

La cantidad de CO2 en kilos se determinara con la siguiente formula.

$$w = \frac{V}{K}$$

Dónde:

V volumen de sala de máquinas.

K factor dependiente del volumen total del compartimento.

De acuerdo a la disposición de sala de máquinas el volumen bruto es 28.5 m³

K tiene un valor de 1.2481 para volúmenes entre 128 y 1.42 m³ según lo indicado en las recomendaciones de la ABS.

Por lo tanto la cantidad de CO₂ será:

$$w = \frac{28.5}{1.2481} = 22.83 \text{ kg}$$

Las botellas estándar fabricadas en USA son de 75 libras=34 kilos se necesitaría una botella de 75 libras para la sala de máquinas.

Las recomendaciones de la A.B.S. para la instalación de CO₂ cumplirán lo siguiente:

- Las botellas serán instaladas quedando independientes de la sala de máquinas.
- El sistema tendrá un dispositivo de retardo de 20 segundos que acciona durante este tiempo una alarma audible en sala de máquinas, antes que se descargue el gas.
- El accionamiento del sistema de descarga es manual, en una estación fuera de la sala de maquinas
- El sistema acciona la desconexión automática de la bomba sumergible y los ventiladores.
- La tuberías y boquillas de sala de máquinas para el CO₂ serán del tamaño y tipo recomendados por el fabricante del sistema, para permitir que el 85% del gas sea descargado en la sala de máquinas en 2 minutos.

6.3.4. Sistema de achique

Para botes a motor y embarcaciones dedicados al transporte de pasajeros y carga estarán dotados de medios de achique que abarque los compartimentos estancos permitiendo bombear un caudal de agua y agotar cualquier compartimento estanco que no sea un tanque destinado permanentemente a contener combustible líquido ni agua.

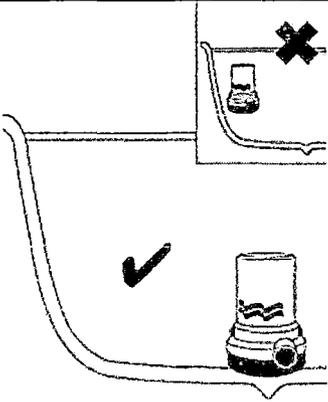
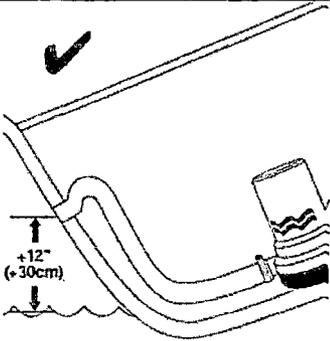
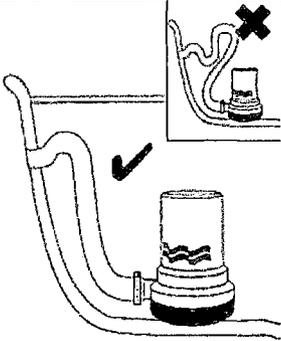
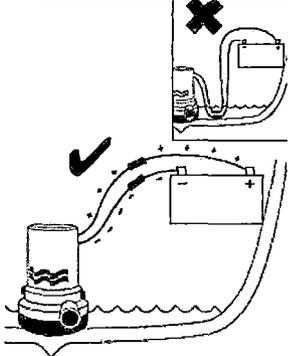
Las embarcaciones dedicadas al transporte de pasajeros y carga que cuente con una eslora superior a los 16 metros deberán de contar con una motobomba portátil con mangas de succión debidamente acoplada y en un lugar de fácil acceso para la tripulación.

La regla de seguridad para naves y embarcaciones dedicadas a la navegación interior recomienda que al menos la velocidad de bombeo de agua debe estar en el orden de los 2m/s.

Se selecciona una bomba sumergible en 24v con una capacidad de 5800 l/h el cual tiene una salida de descarga de 29 mm el cual el flujo es de 2.44 m/s.

Se instalará dos bombas sumergibles uno en sala de máquinas y el otro en la sala de pasajeros.

Consideraciones sobre la instalación.

	
<p>Se debe de colocar la boba sumergible sobre la zona más baja</p>	<p>Distancia máxima de descarga.</p>
	
<p>Se deberá de evitar el exceso de curvas en el trayecto de la manguera de descarga</p>	<p>Sistema eléctrico</p>

6.3.5. Sistema Eléctrico

Para poder seleccionar de manera correcta los equipos de nuestra planta generadora debemos hacer un balance de cargas, solo así podremos saber de manera segura la demanda de energía de dichas cargas.

Primero se hizo una lista de todas las cargas instaladas, cada una con su respectiva potencia y factor de eficiencia. Luego se procedió a separar las cargas en dos líneas de alimentación, una de 220V y otra de 24V DC, como se puede apreciar en las siguientes tablas.

Descripción de las cagas en 220 V

Nº	Descripción	potencia (watts)	Cant.	carga (kw)	n	Potencia. de red kw
1	Faro Pirata	250	1	0.25	1.00	0.25
2	Tomacorrientes bajo cubierta	50	12	0.60	1.00	0.60
3	Tomacorrientes puente de mando	75	4	0.30	1.00	0.30
4	Convertidor estático-cargador de baterías	250	1	0.25	0.90	0.28
5	Equipos electrónicos	250	2	0.50	1.00	0.50
6	Aire acondicionado	3,000	1	3.00	0.90	3.33
7	Extractor de sala de maquinas	500	2	1.00	0.85	1.18
8	Extractor de baño	34	1	0.03	0.90	0.04
9	Reserva varios	1,500	1	1.50	0.90	1.67
S =				7.43 Kw	S =	8.15 Kw

Descripción de las cargas en 24 V

Nº	Descripción	Pot.	Cant	CARGA Kw	Factor De Eficiencia	Pot. De red kw
1	luz de tope blanco	60	1	0.06	1.00	0.06
2	luz de situación rojo	60	1	0.06	1.00	0.06
3	luz de situación verde	60	1	0.06	1.00	0.06
4	radio teléfono VHF	20	1	0.02	1.00	0.02
5	intercomunicador	60	12	0.72	1.00	0.72
6	radio teléfono UHF	20	4	0.08	1.00	0.08
7	Radar	42	1	0.04	0.90	0.05
8	posicionador satelital	3	2	0.01	1.00	0.01
9	ecosonda	30	1	0.03	0.90	0.03
		S =		1.08 Kw	S =	1.09 Kw

Se procede a completar, para cada forma de operación, la potencia de red de cada carga con ayuda de su factor de utilización y eficiencia. Con las potencias de red de todas las cargas se puede estimar la demanda máxima de cada forma de operación. Dejamos un margen del 15% de reserva por capacidad de demanda máxima. Con esto se puede calcular la capacidad de generación por máxima demanda, la cual difiere en cada forma de operación.

$$P_{nom\ de\ red} = \frac{Pot\ Nom\ (kw)}{n_{electrica}}$$

$$P_{red} = (Fdp) \times P_{nom\ red}$$

$$Max.\ demanda = \sum_{i=1}^n P_{red\ i} = P_{red1} + P_{red2} \dots \dots \dots P_{redn}$$

$$CG_{max} = \frac{\text{max. demanda}}{0.85}$$

Para hacer la elección del generador se calcula también la potencia de arranque necesaria para poner en funcionamiento la carga más representativa de la siguiente forma:

$$C.G.\text{arranque} = \text{Max. demanda} - P_{red} + P_{arranque}$$

Dónde:

C.G.arranque = Capacidad del generador por potencia de arranque máxima

Máx. Demanda = Máxima demanda según la forma de operación.

Pred = Potencia de red de la carga

Parranque = Potencia de arranque máxima

Para considerar la potencia de arranque máxima se debe considerar el tipo de arranque.

Los diferentes tipos de arranque son:

Arranque Directo:

Pred \leq 7 % de Capacidad del generador

Entonces: Parranque = 3.5 Pnominal de red

Arranque de Tensión Reducida:

Pred > 7 % de Capacidad estimada del generador

Entonces: Parranque = 2.5 Pnominal de red

A continuación mostramos los resultados en la tabla.

Ítem	Descripción	CARGA Kw	Factor De Eficiencia	Potencia de red kw	Factor Simultaneidad	FORMA DE OPERACIÓN			
						NAVEGANDO DÍA		NAVEGANDO NOCHE	
						FU	Kw.	FU	Kw.
1	Faro Pirata	0.25	1.00	0.25	1.00	0.00	0.00	0.25	0.06
2	Tomacorrientes bajo cubierta	0.60	1.00	0.60	0.50	0.25	0.08	0.25	0.08
3	Tomacorrientes puente de mando	0.30	1.00	0.30	0.50	0.75	0.11	0.25	0.04
4	Convertidor estatico-cargador de baterias	0.25	0.90	0.28	1.00	1.00	0.28	1.00	0.28
5	Equipos electronicos	0.50	1.00	0.50	0.00	1.00	0.00	0.25	0.00
6	Aire acondicionado	3.00	0.90	3.33	0.50	1.00	1.67	0.50	0.83
7	Extractor de sala de maquinas	1.00	0.85	1.18	0.75	1.00	0.89	1.00	0.89
8	Extractor de baño	0.03	0.90	0.04	1.00	1.00	0.04	1.00	0.04
9	Reserva varios	1.50	0.90	1.67	1.00	1.00	1.67	1.00	1.67
□ =		7.43 Kw	□ =	8.15 Kw	□ =	4.74 Kw	□ =	3.89 Kw	

Se selecciona un grupo electrógeno de 5 Kw.

POT.INST GGEE c/u =	5.00 Kw
CARGA INSTALADA =	8.15 Kw
CARGA EN LA RED =	4.29 Kw
DEMANDA MÁXIMA =	4.29 Kw
% SOBRE POTENCIA PRIME DEL G.E.=	85.80%
% SOBRE POTENCIA EMERGENCIA DEL G.E.=	78.00%
% NAVEG_NOCHE SOBRE POT PRIME DEL GE=	73.80%

6.3.6. Selección de conductores.

Para seleccionar la sección del conductor, debemos realizar los siguientes pasos:

Por capacidad de corriente:

Para esta elección se utiliza el valor de la corriente nominal de los generadores y la dividimos entre el factor de reserva 0.85

Utilizaremos cable naval tripolar y bipolar marca INDECO de gran flexibilidad, la capacidad de estos cables está destinada para ambientes a 45 °C en este caso no se utilizaría factor de corrección por temperatura.

ESPECIFICACIONES CABLE NAVAL BIPOLAR

CALIBRE	CONDUCTOR		ESPEORES		DIÁMETRO	PESO	RESISTENCIA	CAPACIDAD DE CORRIENTE (*)	
	CABLE	Nº HILOS	DIAM. HILO	AISLAMIENTO				CUBIERTA	PVC-60°
Nº x mm²		mm	mm	mm	mm	(Kg/Km)	Ohm/Km	(A)	(A)
2 x 1,5	30	0.25	0.8	1.1	10.5	146	13.3	10	14
2 x 2,5	50	0.25	0.8	1.2	11.6	188	7.98	14	20
2 x 4	56	0.30	1.0	1.2	13.5	263	4.95	19	27
2 x 6	84	0.30	1.0	1.3	15.7	358	3.3	25	35
2 x 10	84	0.40	1.0	1.4	18.3	522	1.91	34	48
2 x 16	126	0.40	1.0	1.5	20.6	695	1.21	46	65
2 x 25	196	0.40	1.2	1.7	24.7	1024	0.78	60	85
2 x 35	280	0.40	1.2	1.8	27.8	1351	0.554	74	106
2 x 50	399	0.40	1.4	2.0	33.0	1905	0.386	89	128
2 x 70	361	0.50	1.4	2.1	37.2	2521	0.272	115	162
2 x 95	475	0.50	1.6	2.3	42.0	3256	0.206	140	196
2 x 120	608	0.50	1.6	2.5	46.6	4070	0.161	162	230
2 x 150	760	0.50	1.8	2.6	51.4	5006	0.129	187	264
2 x 185	925	0.50	2.0	2.8	56.8	6104	0.106	213	298
2 x 240	1221	0.50	2.2	3.1	64.3	7905	0.0801	247	353
2 x 300	1525	0.50	2.4	3.4	71.5	9919	0.0641	285	404

(*) - TEMPERATURA AMBIENTE: 45°C

ESPECIFICACIONES CABLE NAVAL TRIPOLAR

CALIBRE	CONDUCTOR		ESPEORES		DIAMETRO	PESO	RESISTENCIA	CAPACIDAD DE CORRIENTE (*)	
	CABLE	N° HILOS	DIAM. NILO	AISLAMIENTO				CUBIERTA	PVC-60°
N° x mm ²		mm	mm	mm	mm	Kg/Km	Ohm/Km	(A)	(A)
3 x 1,5	30	0,25	0,8	1,2	11,2	173	13,3	8	12
3 x 2,5	50	0,25	0,8	1,2	12,2	221	7,98	12	17
3 x 4	56	0,30	1,0	1,3	14,5	321	4,95	15	22
3 x 6	84	0,30	1,0	1,4	16,8	438	3,3	20	29
3 x 10	84	0,40	1,0	1,5	19,6	650	1,91	28	40
3 x 16	126	0,40	1,0	1,6	22,1	874	1,21	38	53
3 x 25	196	0,40	1,2	1,7	26,3	1283	0,78	50	70
3 x 35	280	0,40	1,2	1,8	29,6	1711	0,534	61	88
3 x 50	399	0,40	1,4	2,0	35,1	2413	0,386	74	105
3 x 70	361	0,50	1,4	2,2	39,8	3239	0,272	95	133
3 x 95	475	0,50	1,6	2,4	45,4	4235	0,206	115	161
3 x 120	608	0,50	1,6	2,6	49,9	5255	0,161	133	189
3 x 150	760	0,50	1,8	2,8	55,7	6354	0,129	154	217
3 x 185	925	0,50	2,0	3,0	61,1	7923	0,106	175	245
3 x 240	1221	0,50	2,2	3,3	69,0	10277	0,0801	203	291
3 x 300	1525	0,50	2,4	3,6	76,8	12769	0,0641	234	333

(*) - TEMPERATURA AMBIENTE: 45°C

De la tabla anterior se selecciona los conductores.

Ítem	Descripción	Potencia kW	Voltaje	Fase	In	In/0.85	conductor
1	Faro Pirata	0.25	220	3Ø	0.82	0.97	3x1.5 mm ²
2	Tomacorrientes bajo cubierta	0.6	220	1Ø	2.73	3.21	2x1.5 mm ²
3	Tomacorrientes puente de mando	0.3	220	1Ø	1.36	1.60	2x1.5 mm ²
4	Convertidor estático-cargador de baterías	0.28	220	3Ø	0.92	1.08	3x1.5 mm ²
5	Equipos electrónicos	0.5	220	1Ø	2.27	2.67	2x1.5 mm ²
6	Aire acondicionado	3.33	220	1Ø	10.94	12.87	2x2.5mm ²
7	Extractor de sala de maquinas	1.18	220	3Ø	3.88	4.56	3x1.5 mm ²
8	Extractor del baño	0.04	220	1Ø	0.13	0.15	2x1.5 mm ²
9	Reserva varios	1.67	220	1Ø	5.48	6.45	2x1.5 mm ²

Caída de Voltaje:

Para la elección del conductor también se debe considerar la caída de voltaje que existe entre el generador y el equipo. La caída de tensión no debe sobrepasar el porcentaje fijado por las clasificadoras (5% de Vn). Se asume una longitud de cable de 20 m. ya que se estima que ninguna longitud de cable llegara a esa medida.

$$\Delta V = \frac{0.0309 \times L(m) \times I_n \times \cos \phi}{s(mm^2)}$$

En la siguiente tabla se indica la caída de voltaje de los diferentes equipos.

Ítem	Descripción	Fase	In	In/0.85	conductor	%	
1	Faro Pirata	3Ø	0.82	0.97	3x1.5 mm	0.11%	
2	Tomacorrientes bajo cubierta	1Ø	2.73	3.21	2x1.5 mm	0.57%	
3	Tomacorrientes puente de mando	1Ø	1.36	1.60	2x1.5 mm	0.28%	
4	Convertidor estático-cargador de baterías	3Ø	0.92	1.08	3x1.5 mm	0.13%	
5	Equipos electrónicos	1Ø	2.27	2.67	2x1.5 mm	0.47%	
6	Aire acondicionado	1Ø	10.9	4	12.87	2x2.5mm	1.36%
7	Extractor de sala de maquinas	3Ø	3.88	4.56	3x1.5 mm	0.54%	
8	Extractor del baño	1Ø	0.13	0.15	2x1.5 mm	0.03%	
9	Reserva varios	1Ø	5.48	6.45	2x1.5 mm	1.14%	

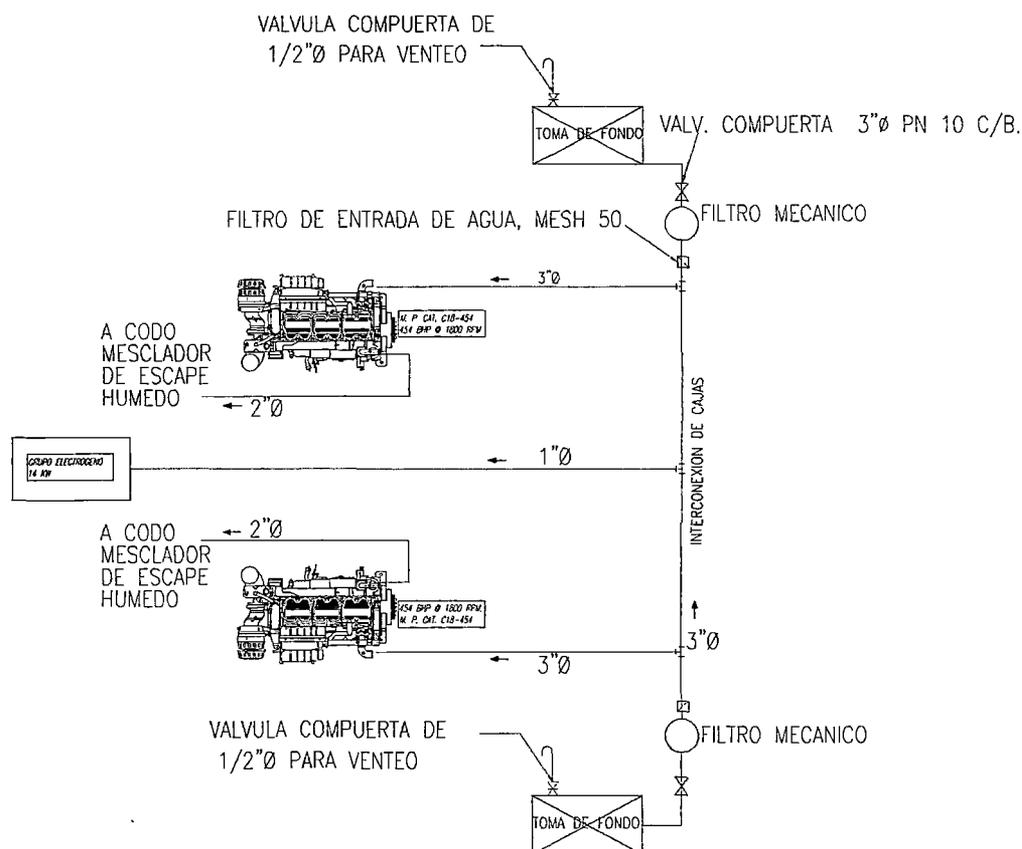
6.3.7. Sistema de Enfriamiento de las maquinas principales.

El sistema de enfriamiento del motor principal será mediante un circuito abierto, por tal motivo cuando se realiza el pedido del motor debe ser con la característica de que debe ser enfriado mediante circuito abierto.

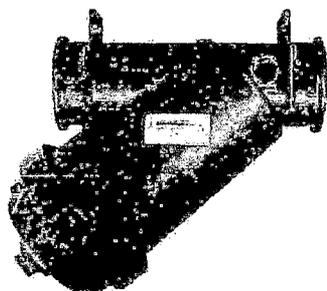
El sistema contara con dos tomas de fondos ubicados en cada banda. De 300x540x690mm. Las tomas de fondo estarán interconectados mediante un tubo de aluminio de 3" de diámetro.

Para evitar la corrosión del motor el agua deberá tener un PH de 6.5 a 8 y no contener más de 110 ppm de cloruros. El total de solidos disueltos debe ser inferior a 500 ppm .por tal motivo se recomienda un filtro mecánico y después un filtro con una malla ASA 50 como mínimo.

Luego el circuito continúa ingresando al motor y refrigerándolo. Posteriormente el agua sale del motor y se conecta al codo mesclador del escape húmedo.



Para la protección de las maquinas principales, los fabricantes recomiendan que para este tipo de sistema de refrigeración a circuito abierto, se utilice un filtro mecánico para partículas como arena, barro, etc. con una densidad de la malla como mínimo de 50. Como se muestra en la siguiente figura.



[Enlarge Image](#)

Banjo 3" Poly "Y" Strainer With 50 Mesh Screen

Item #	TPLSM300-50
Manufacturer	Banjo
Shipping Weight	8 lbs.
Description	3" Line Strainer With 50 Mesh Screen

6.3.8. Sistema de ventilación de sala de maquinas

El flujo requerido de aire de ventilación está en el rango de 0.1-0.2 m³/min (4 – 8 cfm) por caballo de potencia instalada.

La ventilación de salida de aire de los motores debe ser el 110 al 120% de ventilación de entrada.

Para aire de combustión un motor diésel necesita aproximadamente 0.1 m³/min/kW (2.5 pies cúbicos/min/hp)

Las aberturas deberán tener unas medidas que mantengan la velocidad del aire por debajo de 610 m/min (2000 pies/min).

Se cuenta con una potencia total de 2x454HP =908 HP=677.09 kW

	m ³ /min	CFM
Aire de combustión	97.709	2.5x677.09=2270
Aire de ventilación	<90.8-181.6>	<3632-7264>

Aire necesario $2270+7264 = 4994$ CFM, esto equivale a instalar 2 extractores y 2 ventiladores de 2497 CFM redondeando 2500 CFM cada uno. Estos equipos serán de tipo axial por ser compactos y fáciles de instalar.

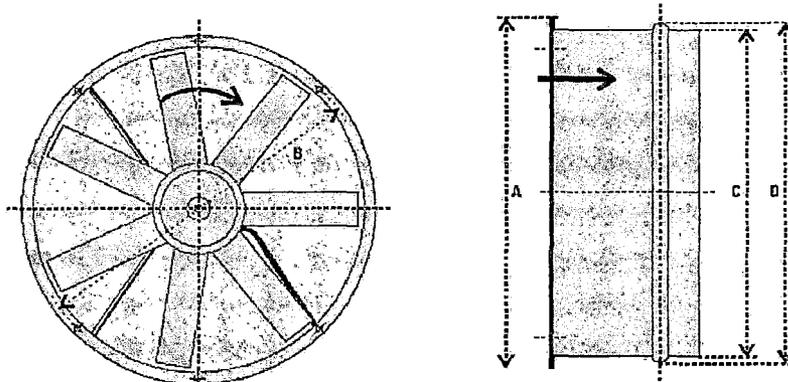
Para completar las características se debe hacer una estimación de la presión estática que deben desarrollar. Esto depende de la velocidad de flujo que determinara la resistencia que ofrecerán los diversos componentes del sistema como son los ductos, y accesorios de entrada y salida. La velocidad recomendada es del orden de 2000 pies/min y con este dato podemos identificar el tamaño del ventilador axial a usarse.

Para el extractor no es necesario un ducto, pues se le instala en el techo del compartimento (cubierta de sala de máquinas) y allí realiza la remoción del aire caliente que en forma natural se acumula en la parte alta.

DATOS TÉCNICOS							
Tipo	Diámetro	Caudal	Potencia	Intensidad	Nivel Ruido	Peso	
	mm.	m ³ /s	kW	(A)	(dB) (A)	Kg.	
Con motor monofásico, 110 V., 4 polos, 1800 RPM							
110V							
2CC2 254-5YC3	250	0.38	0.050	0.8	62	5.0	
2CC2 314-5YC3	316	0.70	0.088	1.5	62	6.0	
22CC2 354-5YC3	350	1.01	0.110	1.9	68	7.0	
2CC2 404-5YC3	400	1.45	0.220	3.2	74	8.0	
2CC2 504-5YA3	500	2.93	0.700	8.3	78	23.5	
Con motor trifásico, 220/440 V., 4 polos, 1800 RPM							
220V 440V							
2CC2 404-5YP6	400	1.45	0.20	1.14	0.57	74	7.0
2CC2 504-5YB6	500	2.93	0.66	3.00	1.50	78	21.5
2CC2 634-5YB6	630	5.33	1.60	6.40	3.20	87	30.5
2CC1 714-5YB6*	710	8.37	3.58	14.00	7.00	91	46.0
Con motor trifásico, 220/440 V., 6 polos, 1200 RPM							
2CC2 506-5YB6	500	1.91	0.19	1.22	0.61	68	18.5
2CC2 636-5YB6	630	3.55	0.51	3.10	1.55	76	25.0
2CC2 716-5YB6	710	5.27	1.20	6.70	3.35	80	32.5

*Con aspa de aluminio.

DIMENSIONES GENERALES							
Monofásicos							
Tipo	A	B	C	D	E	F	d
2CC2 254-5YC3	360	340	252	262	145	215	10.5
2CC2 314-5YC3	430	410	318	328	145	238	10.5
2CC2 354-5YC3	465	445	356	366	145	236	10.5
2CC2 404-5YC3	515	490	402	412	145	234	10.5
2CC2 404-5YB6	515	490	402	412	145	205	10.5



Se realizara un ducto de entrada de 400x400mm de área de sección 1.7213 pies³ calculando la velocidad promedio $3072.38/1.7213 = 1784.65$ pies/min que está dentro de la velocidad recomendada.

Cuando la embarcación este navegando a 30 nudos 15.43 m/s el flujo que ingresa por el ducto de 400x400mm es de 2.46 m³/s = 5191.26 CFM.

Por lo tanto cuando la embarcación este navegando no se utilizara los ventiladores .solo se usara cuando este estacionario o en puerto y los motores principales esté funcionando.

6.3.9. Sistema de escape húmedo

Para el motor C18 se necesitará un escape de 8"Ø .El mezclador debe estar por lo menos 22" por encima del nivel de agua para evitar el ingreso de esta a los cilindros, entonces debe hacerse un "izador de escape", estos van aislados porque trabajan a

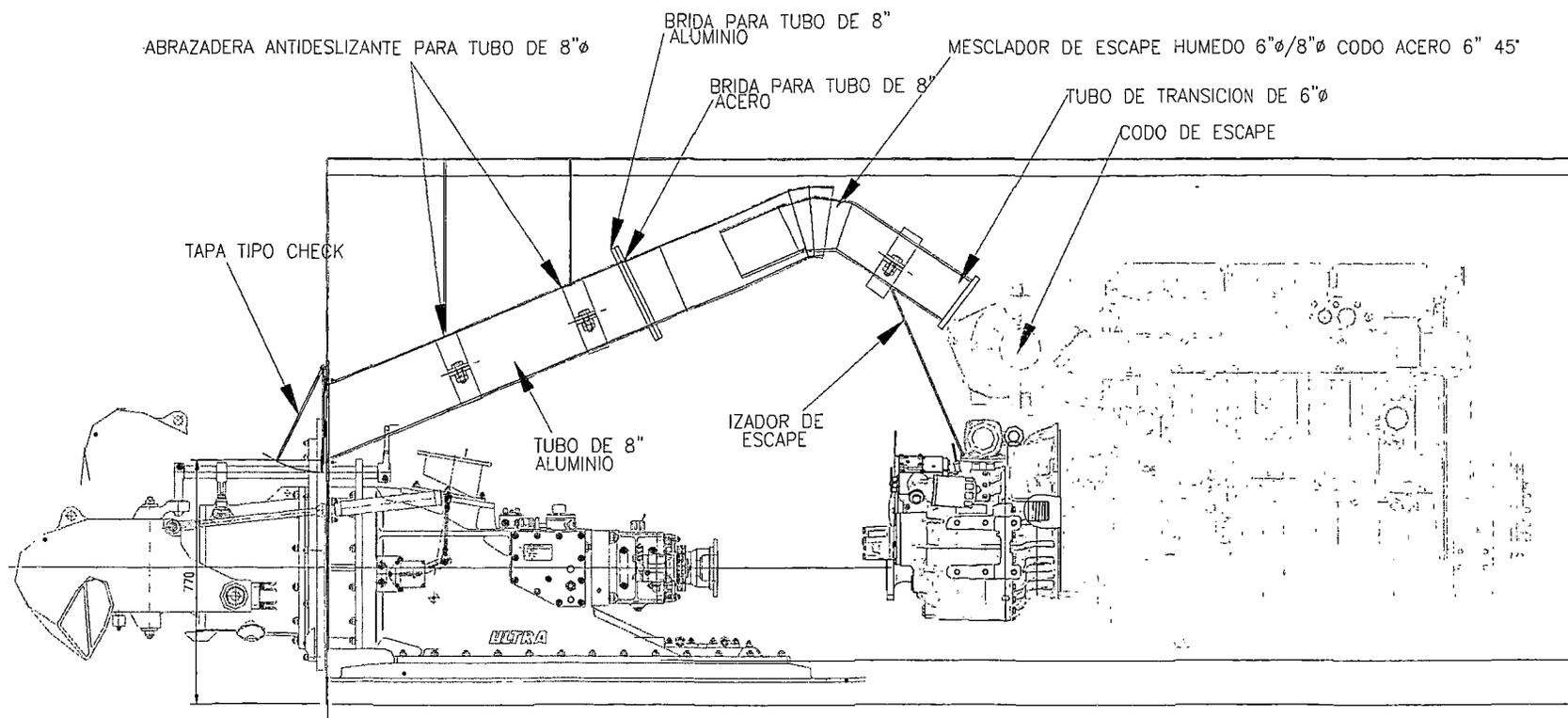
450°C, la línea de salida húmeda debe tener mínimo 5° de pendiente, entonces usas una bajada corta de 45° ó 60°.

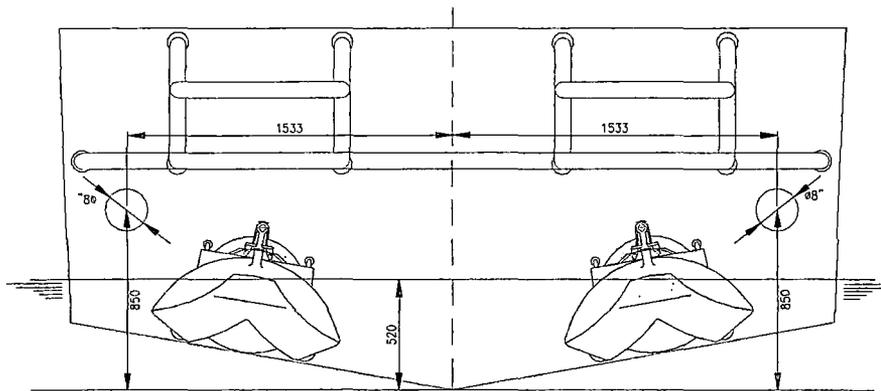
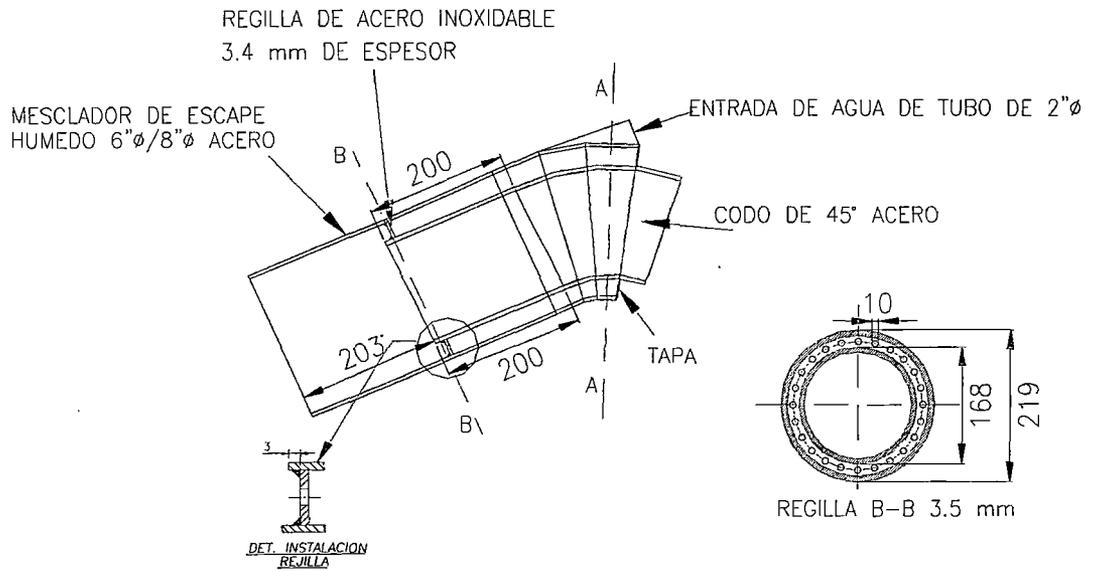
El "izador de escape" trabaja a 450°C el tubo de escape después del mezclador trabaja a menos de 90°C, por el agua inyectada de la bomba auxiliar, y puede ser de fibra de vidrio de 8"Ø lo más recto posible porque también lleva líquido que un codo produce restricción.

El escape húmedo requiere de bomba auxiliar, usualmente se usa en motores enfriados por intercambiador, por lo que requieres buenos coladores con malla ASA 20 cuando es intercambiador de tubos y malla ASA 50 cuando es intercambiador de placas, como en el anexo PROPIEADES DE MATERIALES.

Aspectos a evaluar:

- Escape húmedo requiere tubo corto y "frio" en bajada y no necesita silenciador.
- Escape húmedo requiere bomba auxiliar y colador que requiere limpieza continua.
- Escape húmedo conviene cuando usas intercambiador, en circuito cerrado requiere una bomba adicional.
- Se puede usar tubo de escape seco y bajo también, por atrás o por la banda, pero debes aislarlo porque trabaja a 400°C.





6.3.10. Sistema sanitario y agua dulce.

6.3.10.1. Sistema sanitario.

Para el sistema sanitario se ha previsto un sistema de procesamiento de aguas negras del tipo electroquímico a partir de agua salada. Para navegación en agua dulce se utilizara un tanque de sal.

Se escoge este modelo por su practicidad en la instalación y por su tamaño y peso reducidos.

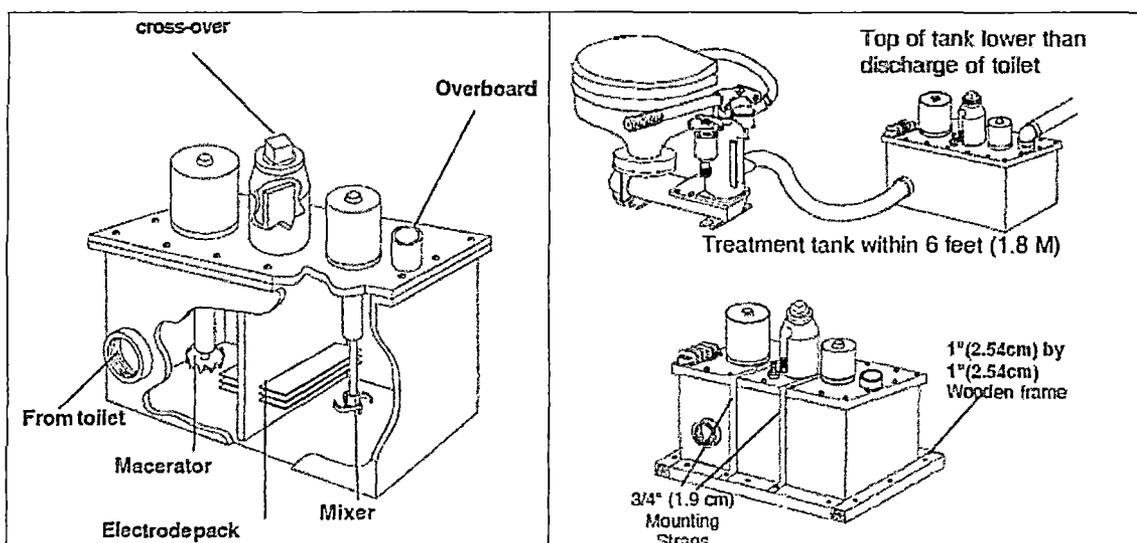
Funcionamiento

Cada vez que el inodoro se vacía una cantidad de desechos. Los primeros macerados se efectuarán en una cámara para reducir el tamaño de las partículas. En la segunda cámara de mezcla para asegurar un tratamiento uniforme de contenidos.

Cuando el depósito está lleno de agua salada el electrodo de placas, le aplica electricidad, generan bactericida en ambas cámaras.

La primera vez que se activa ambos motores se encienden y se ejecutan para la ciclo entero. Después, el usuario dispone de 35 segundos. Después de 35 segundos, el electrodo se activa para comenzar el proceso de tratamiento que tiene una duración de aproximadamente 2 minutos.

Detalles del equipo electroquímico ELECTRO-SCAN.



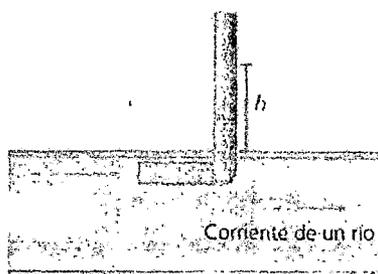
El equipo funcionara con una tensión de 12 V en lo siguiente las recomendaciones sobre la instalación eléctrica.

Recommended Wire and Fuse/Circuit Breaker Size

Units Voltage	Circuit Breaker/fuse size (amps)	Amp. draw @ nominal voltage	To Calculate Necessary Wire Gauge, See Note # 1, Above						
			10 feet	15 feet	20 feet	25 feet	30 feet	40 feet	50 feet
12 VDC	60	37	6 AWG	6 AWG	4 AWG	4 AWG	2 AWG	2 AWG	1 AWG
24 VDC	50	27	10 AWG	8 AWG	6 AWG	6 AWG	6 AWG	4 AWG	4 AWG
32 VDC	50	25	12 AWG	10 AWG	10 AWG	8 AWG	8 AWG	6 AWG	6 AWG

6.3.10.2. Sistema de agua dulce.

La unidad contara con un tanque de almacenamiento de agua dulce de 100 ltr de capacidad en la cubierta. Para el llenado del taque se utilizara un apéndice en el casco y el “principio del tubo de pitot y venturi” que consiste en: “que el fluido en movimiento dentro de un conducto disminuye su presión al aumentar la velocidad al pasar por una sección menor.”



$$v = \sqrt{2gh}$$

Se asume que aun velocidad > 18 nudos = 9.26 m/s .

Despejando la formula anterior. $v = \sqrt{2gh} \rightarrow h = \frac{v^2}{2g}$

Reemplazando en la formula anterior. $h = \frac{v^2}{2g} = \frac{9.26^2}{2 \times 9.81} = 4.37m$ esto quiere decir

que se podrá llenar el tanque en cubierta ya que esta se encuentra a una altura de 2.44 m.

6.4. CALCULO DE PESOS Y ANÁLISIS DE ESTABILIDAD

Una vez determinado las dimensiones principales de la embarcación, las dimensiones de las estructuras, los espesores de las planchas, las maquinarias a instalarse, los equipos, la capacidad de combustible, los sistemas eléctricos, los sistemas de achique, etc., procedemos a realizar una relación de todos los elementos con sus respectivas ubicaciones respecto a un sistema coordenado, para así poder determinar el peso total y su respectivo centro de gravedad, estos cálculos nos llevarán a determinar el costo de la embarcación y la condiciones de estabilidad en la situación en rosca.

6.4.1. Peso y centro de gravedad

DESCRIPCION	x	y	z	Area	Espesor	Peso(KG)	mta_x	mta_y	mta_z
PLANCHAS									
FONDO	8094.8	0.0	203.3	59.7	6.0	960.1	7.8	0.0	0.2
COSTADO	8805.3	0.0	1235.6	57.5	4.0	616.6	5.4	0.0	0.8
ESPEJO DE POPA	0.0	0.0	940.7	5.7	4.0	61.1	0.0	0.0	0.1
CUBIERTA DE SALA DE MAQUINAS	2500.2	0.0	1719.4	18.6	3.5	174.1	0.4	0.0	0.3
CUBIERTA DE SALA DE PASAJEROS	9223.7	0.0	2403.3	32.6	3.5	306.0	2.8	0.0	0.7
CUBIERTA PROA	15558.6	0.0	2165.7	3.1	3.5	28.6	0.4	0.0	0.1
CUBIERTA PROA (POPA RAMPA)	14079.7	0.0	2429.8	3.5	3.5	32.4	0.5	0.0	0.1
RAMPA PROA	17653.5	0.0	1712.2	1.2	3.0	24.1	0.4	0.0	0.0
ESCOTILLA PROA	16507.6	0.0	1627.0	1.5	2.5	10.3	0.2	0.0	0.0
PUENTE DE MANDO	12654.8	0.0	3330.9	18.3	2.5	122.4	1.5	0.0	0.4
MAMPARO SALA DE MAQUINA	5000.0	0.0	1233.0	7.7	3.5	72.4	0.4	0.0	0.1
MAMPARO 13	8000.0	0.0	1290.0	7.2	3.5	67.1	0.5	0.0	0.1
MAMPARO 19	14790.0	0.0	1335.0	6.4	3.5	60.4	0.9	0.0	0.1
MAMPARO LONG	16290.0	0.0	1572.9	7.5	3.5	70.3	1.1	0.0	0.1
TANQUE DE COMBUSTIBLE.	6502.0	0.0	732.0	13.8	3.5	129.7	0.8	0.0	0.1
ENJARETADO DE PISO(PASAJEROS)	10892.0	0.0	422.0	28.5	3.0	229.0	2.5	0.0	0.1
MAMPARO DE BAÑO	8899.0	0.0	1400.0	5.9	3.5	55.0	0.5	0.0	0.1
REF DE MAMP DE BAÑO	8899.0	0.0	1400.0	1.2	3.0	9.7	0.1	0.0	0.0

REFUERZO DE CODILLO	9000.0	0.0	300.0	5.9	6.0	95.3	0.9	0.0	0.0
FORRADO SALA DE PASAJEROS(CUBIERTA)	11325.0	0.0	2452.0	32.6	0.8	65.6	0.7	0.0	0.2
FORRADO SALA DE PASAJEROS(COSTADO)	1132.0	0.0	1226.0	31.9	0.8	64.1	0.1		0.1
REFUERZOS	X	Y	Z	AREA	Espesor	Peso(KG)	mto_x	mto_y	mto_z
QUILLA									
ALA	8560.0	0.0	250.0	2.6	6.0	41.8	0.4	0.0	0.0
ALMA	8560.0	0.0	125.0	4.0	12.7	137.1	1.2	0.0	0.0
LONGITUDINALES DE FONDO 1	9897.0	0.0	104.0	2.0	4.0	61.5	0.6	0.0	0.0
VAGRA	9897.0	0.0	288.0	5.9	6.0	276.8	2.7	0.0	0.1
LONGITUDINALES DE FONDO 2	9897.0	0.0	222.0	2.0	4.0	61.5	0.6	0.0	0.0
LONGITUDINALES DE FONDO 3	9897.0	0.0	284.0	2.0	4.0	61.5	0.6	0.0	0.0
LONGITUDINALES DE COSTADO 1	9897.0	0.0	984.0	2.0	4.0	61.5	0.6	0.0	0.1
LONGITUDINALES DE COSTADO 2	9897.0	0.0	1367.0	2.0	4.0	61.5	0.6	0.0	0.1
LONGITUDINALES DE COSTADO 3	9897.0	0.0	1746.0	2.0	4.0	61.5	0.6	0.0	0.1
LONGITUDINALES DE CUBIERTA 1	9897.0	0.0	2411.0	2.0	4.0	61.5	0.6	0.0	0.1
LONGITUDINALES DE CUBIERTA 2	9897.0	0.0	2400.0	2.0	4.0	61.5	0.6	0.0	0.1
LONGITUDINALES DE CUBIERTA 3	9897.0	0.0	2391.0	2.0	4.0	61.5	0.6	0.0	0.1
BULARCAMA									
BULARCAMA 11	5875.0	0.0	1300.0	2.3	4.0	25.0	0.1	0.0	0.0
BULARCAMA 12	7125.0	0.0	1300.0	2.3	4.0	25.0	0.2	0.0	0.0
BULARCAMA 14	8892.0	0.0	1300.0	2.3	4.0	25.0	0.2	0.0	0.0
BULARCAMA 15	10142.0	0.0	1300.0	2.3	4.0	25.0	0.3	0.0	0.0

BULARCAMA 16	11392.0	0.0	1300.0	2.3	4.0	25.0	0.3	0.0	0.0
BULARCAMA 17	12642.0	0.0	1300.0	2.3	4.0	25.0	0.3	0.0	0.0
BULARCAMA 18	13892.0	0.0	1300.0	2.3	4.0	25.0	0.3	0.0	0.0
ESLORA	10962.0	0.0	2388.0	1.3	4.0	14.1	0.2	0.0	0.0
ESLORA	6063.0	0.0	2381.0	0.7	4.0	7.8	0.0	0.0	0.0
ESLORA SALA DE MAQUINAS	2500.0	0.0	1719.0	0.9	4.0	9.2	0.0	0.0	0.0
ESLORA ESCOTILLAS	2700.0	0.0	1719.0	1.4	4.0	15.4	0.0	0.0	0.0
CUADERNA 1	500.0		940.0	1.1	4.0	11.9	0.0	0.0	0.0
CUADERNA 2	1000.0	0.0	940.0	1.1	4.0	11.9	0.0	0.0	0.0
CUADERNA 3	1500.0	0.0	940.0	1.1	4.0	11.9	0.0	0.0	0.0
CUADERNA 4	2000.0	0.0	940.0	1.1	4.0	11.9	0.0	0.0	0.0
CUADERNA 5	2500.0	0.0	940.0	1.1	4.0	11.9	0.0	0.0	0.0
CUADERNA 6	3000.0	0.0	940.0	1.1	4.0	11.9	0.0	0.0	0.0
CUADERNA 7	3500.0	0.0	940.0	1.1	4.0	11.9	0.0	0.0	0.0
CUADERNA 8	4000.0	0.0	940.0	1.1	4.0	11.9	0.0	0.0	0.0
CUADERNA 9	4500.0	0.0	940.0	1.1	4.0	11.9	0.1	0.0	0.0
CARLINGA1	3013.0	0.0	406.0	4.9	10.0	131.3	0.4	0.0	0.1
CARLINGA 2	3013.0	0.0	455.0	3.5	10.0	92.9	0.3	0.0	0.0
PLATABANDA 1	3013.0	0.0	647.0	1.2	12.7	41.4	0.1	0.0	0.0
PLATABANDA 2	3013.0	0.0	647.0	1.2	12.7	41.4	0.1	0.0	0.0
REFUERZO DE CARLINGA1	3013.0	0.0	647.0	1.7	8.0	35.5	0.1	0.0	0.0
REFUERZO DE CARLINGA2	3013.0	0.0	647.0	26.6	8.0	570.5	1.7	0.0	0.4
REFUERZO DE CARLINGA 3	3013.0	0.0	647.0	1.2	8.0	25.6	0.1	0.0	0.0

CUADERNA 20	15290.0	0.0	1380.0	0.8	4.0	8.5	0.1	0.0	0.0
CUADERNA 21	15790.0	0.0	1479.0	0.7	4.0	7.4	0.1	0.0	0.0
CUADERNA 22	16290.0	0.0	1627.0	0.6	4.0	6.2	0.1	0.0	0.0
CUADERNA 23	16790.0	0.0	1703.0	0.4	4.0	4.8	0.1	0.0	0.0
CUADERNA 24	17290.0	0.0	1856.0	0.1	4.0	1.1	0.0	0.0	0.0
REFUERZOS DE ENJARETADO	10892.0	0.0	422.0	28.5	4.0	114.5	1.2	0.0	0.0
ESPEJO	0.0	0.0	1223.0	1.5	4.0	16.4	0.0	0.0	0.0
MAMPARO SALA DE MAQUINAS	5000.0	0.0	1233.0	2.2	4.0	23.6	0.1	0.0	0.0
MAMPARO 13	8000.0	0.0	1290.0	2.2	4.0	23.6	0.2	0.0	0.0
MAMPARO 19	14790.0	0.0	1335.0	2.2	4.0	23.6	0.3	0.0	0.0
MASTIL	1017.0	0.0	3814.0			100.0	0.1	0.0	0.4
BATERIAS	2000.0	0.0	300.0			160.0	0.3	0.0	0.0
DEFENSA	-500.0	0.0	1300.0			22.4	0.0	0.0	0.0
CACHIMBA DE VENTILACION POPA	243.0	0.0	1889.0	3.1	4.0	32.8	0.0	0.0	0.1
CACHIMBA DE VENTILACION PROA	4750.0	0.0	1700.0	7.1	4.0	76.5	0.4	0.0	0.1
VERDUGUETE	9200.0	0.0	1364.0			347.7	3.2	0.0	0.5
TUBO DE ACERO ESCAPE HUMEDO1	1588.0	0.0	1523.0			86.0	0.1	0.0	0.1
TUBO DE ACERO ESCAPE HUMEDO2	1341.0	0.0	1467.0			51.6	0.1	0.0	0.1
TUBO DE ALUMINIO ESCAPE HUMEDO	621.0	0.0	1200.0			54.2	0.0	0.0	0.1
BRIDA DE ALUMINIO	788.0	0.0	0.0			88.0	0.1	0.0	0.0
ESCALERA EN POPA	5400.0	0.0	1080.0	1.1	9.0	26.4	0.1	0.0	0.0
						KG	X	Y	Z
TOTAL PESO Y CENTRO DE GRAVEDAD (CASCO)						6806	7.3	0.0	1.0

ACCESORIOS, COMBUSTIBLE Y EQUIPOS

<i>DESCRIPCION</i>	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	<i>Peso(KG)</i>	<i>mto_x</i>	<i>mto_y</i>	<i>mto_z</i>
MOTOR	2765.0	0.0	920.0	1905.0			
CARDAN	1800.0	0.0	300.0	100.0	0.2	0.0	0.0
WC	8454.0	1400.0	650.0	10.0	0.1	0.0	0.0
LAVATORIO	8454.0	1400.0	1650.0	5.0	0.0	0.0	0.0
CAJA DE CAMBIO	2000.0		600.0	400.0	0.8		0.2
GRUPO AUXILIAR 5 kw	4625.0	0.0	0.8	200.0	0.9	0.0	0.0
WATERJET	300.0	0.0	525.0	1120.0	0.3	0.0	0.6
COMBUSTIBLE	6536.0	0.0	631.0	2550.0	16.7	0.0	1.6
PERSONAS	11902.0	0.0	903.0	1500.0	17.9	0.0	1.4
SILLAS	11902.0	0.0	903.0	900.0	10.7	0.0	0.8
ACCESORIOS DE SEGURIDAD	11902.0	0.0	1300.0	200.0	2.4	0.0	0.3
COMPRESOR DE AIRE ACONDICIONADO(PUENTE)	11137.0	0.0	1991.0	20.0	0.2	0.0	0.0
COMPRESOR DE AIRE ACONDICIONADO(POPA)	4577.0	0.0	2859.0	50.0	0.2	0.0	0.1
TANQUE DE AGUA 100 LITROS	11137.0	0.0	1991.0	100.0	1.1	0.0	0.2
PURIFICADOR	4550.0	0.0	650.0	20.0	0.1	0.0	0.0
TABLERO ELECTRICO PRINCIPAL	5200.0	0.0	905.0	45.0	0.2	0.0	0.0
TABLERO DE DISTRIBUCION	13500.0	0.0	2700.0	20.0	0.3	0.0	0.1
SISTEMA DE CO2	5100.0	0.0	1000.0	90.0	0.5	0.0	0.1
BATERIAS	1800.0	0.0	500.0	384.0	0.7	0.0	0.2
VENTILADOR DE SALA DE MAQUINAS	4500.0	0.0	1700.0	40.0	0.2	0.0	0.1
EXTRACTOR DE SALA DE MAQUINAS	700.0	0.0	1700.0	40.0	0.0	0.0	0.1

Se calcula el momento total de los dos cuadros anteriores y luego el desplazamiento total de la embarcación así como el centro de gravedad de la nave.

Resultados en el siguiente cuadro.

PESO (kg)	C.G. X (m)	C.G. Y (m)	C.G. Z (m)
16505	6.3	0	1.3

6.4.2. Estabilidad intacta.

El estudio de estabilidad estará basado en las normas establecidas por la OMI para buques de toda clase. Los requerimientos mínimos que debe cumplir todo tipo de buques se establecen en la sección 3.15.3.

Los estudios estarán basados en las siguientes condiciones:

- En rosca
- Con el 100% de la dotación y 100% de consumibles
- Con el 100% de la dotación y 50% de consumibles
- Con el 100% de la dotación y 10% de consumibles

Los criterios de estabilidad que se aplicarán serán:

Parte A. 2.2 Criterios relativos a las propiedades de la curva de brazos adrizantes.

2.2.1 El área bajo la curva de brazos adrizantes (curva de brazos GZ) no será inferior a 0.055 metros-radianes hasta un ángulo de escora $\Theta = 30^\circ$ ni inferior a 0.09 metros-radianes hasta $\Theta = 40^\circ$, o hasta el ángulo de inundación descendente Θ_f si este es inferior a 40° . Además, el área bajo la curva de brazos adrizantes entre los ángulos de escora de 30° y 40° , o entre 30° y Θ_f si este ángulo es inferior a 40° , no será inferior a 0.03 metros-radianes.

2.2.2 El brazo adrizantes (GZ) será como mínimo de 0.2 m a un ángulo de escora igual o superior a 30° .

2.2.3 Se analiza por medio del Capítulo 4 de las “Notas explicativas del Código internacional de Estabilidad sin Avería, 2008”.

2.2.4 La altura metacentrica inicial G_{M0} no sera inferior a 0.15 m.

Parte A. 2.3 Criterio de viento y balance intensos (criterio meteorológico)

El ángulo de escora provocado por un viento constante (ϕ_0) no deberá ser superior a 16° o al 80 % del ángulo de inmersión del borde de la cubierta, si este ángulo es menor.

Parte A. 3.1 Buques de pasaje

.1 El ángulo de escora producido por la aglomeración de pasajeros en una banda no excederá de 10°.

.2 El ángulo de escora debido a una maniobra de giro no excederá de 10° si se calcula utilizando la fórmula siguiente:

$$M_E = 0,200 \cdot \frac{v_0^2}{L_{wl}} \cdot \Delta \cdot \left(KG - \frac{d}{2} \right)$$

Dónde:

MR = momento escorante, en (kNm)

v₀ = velocidad de servicio, en (m/s)

L_{wl} = eslora en la flotación del buque, en (m)

Δ = desplazamiento, en (t)

d = calado medio, en (m)

KG = altura del centro de gravedad sobre la línea de base, en (m).

Notas explicativas del Código internacional de Estabilidad sin Avería, 2008.

En el caso de determinados buques, es posible que la prescripción incluida en el párrafo 2.2.3 de la parte A del Código no resulte viable. Dichos buques suelen ser de

manga ancha y poco calado, con un cociente $B/D = 2,5$. Para ellos, se pueden aplicar los criterios alternativos siguientes:

.1 El brazo adrizante máximo (GZ) debería darse a un ángulo de escora no inferior a 15° ; y

.2 El área bajo la curva de brazos adrizantes (curva de brazos GZ) no debería ser inferior a 0,070 metro-radián hasta un ángulo de 15° , si el brazo adrizante máximo (GZ) se da a un ángulo igual a 15° , o de 0,055 metro-radián hasta un ángulo de 30° si el brazo adrizante máximo (GZ) se da a un ángulo igual o superior a 30° . Cuando el brazo adrizante máximo (GZ) se dé a un ángulo comprendido entre 15° y 30° , el área correspondiente bajo la curva de brazos adrizantes debería ser igual a:

$0,055 + 0,001 (30^\circ - \phi \text{ max})$ metro-radián

6.4.2.1. Condición en rosca

Es el peso del buque tal como entrega el astillero; esto es, sin combustible, pertrechos, víveres ni tripulantes.

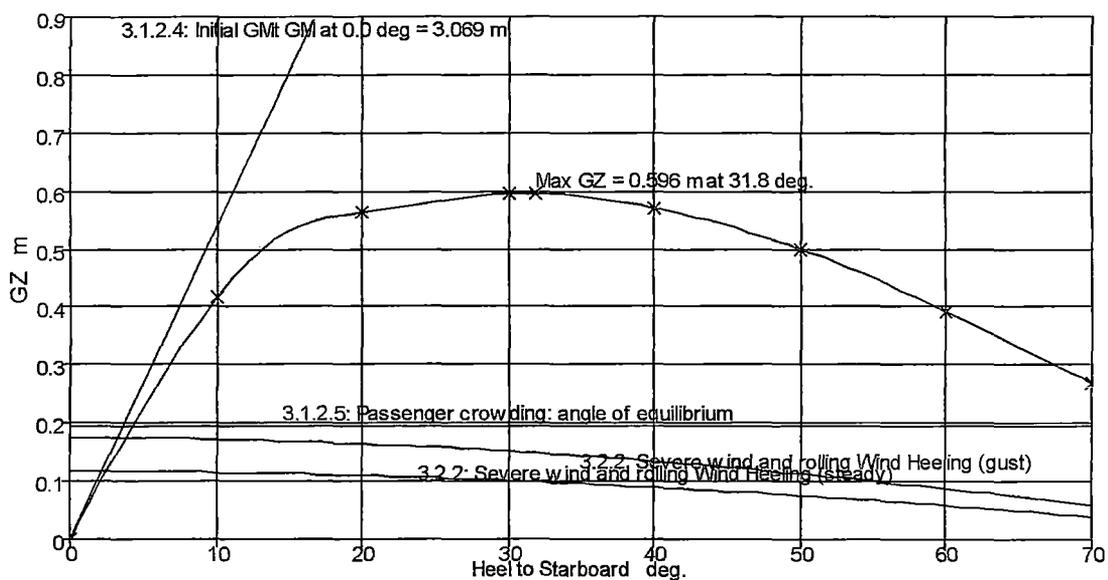
Despl. (tn)	C.G. X (m)	C.G. Y (m)	C.G. Z (m)
12.455	5.5	0	1.3



Condición de equilibrio

Desplazamiento (ton)	12.455
Calado a Proa (m)	0.13
Calado a Popa (m)	0.56
Calado medio	0.35

Eslora de Flotación m	15.43
Superficie Mojada (m ²)	58
Area de Plano de Agua (m ²)	52.79
Coef. Prismático	0.65
Coef. De Bloque	0.458
LCB desde popa (+vo proa) (m)	6.18
VCB desde LB (m)	0.157
LCF desde popa (+vo proa) (m)	7.31
Angulo de Trimado (+vo a popa) (deg)	0.93



Criterio IMO	Permitido	Actual	Estatus
Área 0 - 30	≥ 0.055 m-rad	0.2298	CUMPLE
Área 0 - 40	≥ 0.090 m-rad	0.3324	CUMPLE
Área 30 - 40	≥ 0.030 m-rad	0.1026	CUMPLE
Área 0 - GZ máx.	≥ 0.062 m-rad	0.5210	CUMPLE
GZ ($\phi=30$)	≥ 0.2 m	0.596	CUMPLE
Angulo de GZ máx.	$\geq 15^\circ$	28.1°	CUMPLE
GMo	≥ 0.15 m	3.096°	CUMPLE
Criterio de Viento	$\leq 16^\circ$	6.3°	CUMPLE
Angulo por Aglomeración de Pasajeros	$\leq 10^\circ$	4.1°	CUMPLE

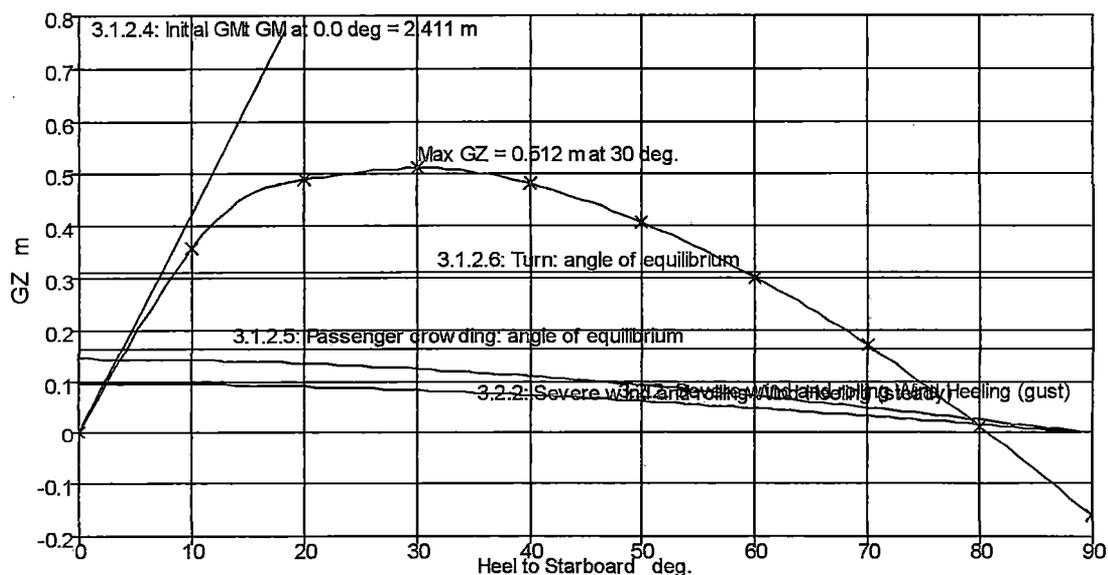
6.4.2.2. Con el 100% de la dotación y 100% de consumibles

Despl. (tn)	C.G. X (m)	C.G. Y (m)	C.G. Z (m)
16.505	6.3	0	1.31



Condición de equilibrio

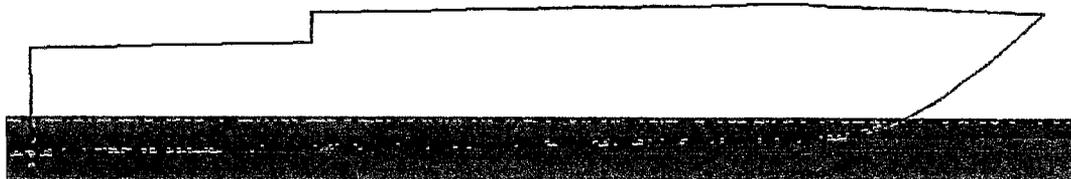
Desplazamiento (ton)	16.505
Calado a Proa (m)	0.28
Calado a Popa (m)	0.59
Calado medio	0.43
Eslora de Flotación m	15.52
Superficie Mojada (m ²)	60.1
Area de Plano de Agua (m ²)	53.25
Coef. Prismático	0.662
Coef. De Bloque	0.486
LCB desde popa (+vo proa) (m)	6.28
VCB desde LB (m)	0.179
LCF desde popa (+vo proa) (m)	7.37
Angulo de Trimado (+vo a popa) (deg)	1°



Criterio IMO	Permitido	Actual	Estatus
Área 0 - 30	≥ 0.055 m-rad	0.1985	CUMPLE
Área 0 - 40	≥ 0.090 m-rad	0.286	CUMPLE
Área 30 - 40	≥ 0.030 m-rad	0.0875	CUMPLE
Área 0 - GZ máx.	≥ 0.062 m-rad	0.512	CUMPLE
GZ ($\phi=30$)	≥ 0.2 m	0.596	CUMPLE
Angulo de GZ máx.	$\geq 15^\circ$	29.1°	CUMPLE
GMo	≥ 0.15 m	2.411°	CUMPLE
Criterio de Viento	$\leq 16^\circ$	2.4°	CUMPLE
Angulo por Aglomeración de Pasajeros	$\leq 10^\circ$	4.1°	CUMPLE

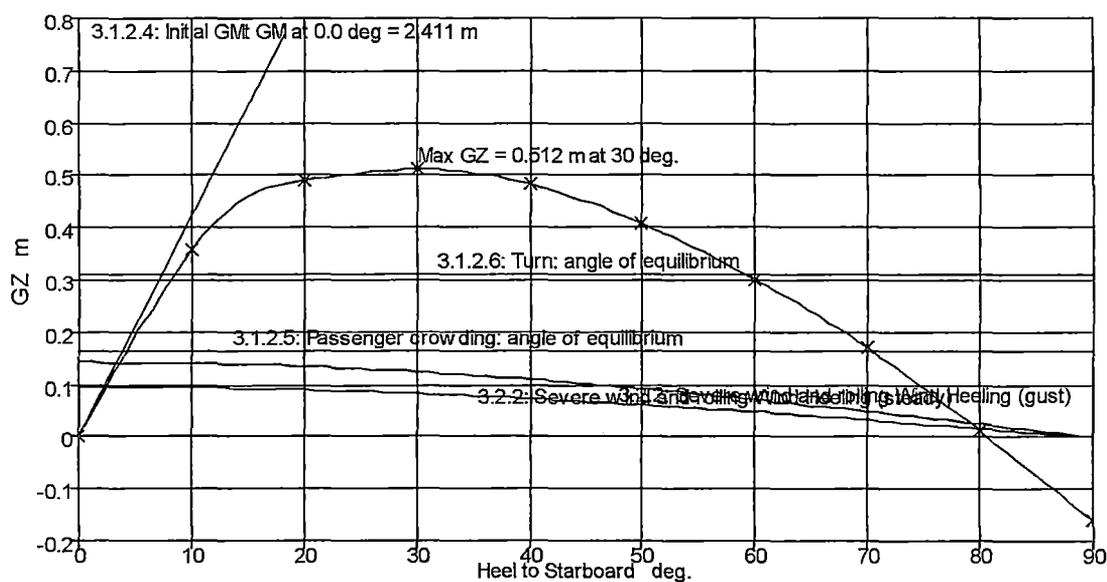
6.4.2.3. Con el 100% de la dotación y 50% de consumibles

Despl. (tn)	C.G. X (m)	C.G. Y (m)	C.G. Z (m)
15.23	6.2	0	1.3



Condición de equilibrio

Desplazamiento (ton)	15.23
Calado a Proa (m)	0.25
Calado a Popa (m)	0.57
Calado medio	0.41
Eslora de Flotación m	15.46
Superficie Mojada (m ²)	58.99
Area de Plano de Agua (m ²)	52.96
Coef. Prismático	0.647
Coef. De Bloque	0.468
LCB desde popa (+vo proa) (m)	6.182
VCB desde LB (m)	0.169
LCF desde popa (+vo proa) (m)	7.335
Angulo de Trimado (+vo a popa) (deg)	1.01



Criterio IMO	Permitido	Actual	Estatus
Área 0 - 30	≥ 0.055 m-rad	0.2075	CUMPLE
Área 0 - 40	≥ 0.090 m-rad	0.2978	CUMPLE
Área 30 - 40	≥ 0.030 m-rad	0.0904	CUMPLE
Área 0 - GZ máx.	≥ 0.062 m-rad	0.1906	CUMPLE
GZ ($\phi=30$)	≥ 0.2 m	0.53	CUMPLE
Angulo de GZ máx.	$\geq 15^\circ$	28.2°	CUMPLE
GMO	≥ 0.15 m	2.667°	CUMPLE

Criterio de Viento	$\leq 16^\circ$	3.7°	CUMPLE
Angulo por Aglomeración de Pasajeros	$\leq 10^\circ$	4.2°	CUMPLE

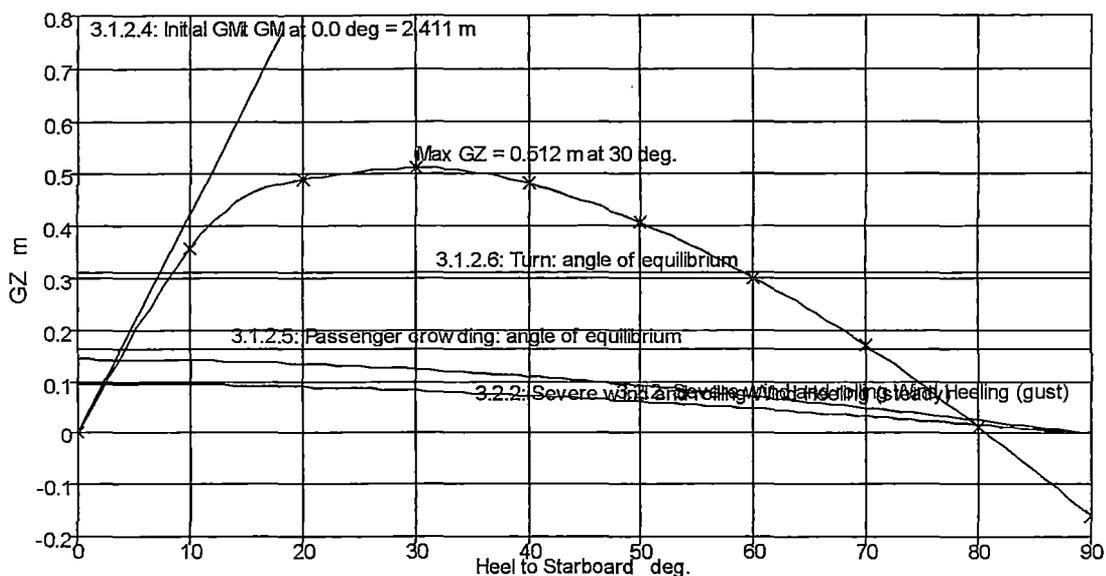
1.1.1.1. Con el 100% de la dotación y 10% de consumibles

Despl. (tn)	C.G. X (m)	C.G. Y (m)	C.G. Z (m)
14.21	6.2	0	1.2



Condición de equilibrio

Desplazamiento (ton)	14.21
Calado a Proa (m)	0.25
Calado a Popa (m)	0.54
Calado medio	0.39
Eslora de Flotación m	15.43
Superficie Mojada (m ²)	58.22
Area de Plano de Agua (m ²)	52.89
Coef. Prismático	0.649
Coef. De Bloque	0.461
LCB desde popa (+vo proa) (m)	6.185
VCB desde LB (m)	0.16
LCF desde popa (+vo proa) (m)	7.32
Angulo de Trimado (+vo a popa) (deg)	0.94



Criterio IMO	Permitido	Actual	Estatus
Área 0 - 30	≥ 0.055 m-rad	0.228	CUMPLE
Área 0 - 40	≥ 0.090 m-rad	0.3301	CUMPLE
Área 30 - 40	≥ 0.030 m-rad	0.1021	CUMPLE
Área 0 - GZ máx.	≥ 0.062 m-rad	0.2280	CUMPLE
GZ ($\phi=30$)	≥ 0.2 m	0.593	CUMPLE
Angulo de GZ máx.	$\geq 15^\circ$	30.9°	CUMPLE
GMO	≥ 0.15 m	3.004	CUMPLE
Criterio de Viento	$\leq 16^\circ$	3.7°	CUMPLE
Angulo por Aglomeración de Pasajeros	$\leq 10^\circ$	4.1°	CUMPLE

6.5. EQUIPOS Y DISPOSITIVOS DE EMERGENCIA Y NAVEGACION.

Toda nave o embarcación que navegue en aguas interiores en el ámbito fluvial estará equipado con instalaciones radioeléctricas.

Toda nave o embarcación que se encuentre navegando podrá:

- Transmitir alertas de socorro buque-costeras a través de dos medios separados e independientes por lo menos, utilizando cada uno de ellos un servicio de radiocomunicaciones diferente, cuando dichos servicios estén disponibles en las zonas de navegación.
- Recibir alertas de socorro costero-buque;
- Transmitir y recibir comunicaciones para la coordinación de las operaciones de búsqueda y salvamento, donde sea aplicable;
- Transmitir y recibir comunicaciones en el lugar del siniestro;
- Transmitir, cuando sea aplicable, recibir comunicaciones para fines de localización.

Luces de navegación.

Luces de navegación de encendido eléctrico o baterías, de acuerdo a lo dispuesto en el reglamento internacional para prevenir abordajes.



Buques de propulsión mecánica, eslora inferior a 50 metros.

Linterna estanca: Los botes a motor o deslizadores dedicados al transporte de pasajeros o carga obligatoriamente deberán de contar con DOS (02) linternas de mano a pilas con una potencia de iluminación suficiente para hacer señales hasta una distancia no menor a 50 metros.

Reflector: Los botes a motor o deslizadores de alta velocidad dedicados al transporte de pasajeros deberán de contar obligatoriamente con UN (01) reflector (faro pirata) eléctrico para efectos de la navegación con visibilidad restringida, cuya potencia de luminosidad permita una visibilidad no menor a 30 metros.

Elemento sonoro: Los botes a motor o deslizadores contarán con UN (01) elemento sonoro autónomo de al menos 100dB para señales en caso de niebla o mala visibilidad, para prevenir abordajes o colisiones.

Señales pirotécnicas de mano: Los botes a motor o deslizadores dedicados al transporte de pasajeros o carga deberán de contar en forma obligatoria con señales pirotécnicas. Pudiendo estas ser del tipo bengala de mano o del tipo cohete lanzabengalas con paracaídas, de acuerdo a las especificaciones del apéndice III del presente Reglamento, en un número no menor a SEIS (06).

Binoculares: Los botes a motor o deslizadores dedicados al transporte de pasajeros deberán de contar en forma obligatoria con binoculares con una medida mínima de 7 x 50.

6.6. EQUIPOS Y DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD Y SALVAMENTO

Chalecos salvavidas: Toda embarcación considerada en el presente artículo, deberá de contar con chalecos salvavidas para el 100% de la tripulación y pasajeros, que cumplan con las normas de homologación dispuesto por la Autoridad Marítima, señalado en el apéndice I de la presente norma. Así como con chalecos salvavidas para niños con una cantidad no menor al 10% del total de número de pasajeros, en caso existan bebés a bordo deberá de contar con chalecos salvavidas para bebés para el total de los mismos. Las embarcaciones de placer deberán de contar con el mismo equipamiento en caso a bordo se encuentren menores de edad.

Radiobaliza de emergencia: Contarán con una radiobaliza de localización de 406 MHZ, con su respectivo certificado, toda embarcación dedicada al transporte de pasajeros y de hidrocarburos cuya distancia de navegación sea superior a 50 millas desde el puerto de zarpe hasta el puerto de destino final.

Aros salvavidas: Las embarcaciones dedicadas al transporte de pasajeros con una eslora superior a los 16 metros deberán de contar por lo menos con DOS (02) aros salvavidas, con una línea o cuerda no menor a 30 metros de longitud, de buena calidad y con una resistencia mínima de 90 kilogramos. Esta norma es aplicable a todas las embarcaciones de placer, pesca artesanal o de transporte unifamiliar cuando a bordo el número de tripulantes y pasajeros sea mayor a 12.

Botiquín de emergencia: Llevarán un (01) botiquín de emergencia cuyo contenido se indica en el anexo 2 de las presentes normas de seguridad fluvial.

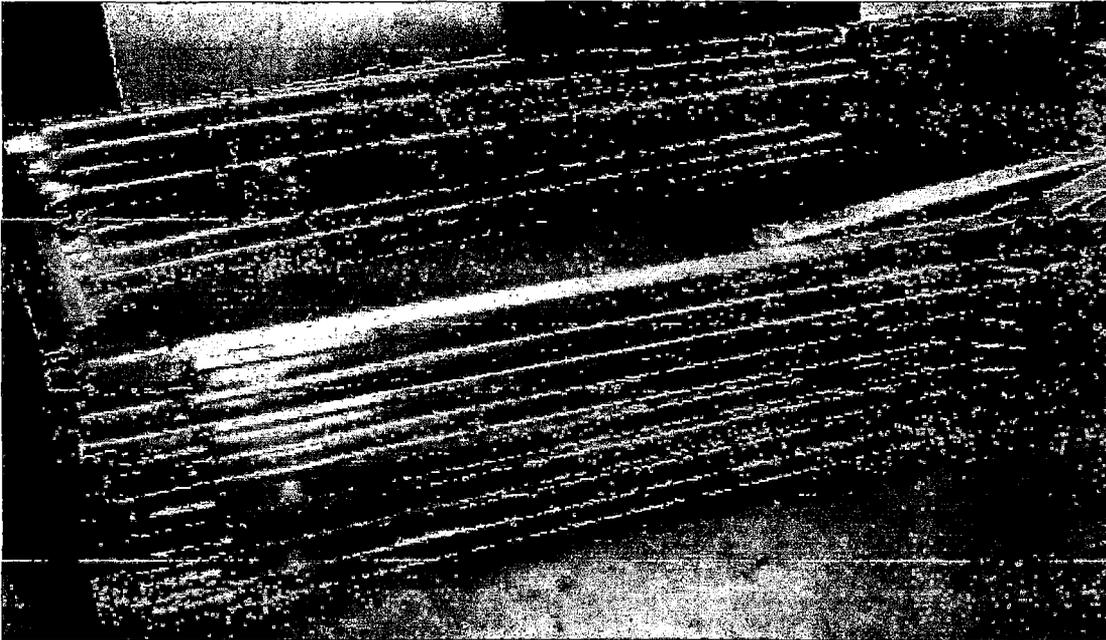
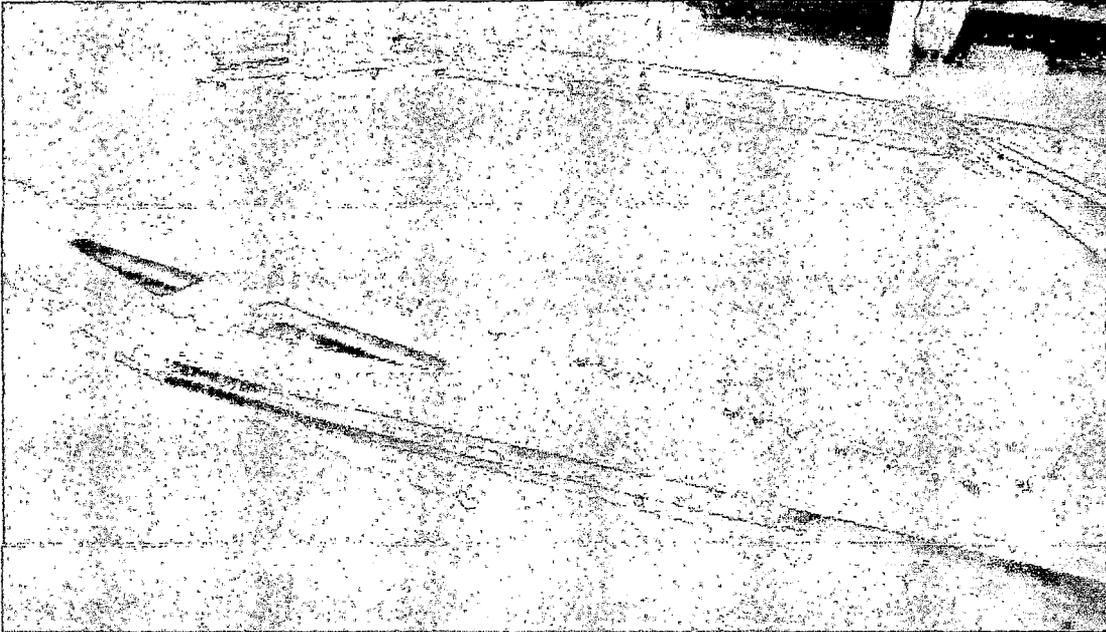
Otras disposiciones: Para una adecuada distribución de los pasajeros y disposición de los asientos estos deberán de brindar una adecuada ergonometría para viajes mayores a CUATRO (04) horas de duración, los asientos tendrán una distancia mínima de 400 mm. Entre la parte posterior del asiento (respaldar) y la parte más próxima del asiento ubicado detrás de la misma. Dichos asientos deberán de tener un ancho mínimo de 500mm. Los botes a motor o embarcaciones de alta velocidad dedicadas al transporte de pasajeros deberán de mantener una distancia no menor a 500mm en el pasadizo central para un adecuado desplazamiento de los pasajeros.

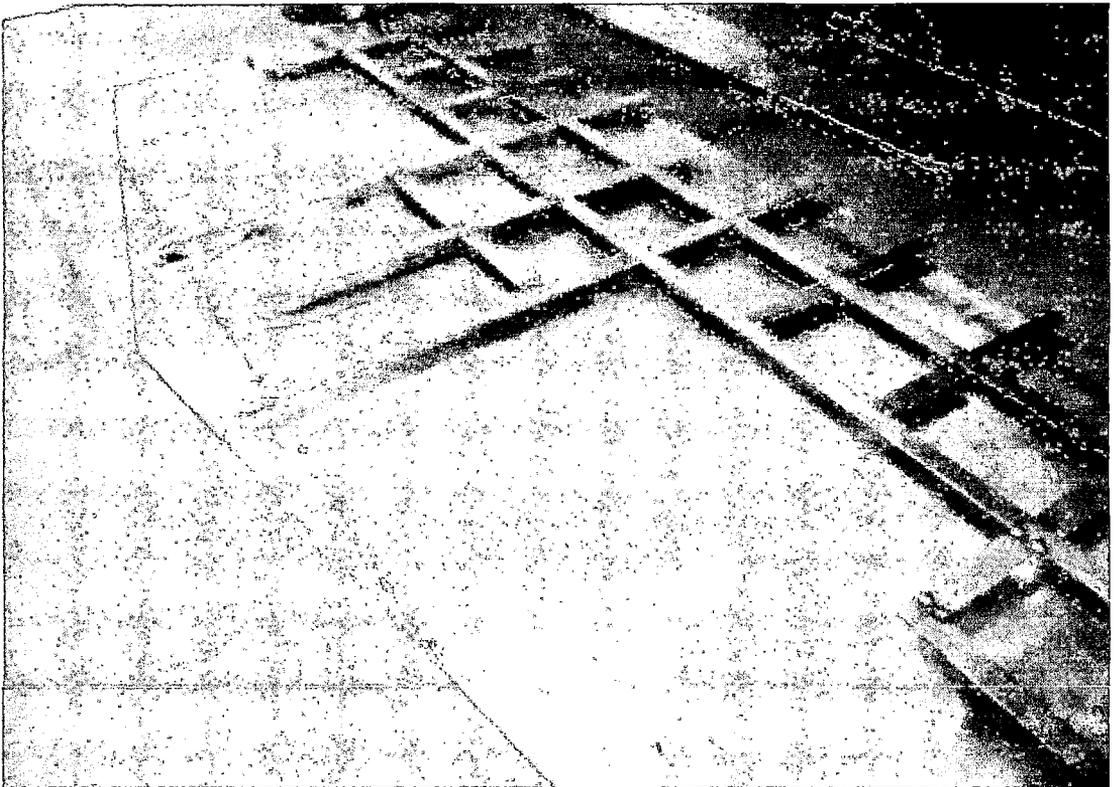
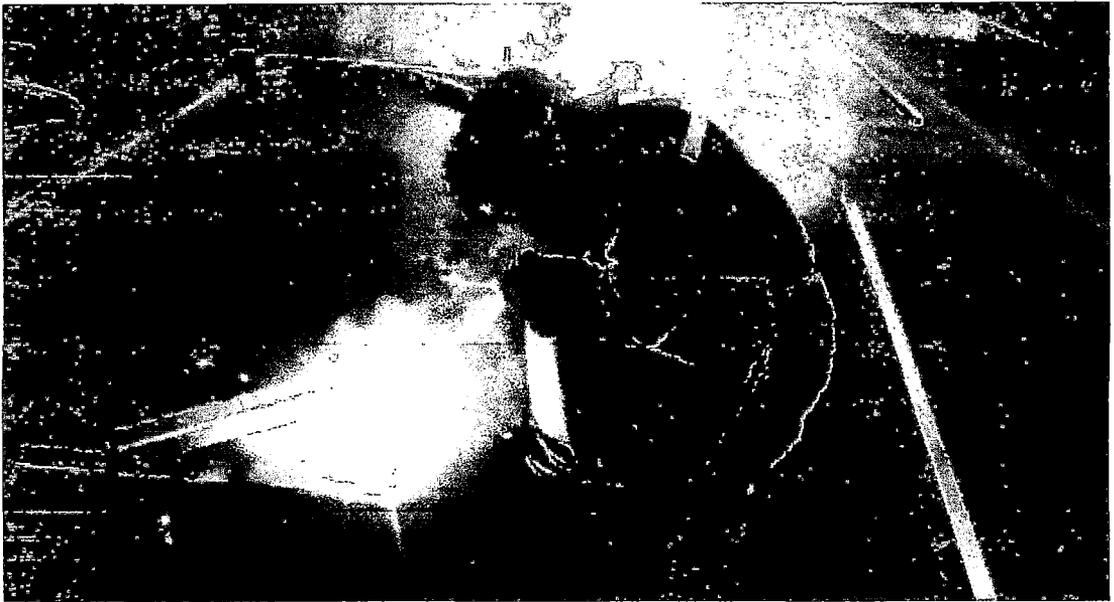
6.7. EQUIPOS DE COMUNICACIONES.

Equipos Tx/Rx (receptores y transmisores) VHF y HF: Los botes a motor o deslizadores que realicen transporte de pasajeros o navegación de placer deberán de contar con un sistema de comunicaciones VHF para navegaciones hasta 20 millas náuticas del puerto de zarpe, que disponga de una frecuencia de llamada de 156.8 MHz (canal 16). Para navegaciones mayores deberán de contar con un equipo de comunicaciones HF que permita una comunicación frecuente con las Estaciones Costeras de las Capitanías y su operador en tierra.

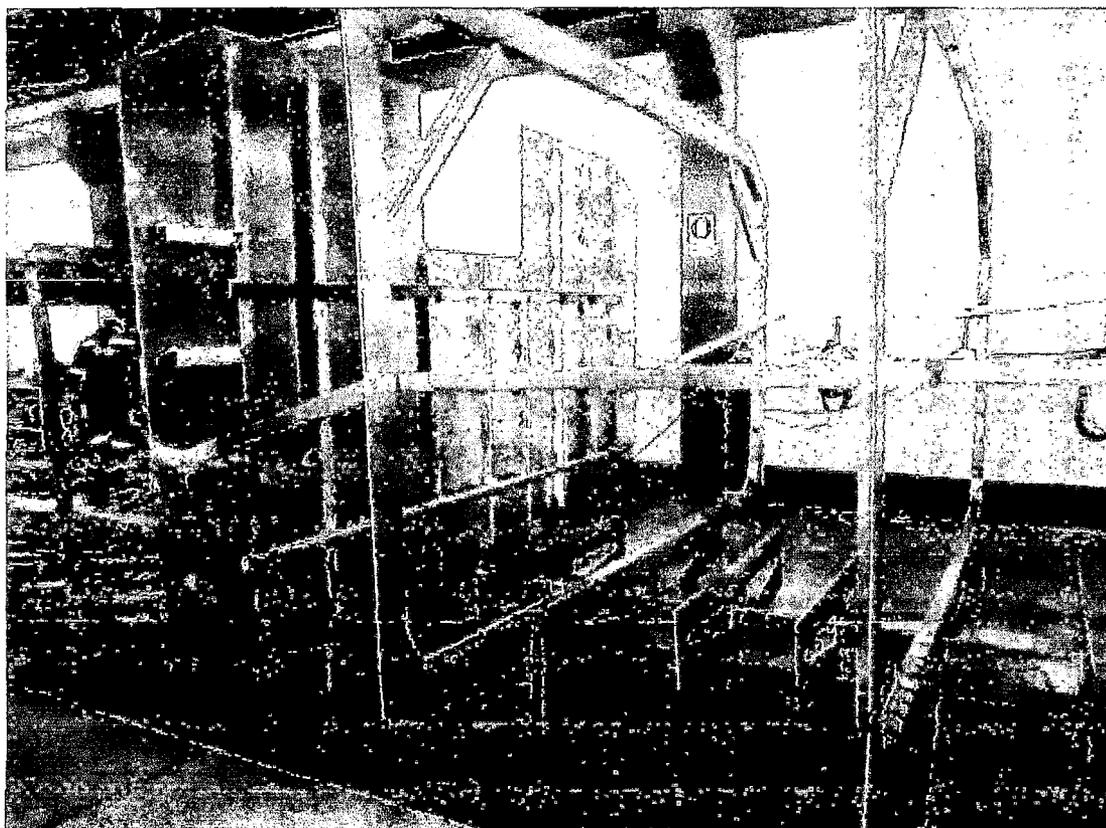
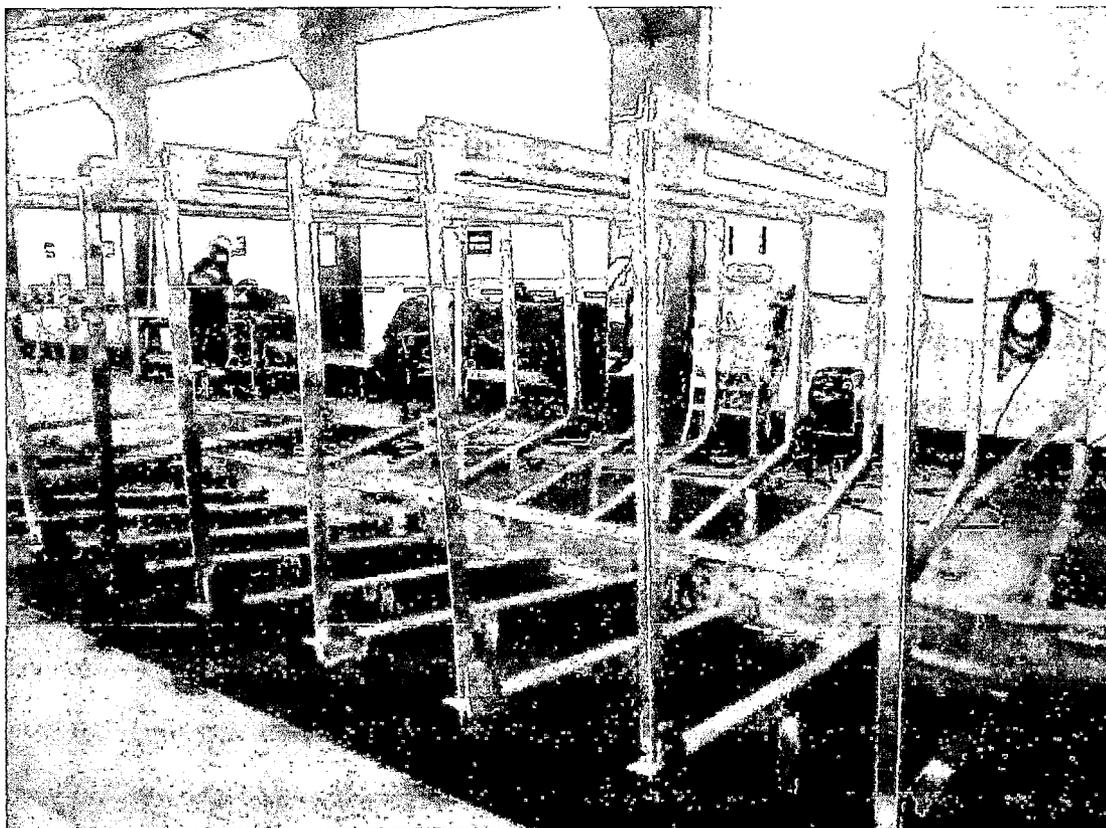
6.8. CONSTRUCCION

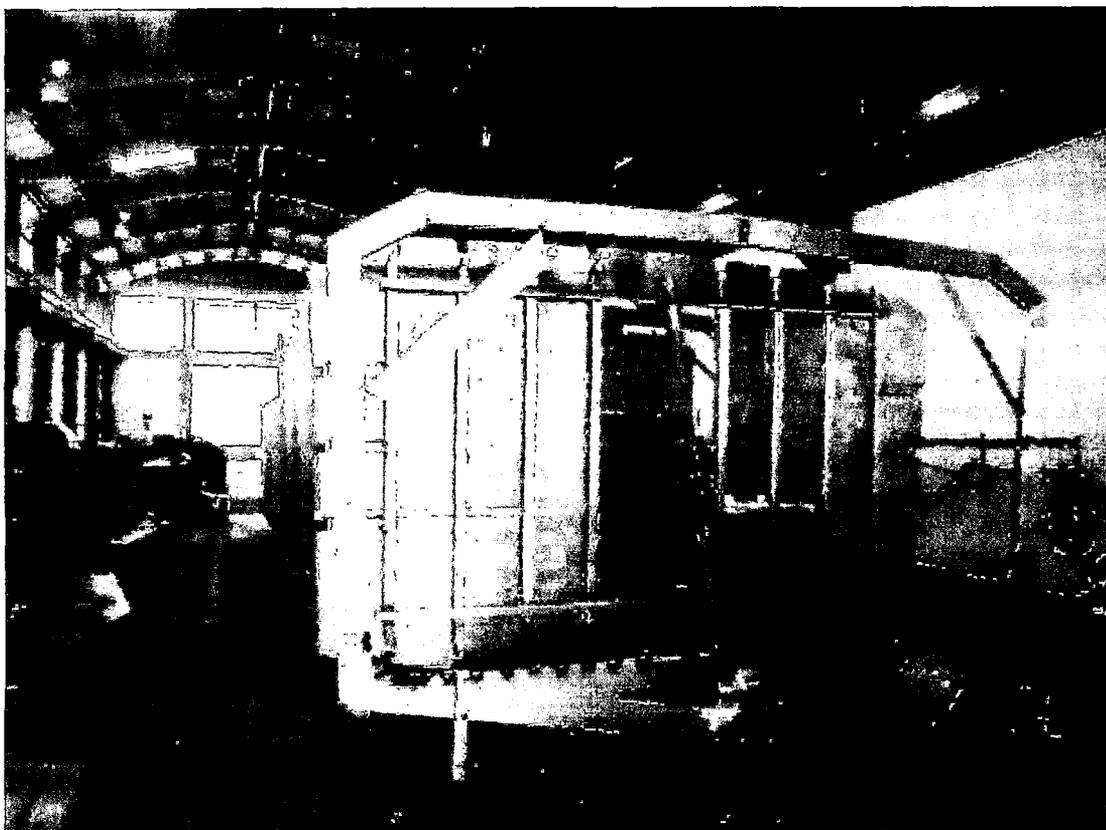
Prefabricado de cuadernas y mamparos



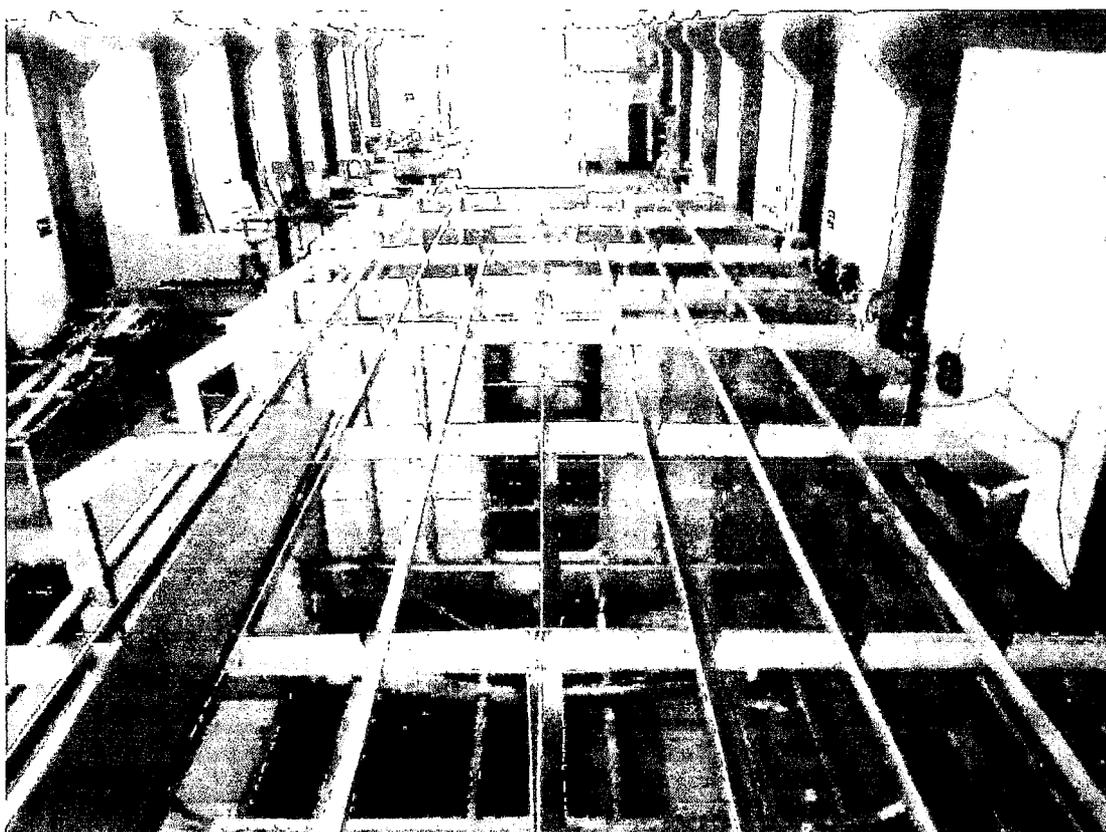


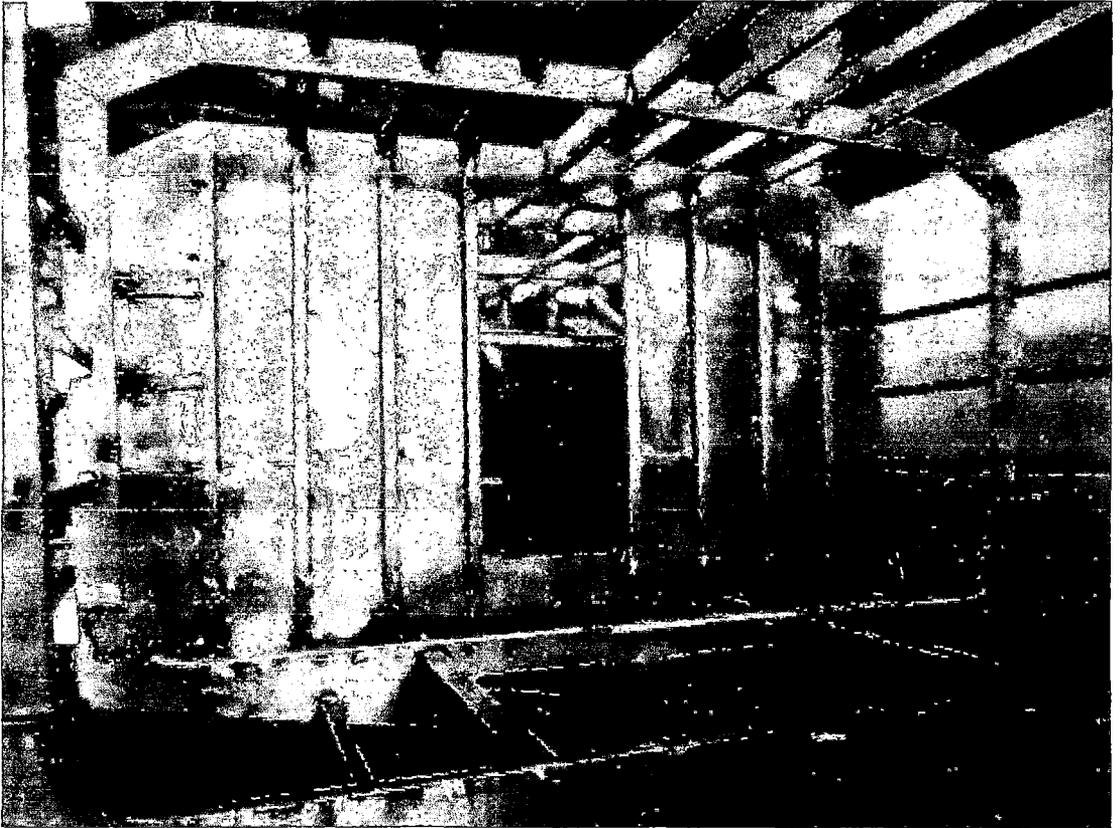
Erección de cuadernas



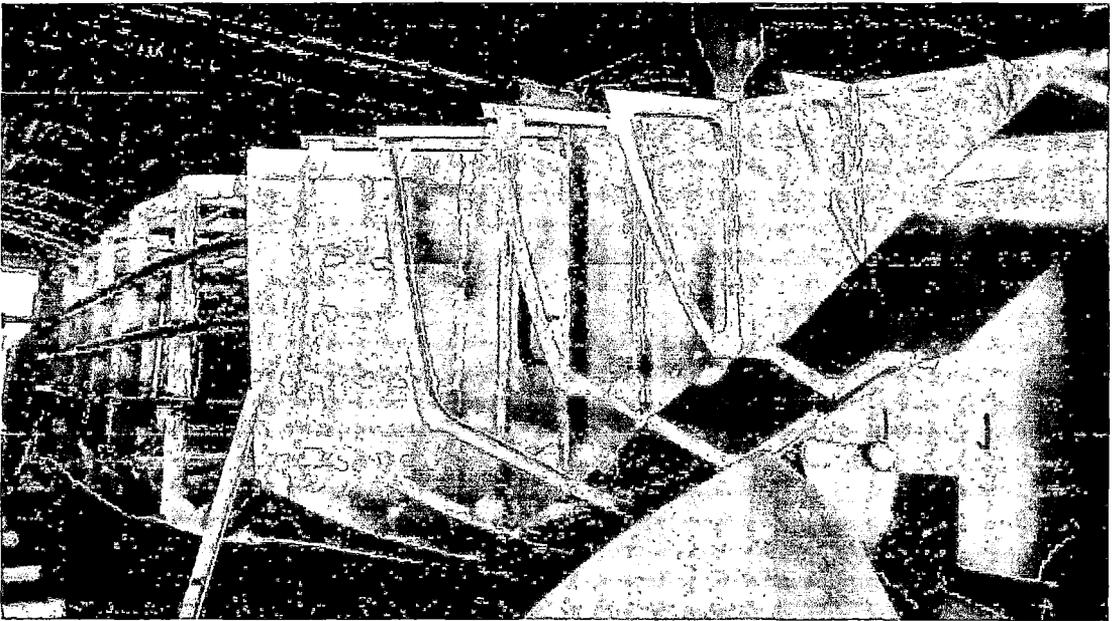
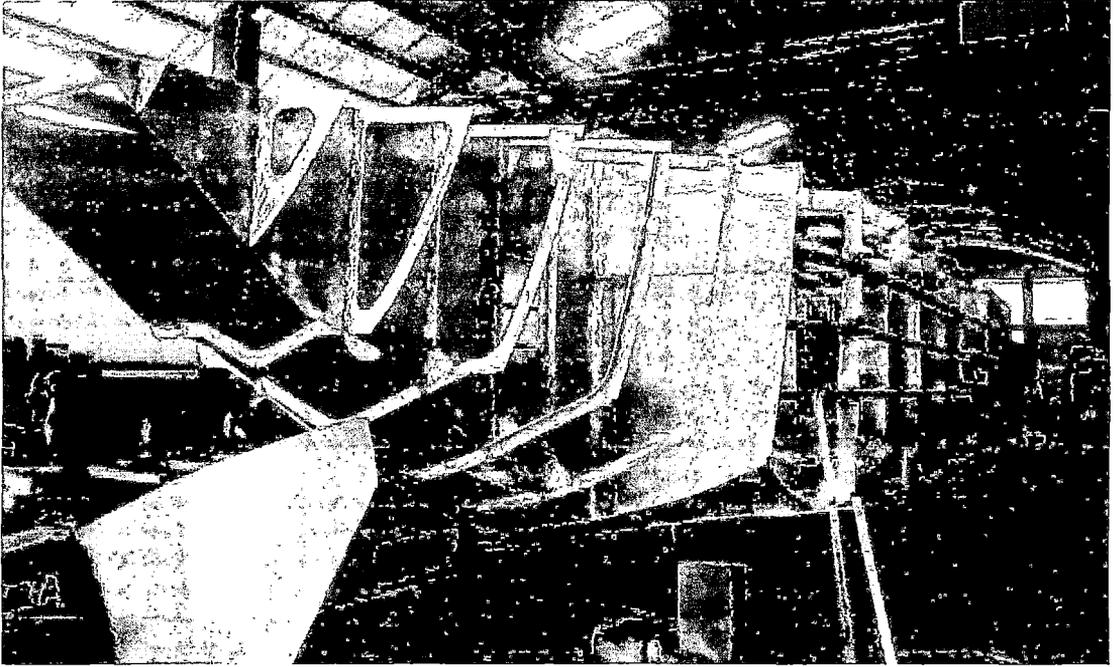


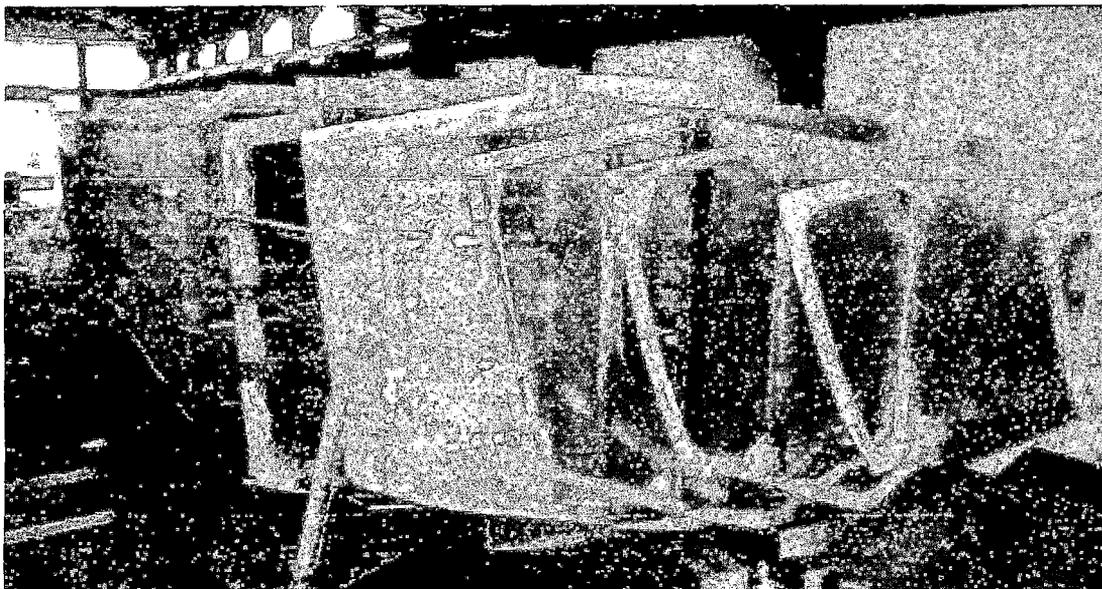
Instalación de los longitudinales de cubierta costado y fondo



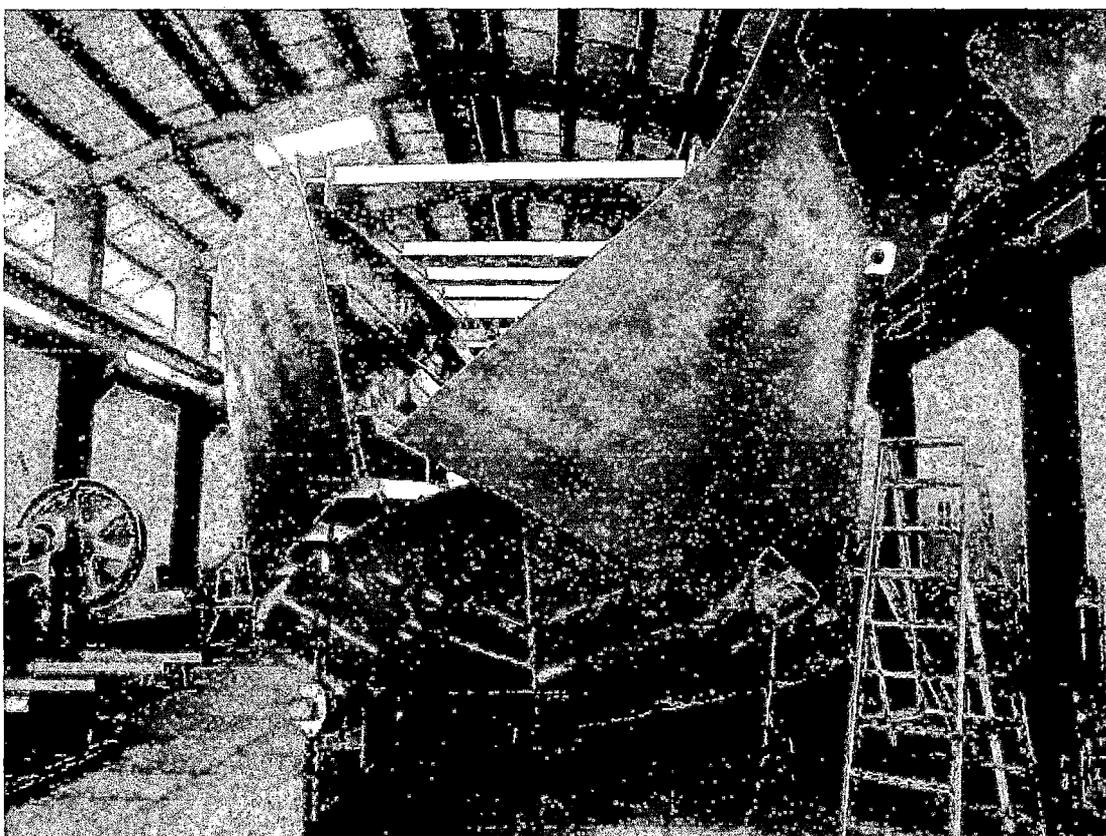


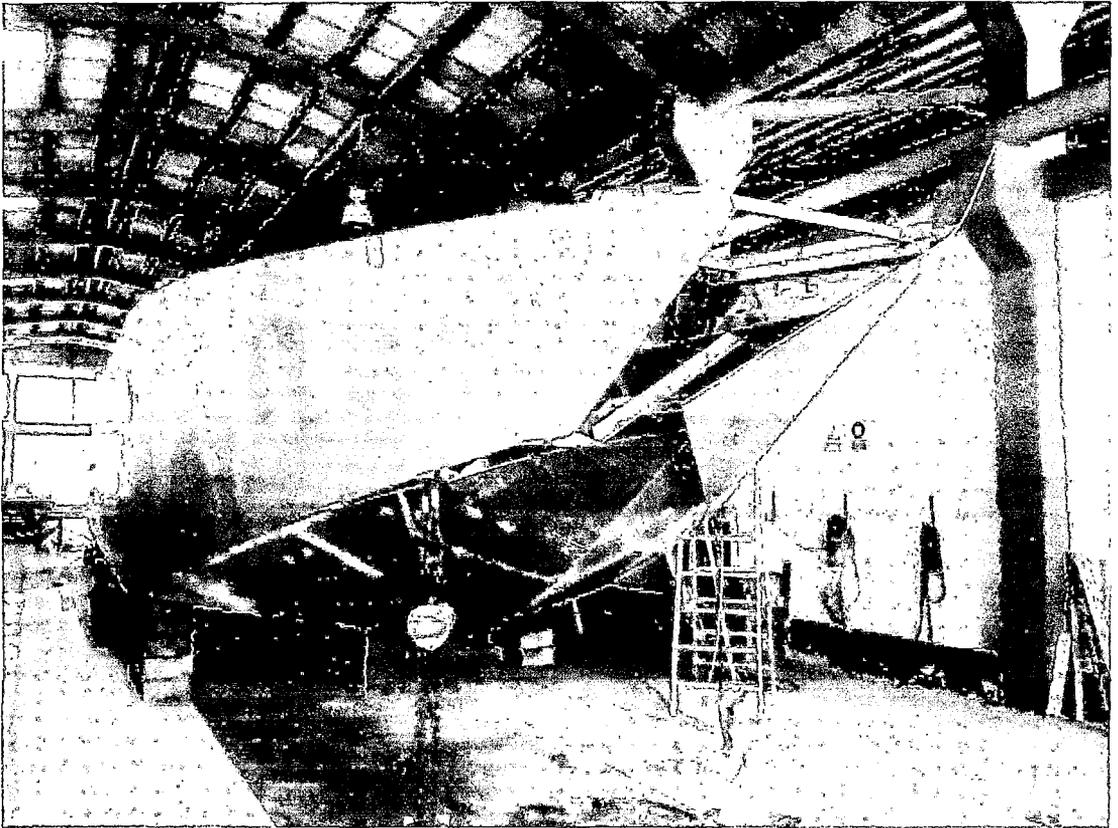
Confección E Instalación Del Módulo De Proa

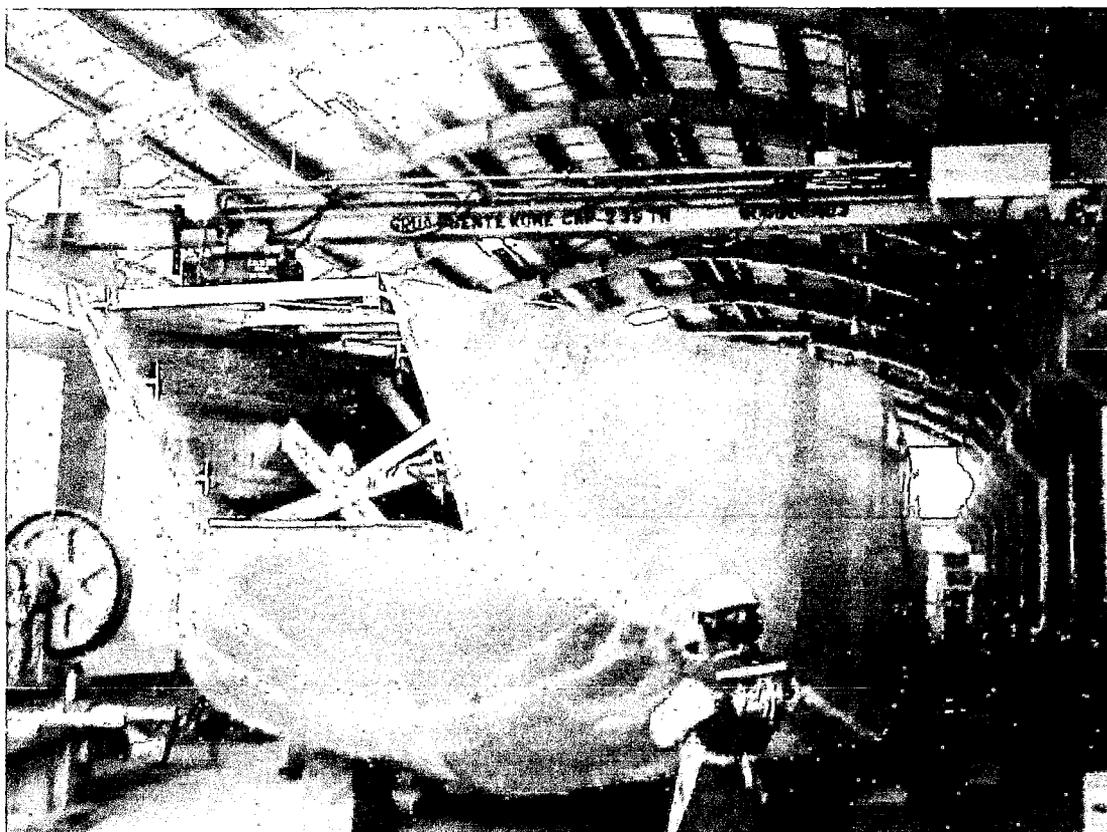




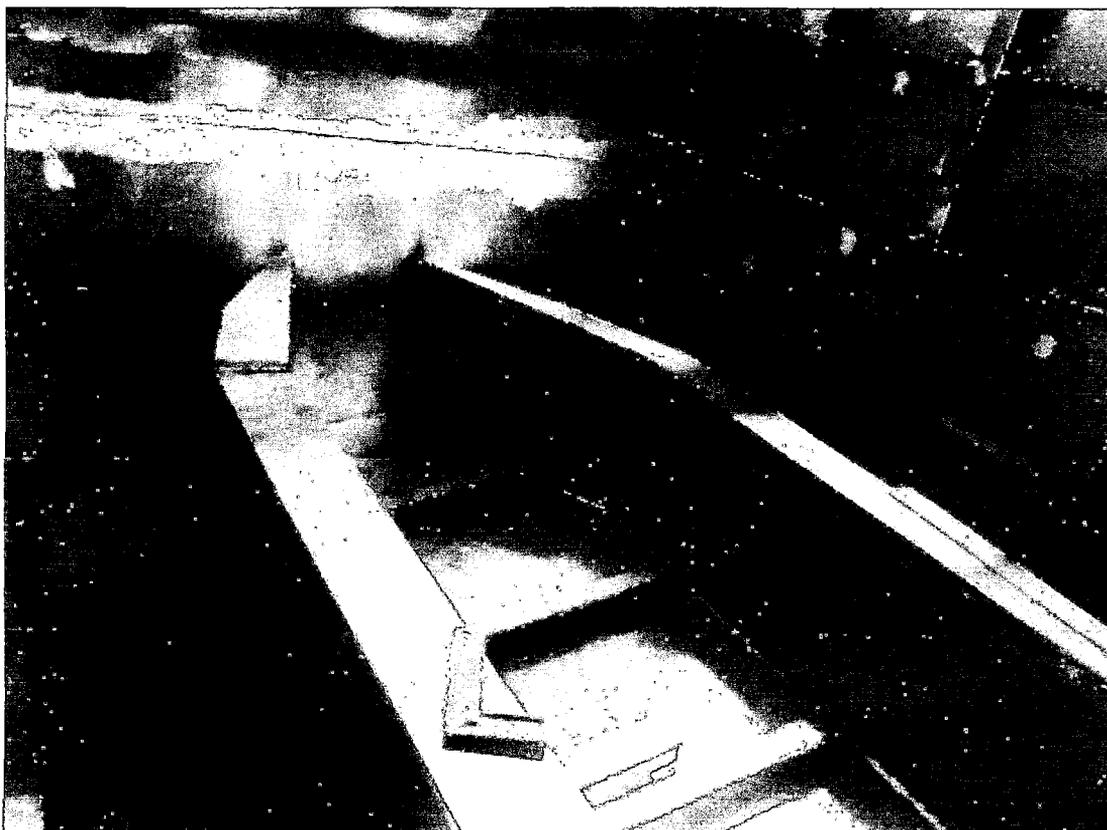
Colocación del forro de casco de la embarcación





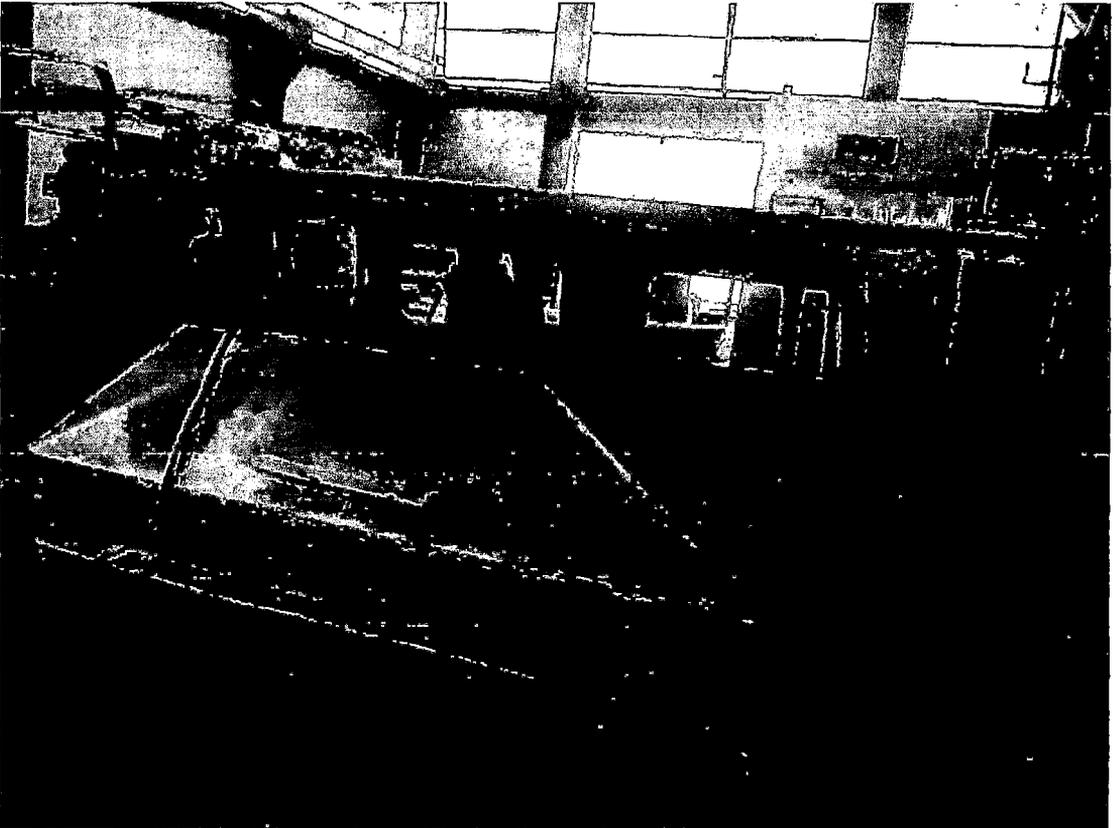


Confección de las bases del motor

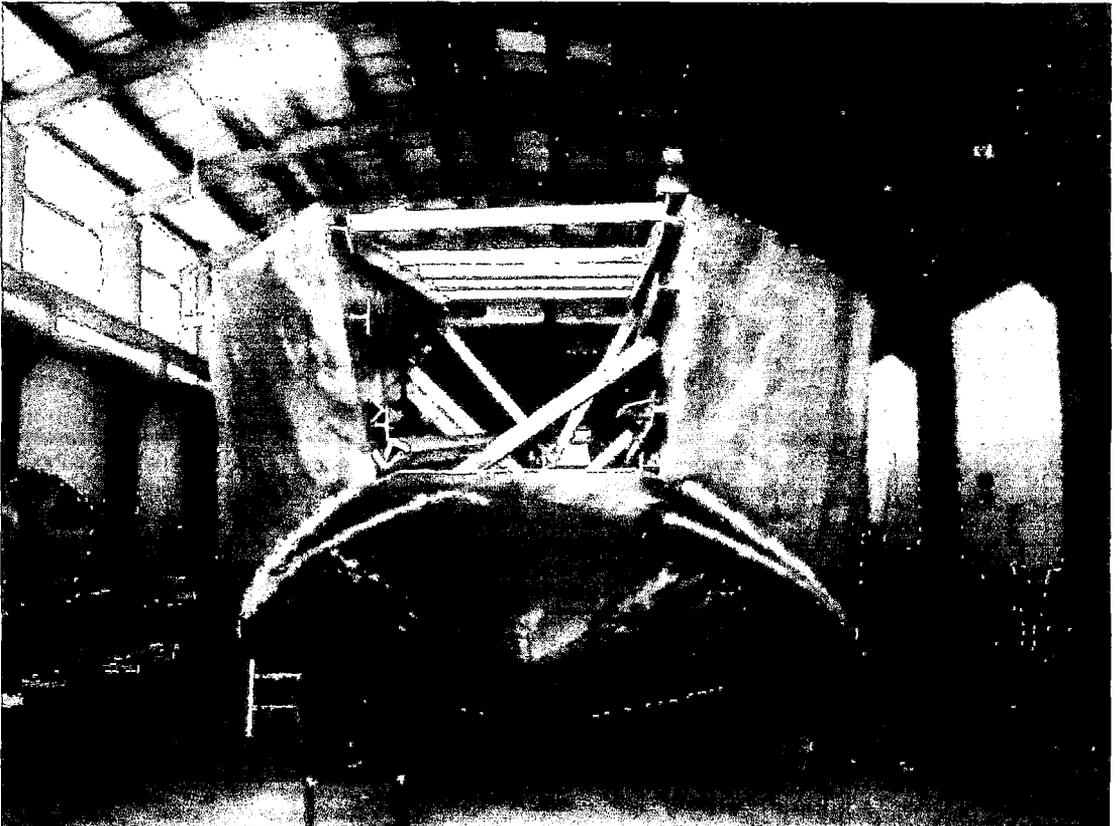
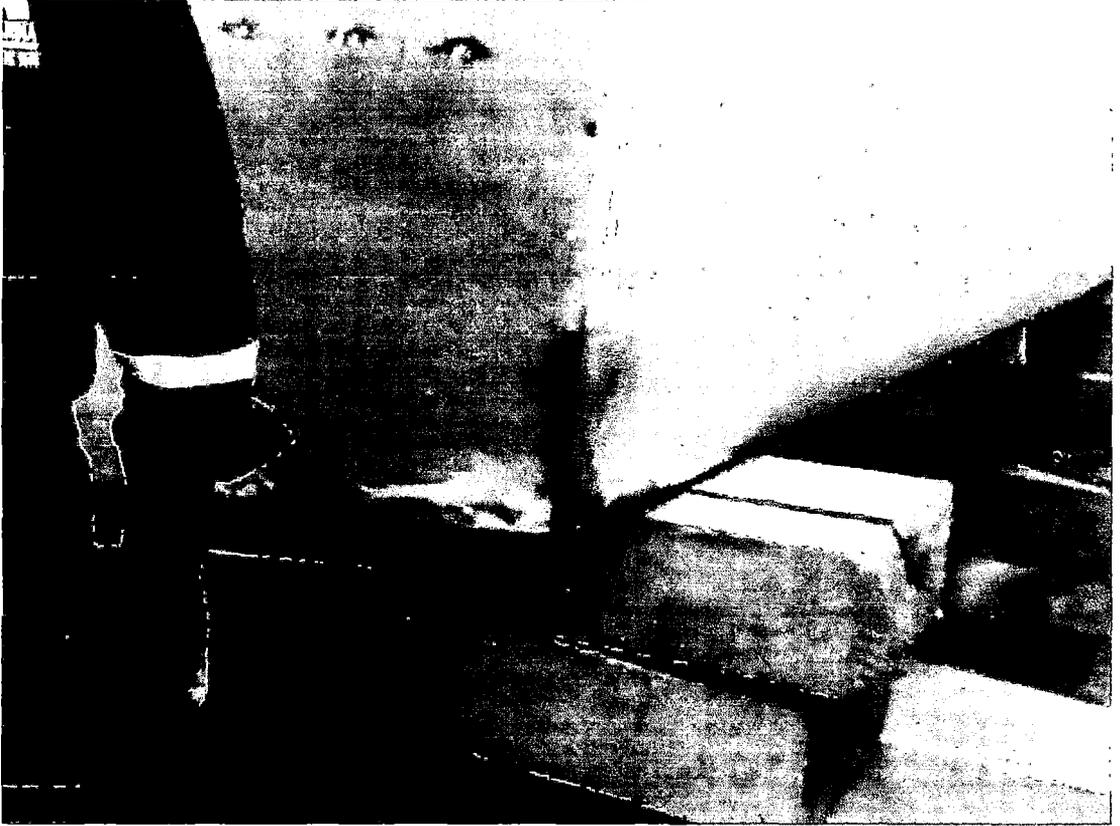




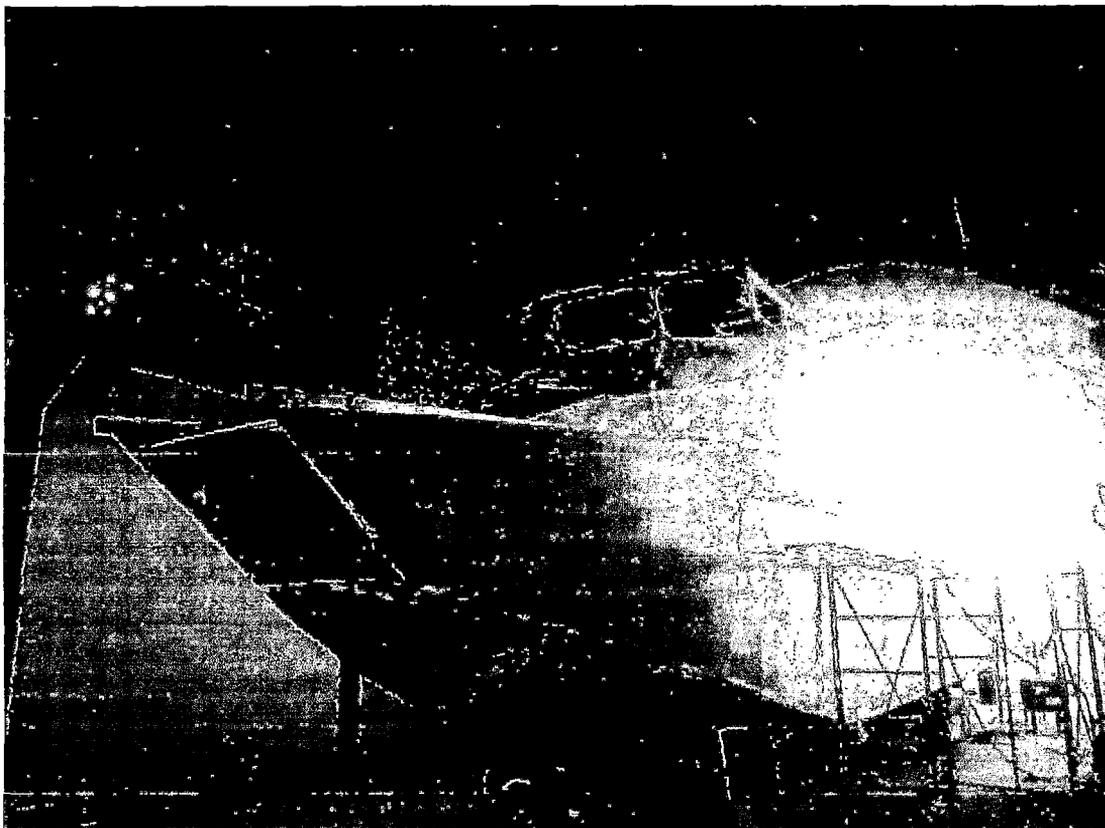
Fabricación del puente de mando



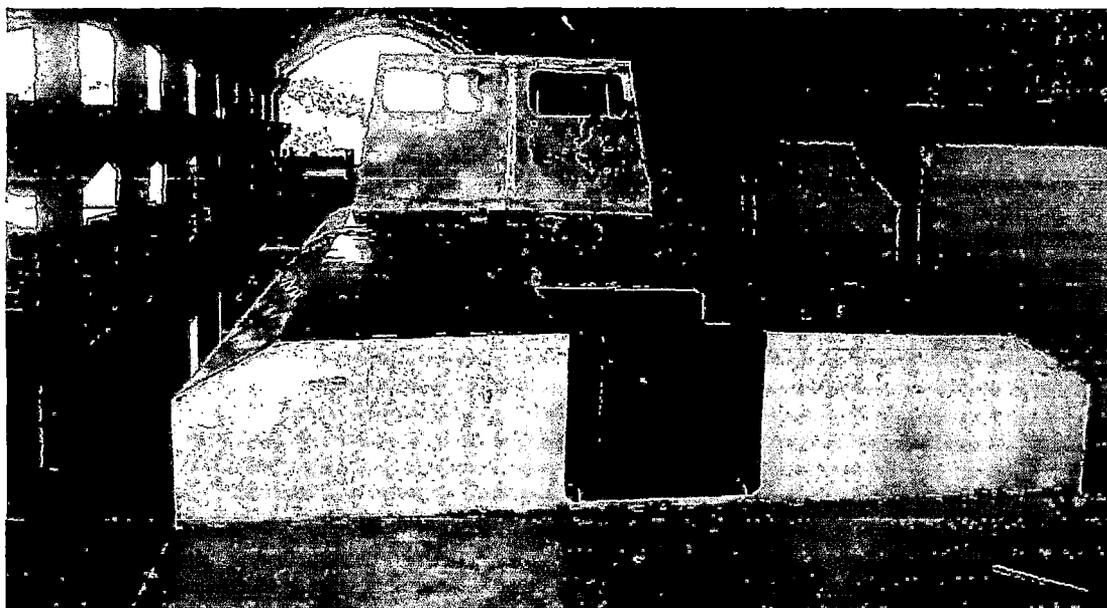
Pruebas de tintes penetrantes a la soldadura de la embarcación



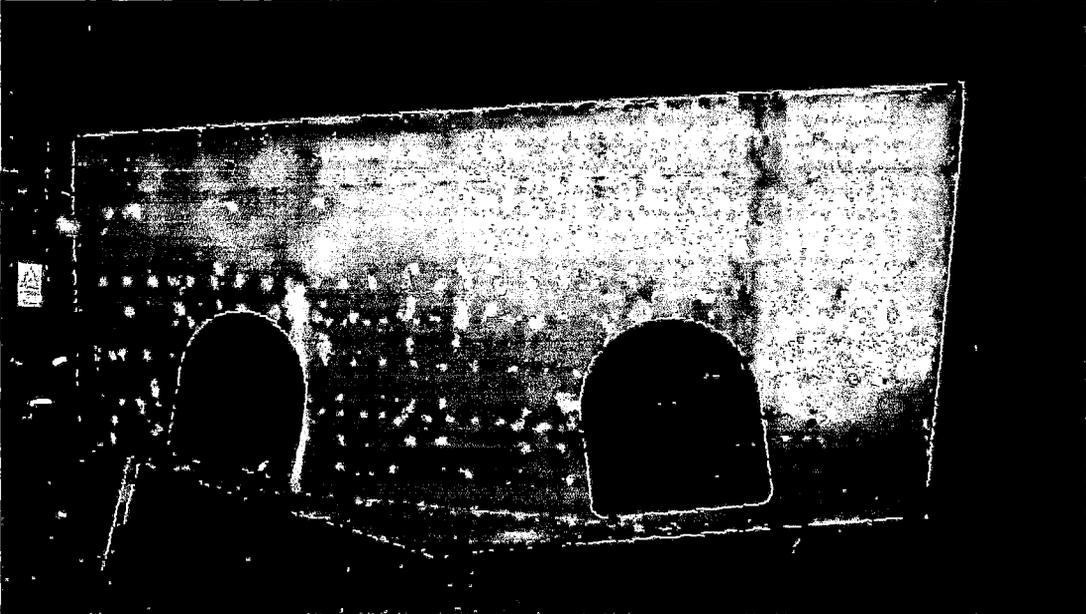
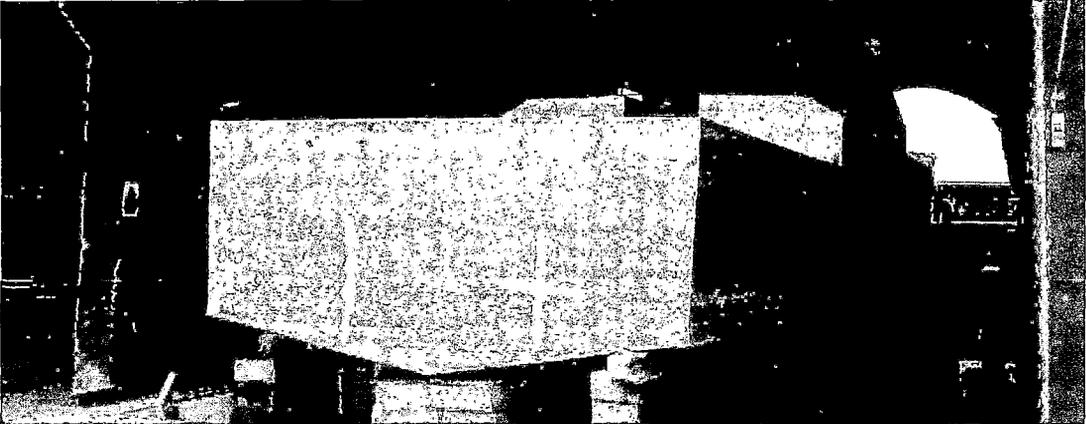
Montaje del puente de mando

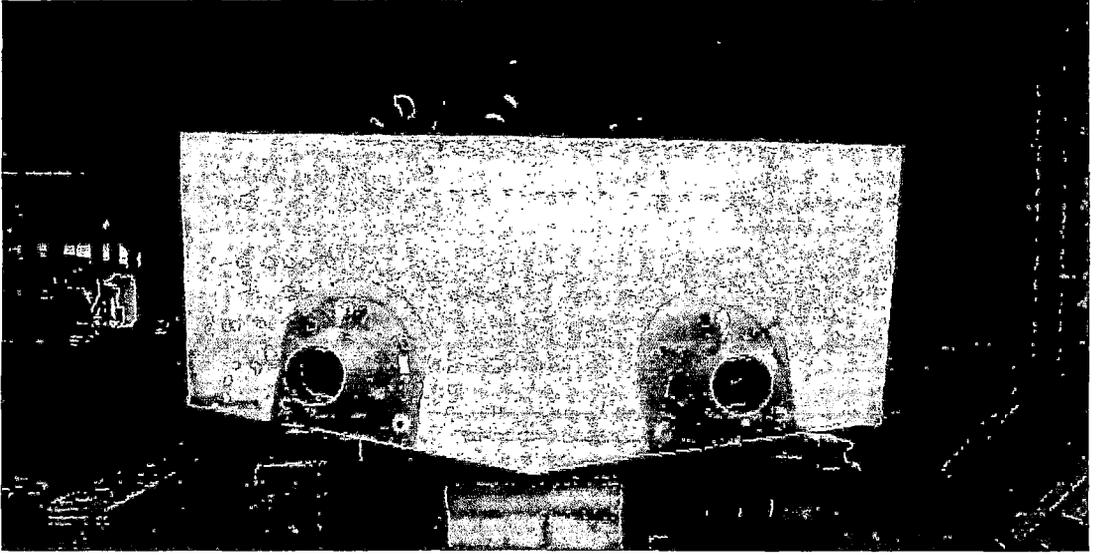


Confección de las escotillas

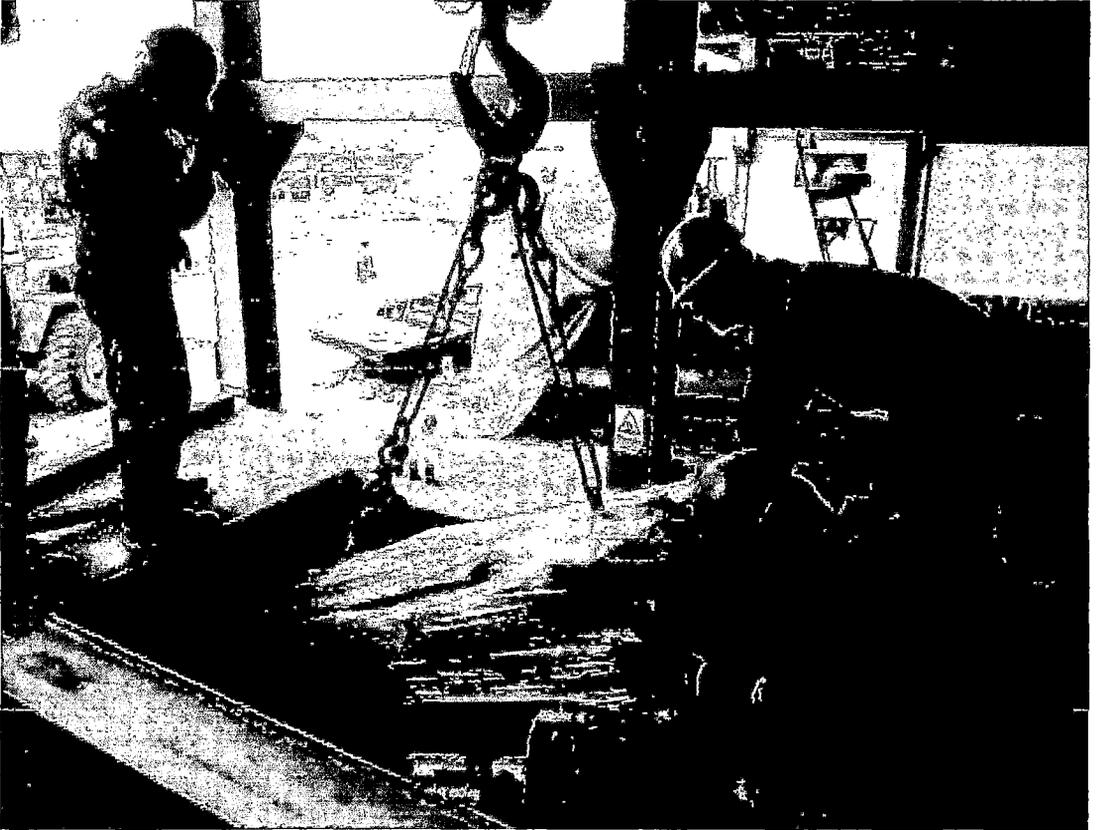


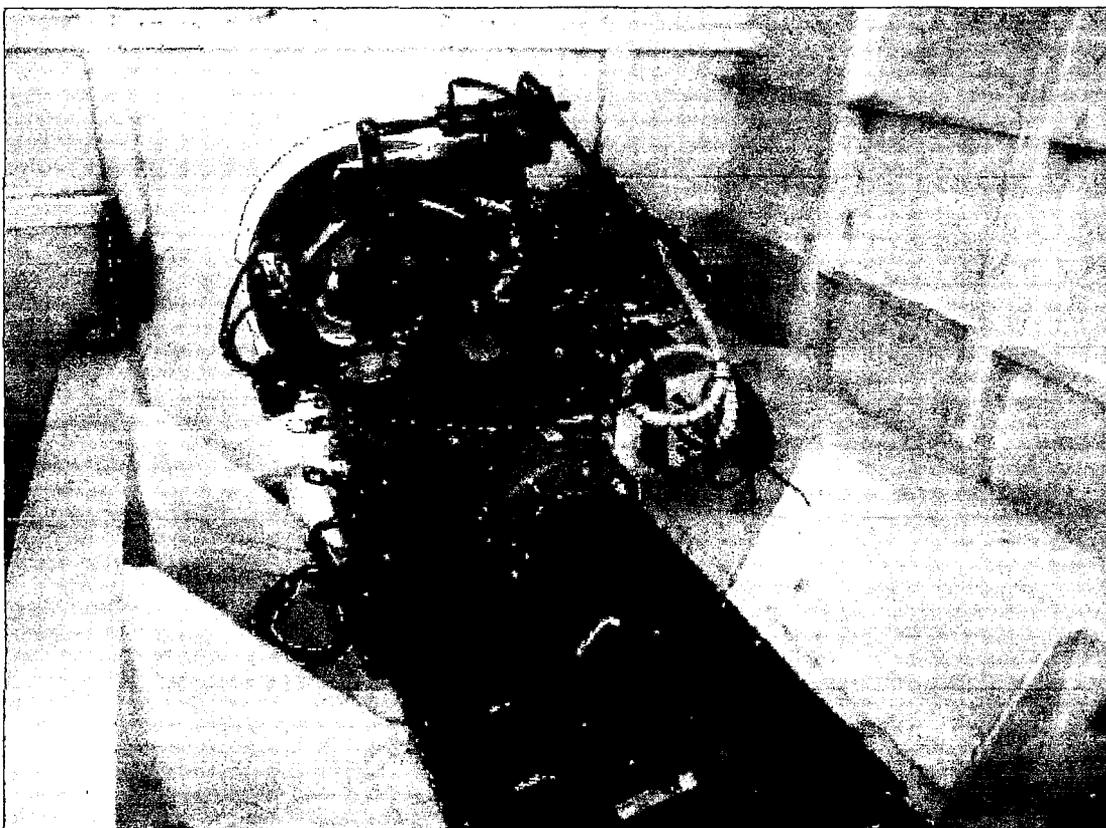
Instalación de la unidad waterjet





Montaje del motor principal



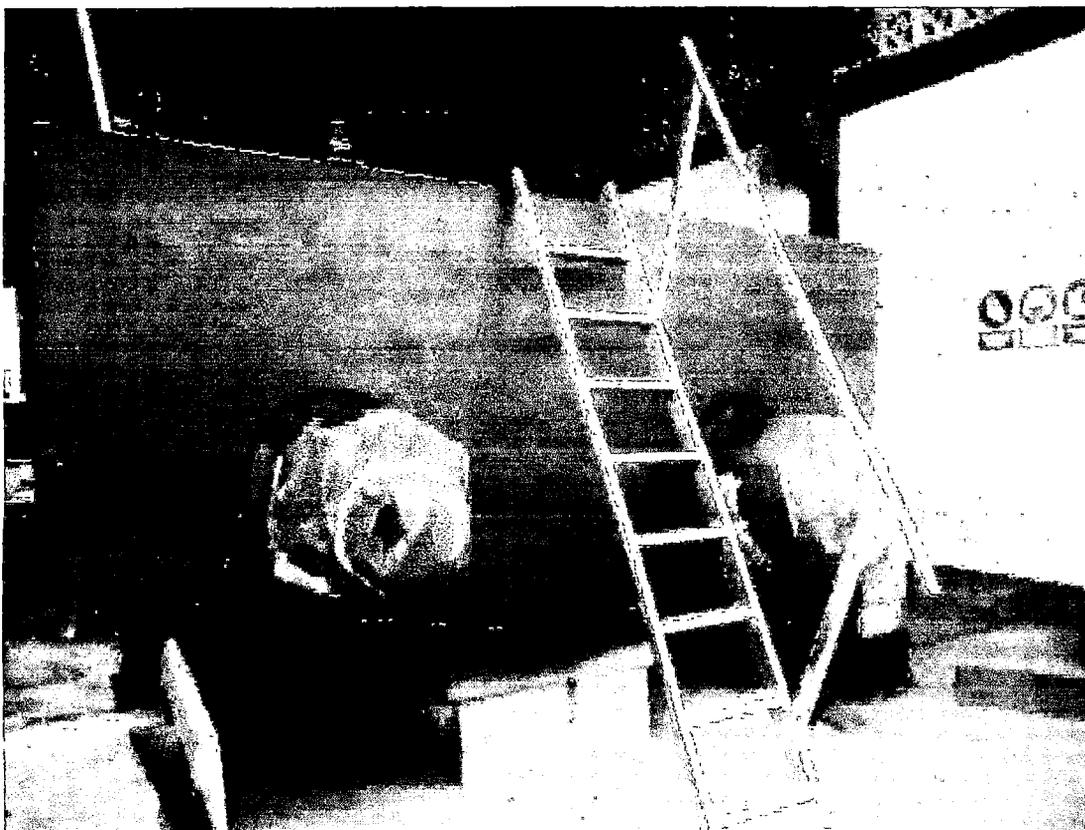


Montaje del sistema de escape húmedo

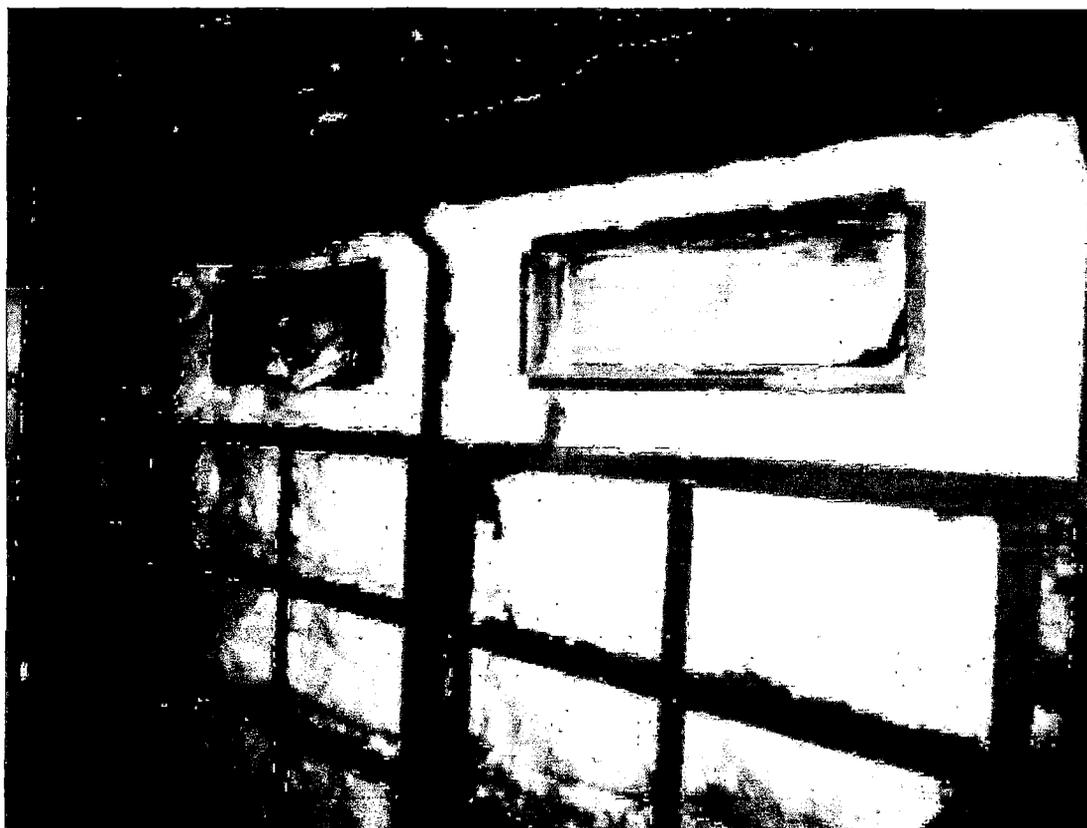


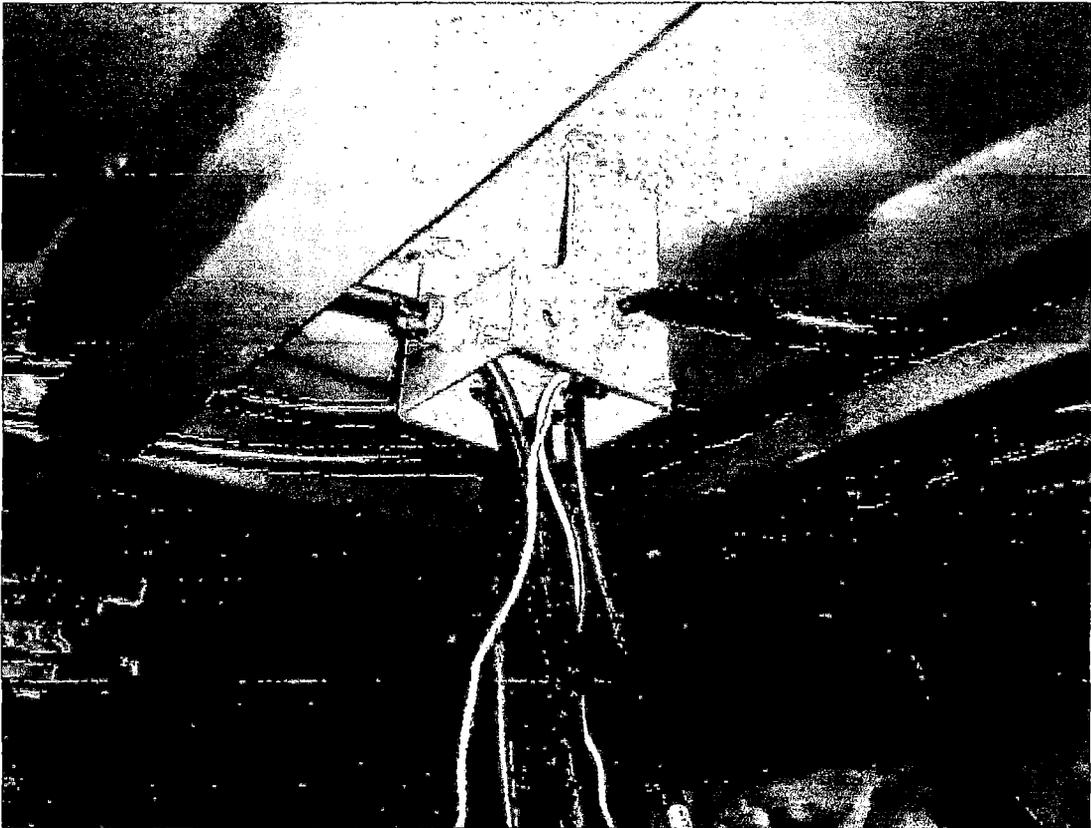
Pintado exterior





Aislamiento de la embarcación y cableado



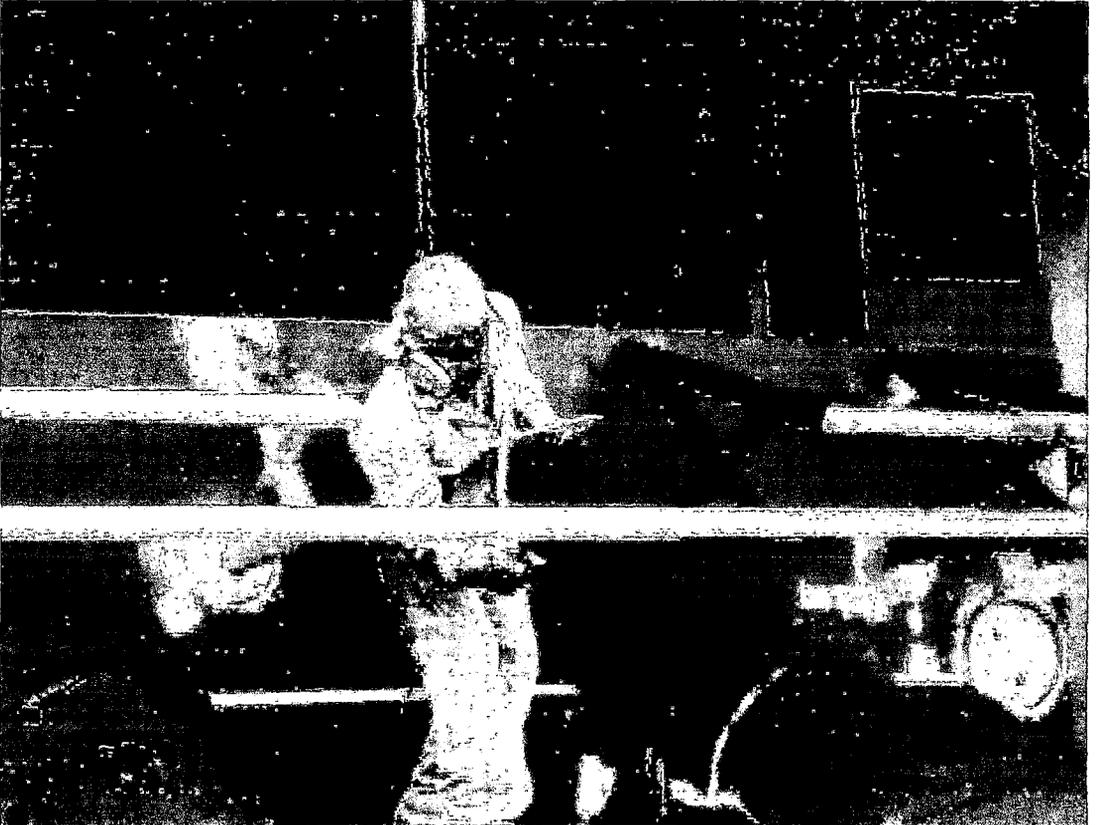


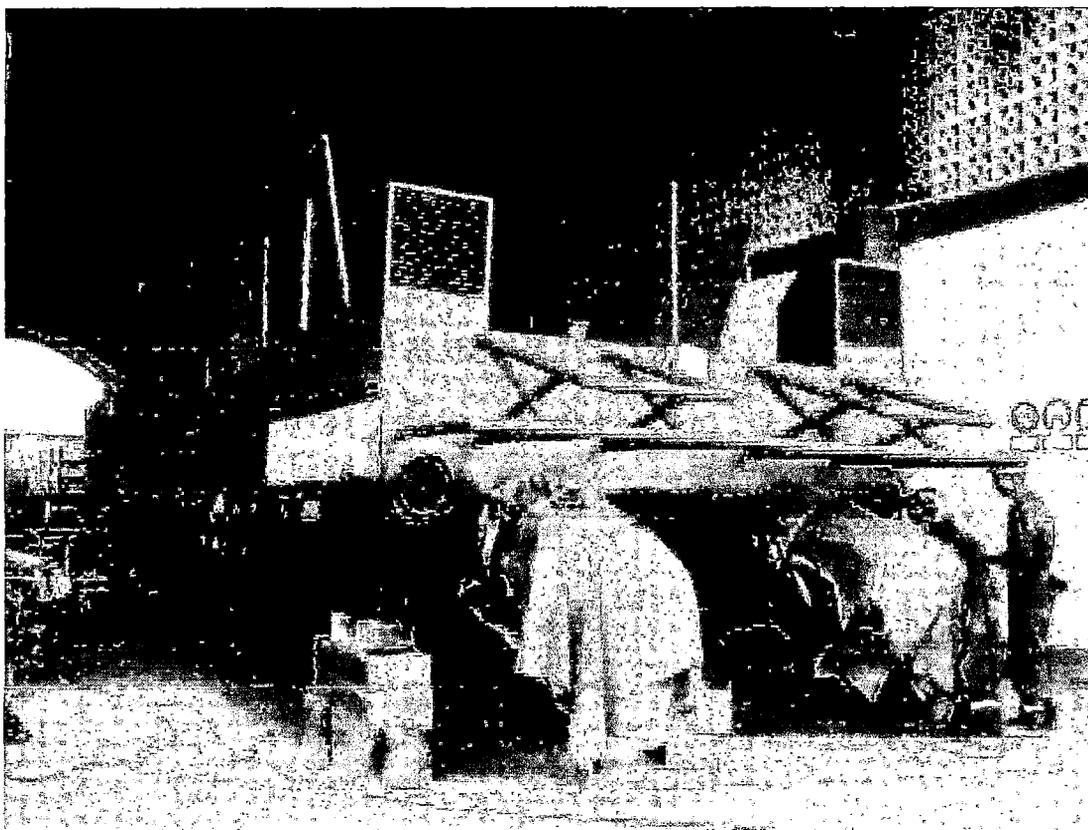
Instalación de los acabados interiores





Confección de los tubos de defensa de la unidad waterjet y pintado de la obra viva





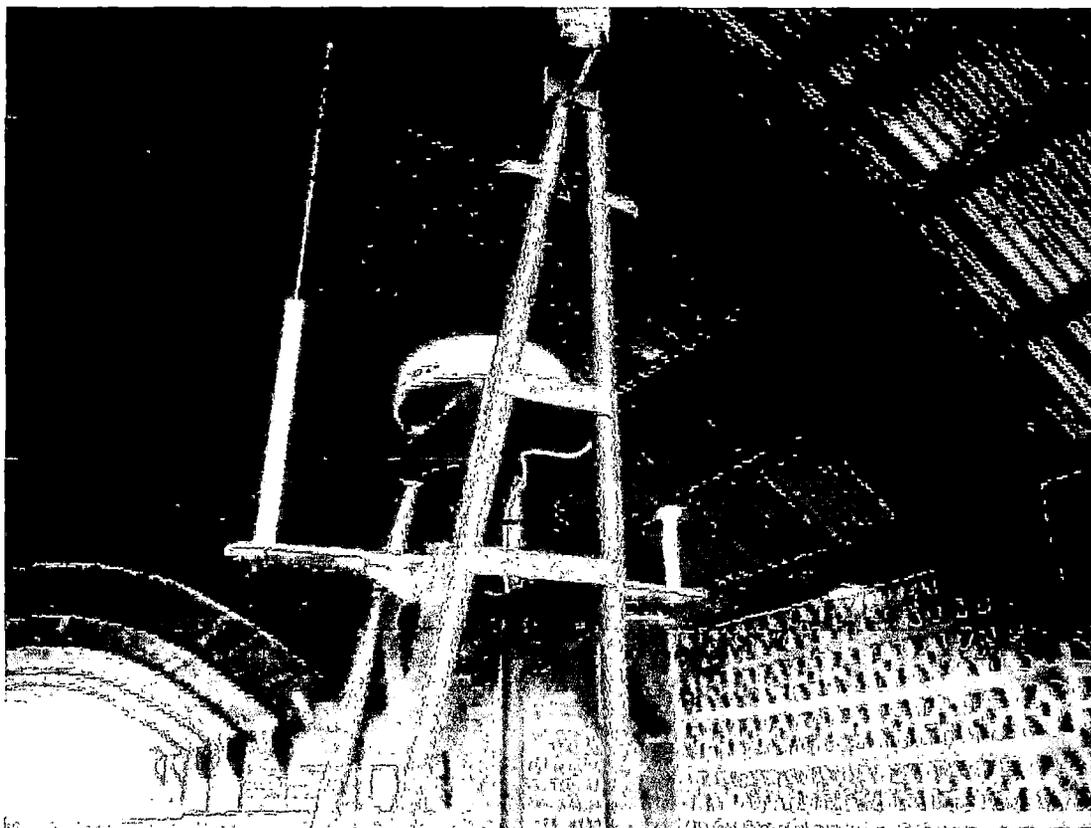
Instalación del SSHH



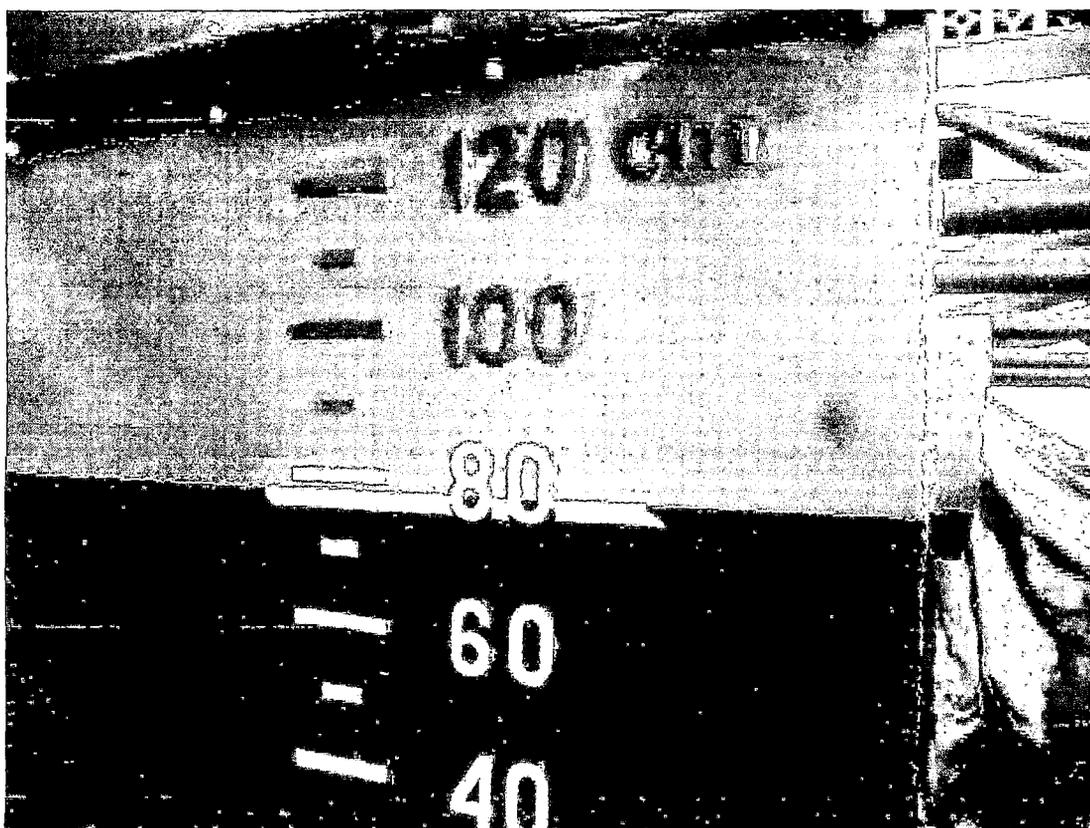
Instalación De La Consola demando



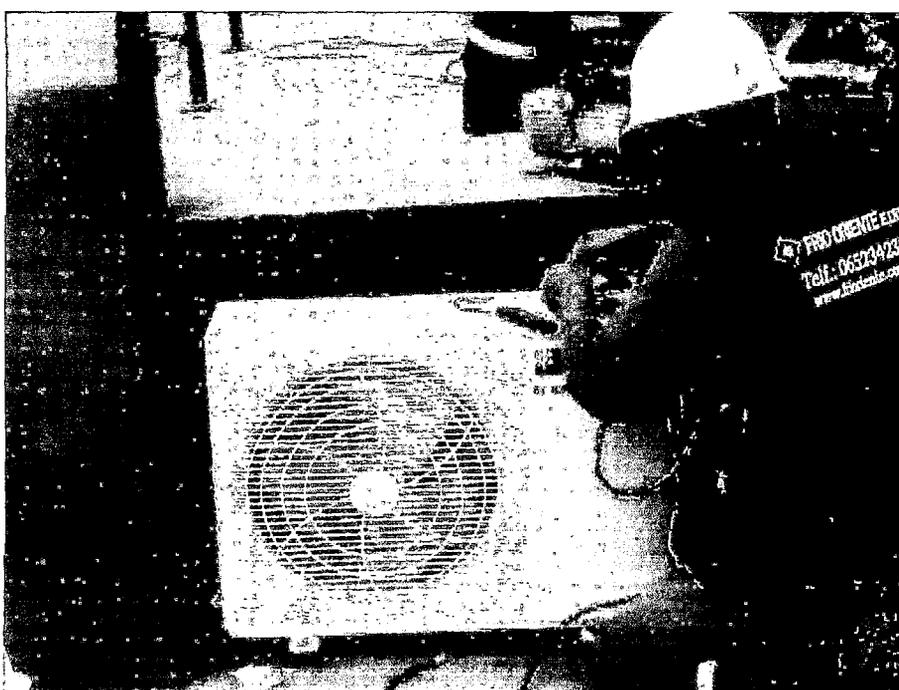
Instalación del puente de mando

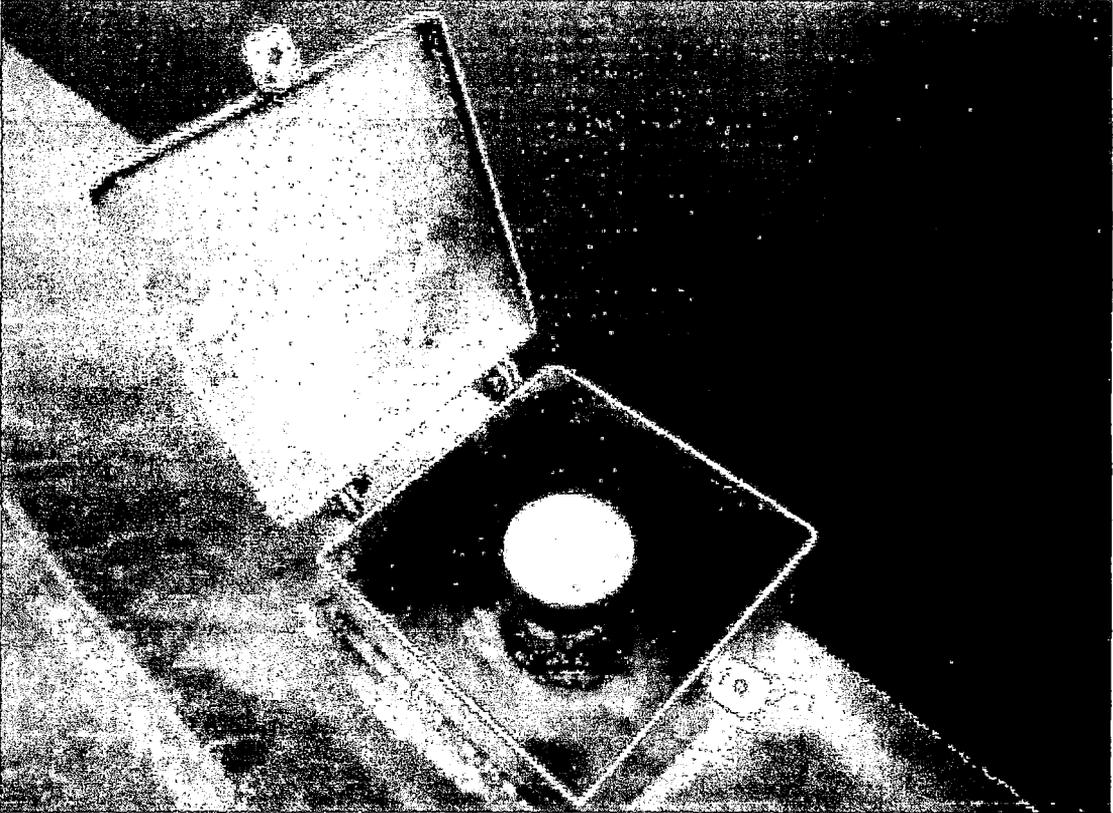


Colocación de las marcas de calado



Montaje de equipos de cubierta

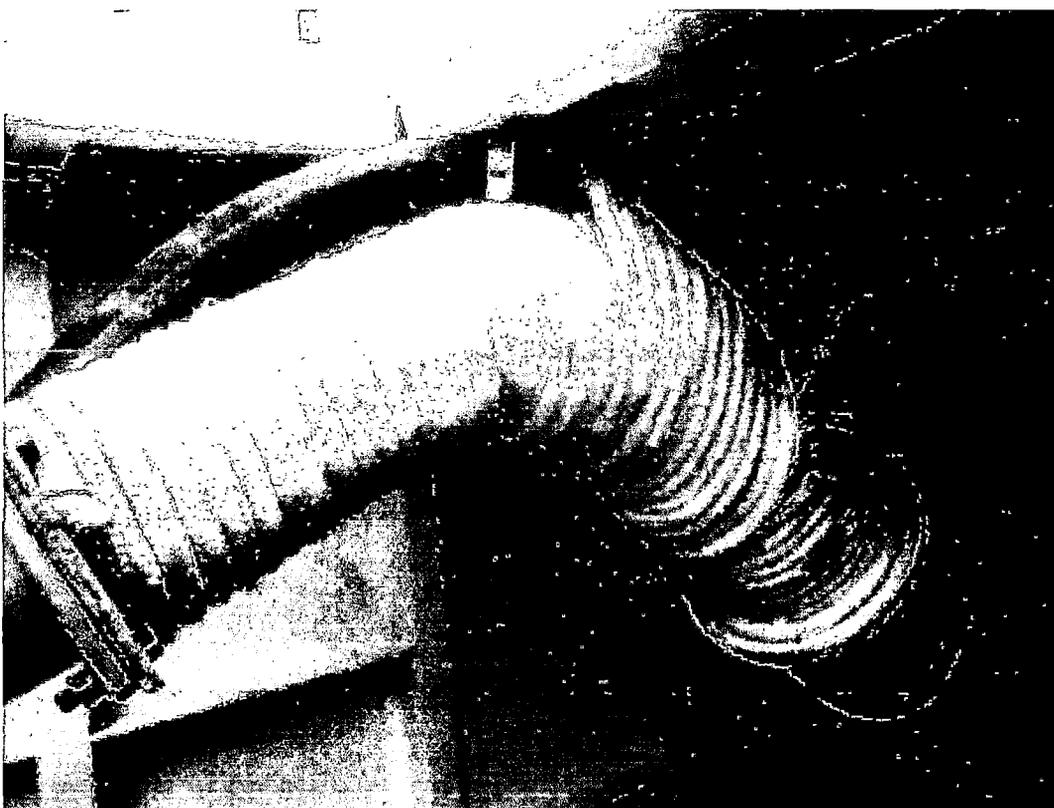




Tapón de llenado de combustible



Insulado de los tubos de gases de escape

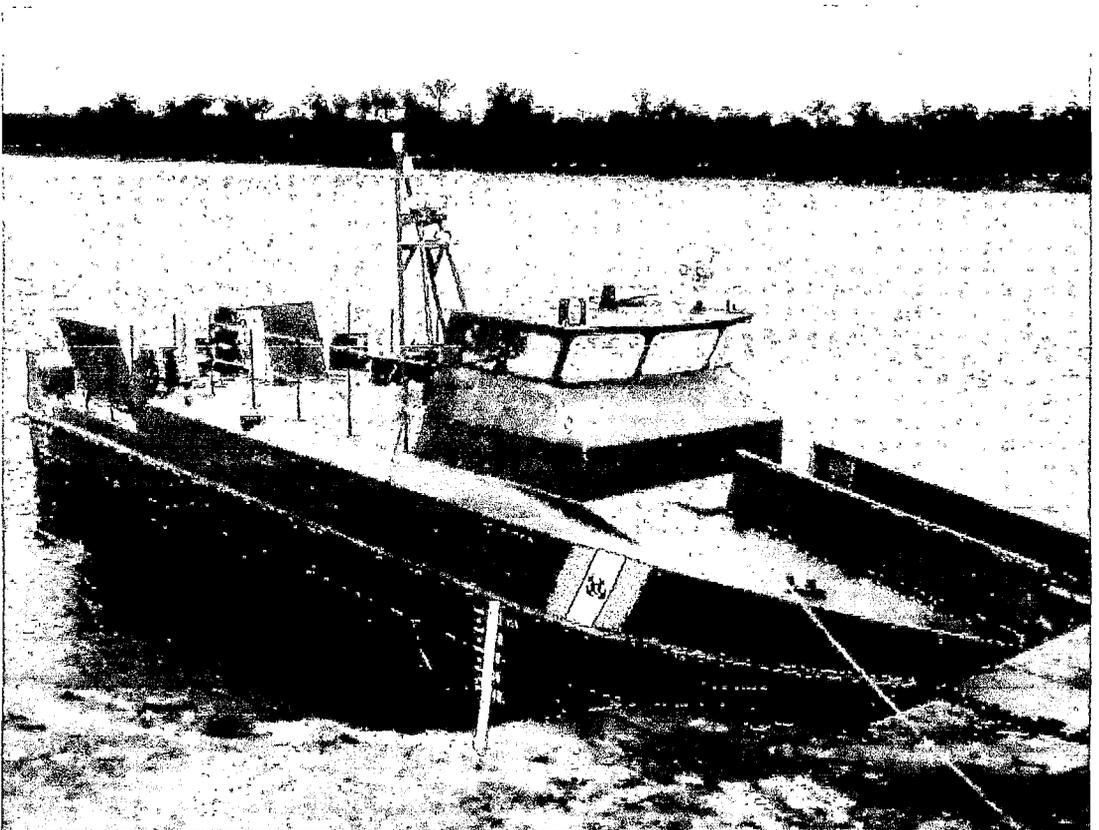


Montaje del sistema de co2 fijo



Montaje de sillas y mobiliario interior

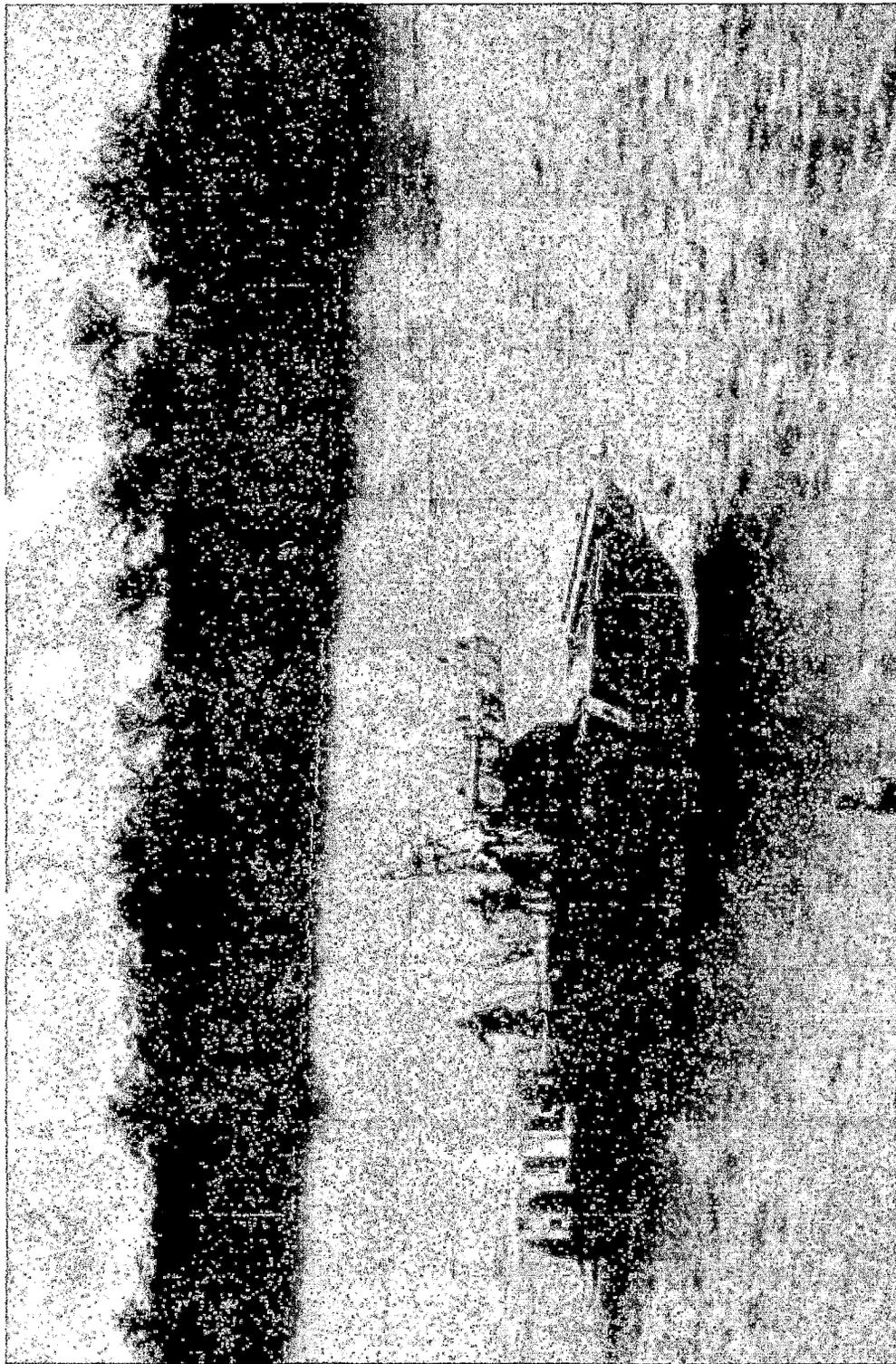




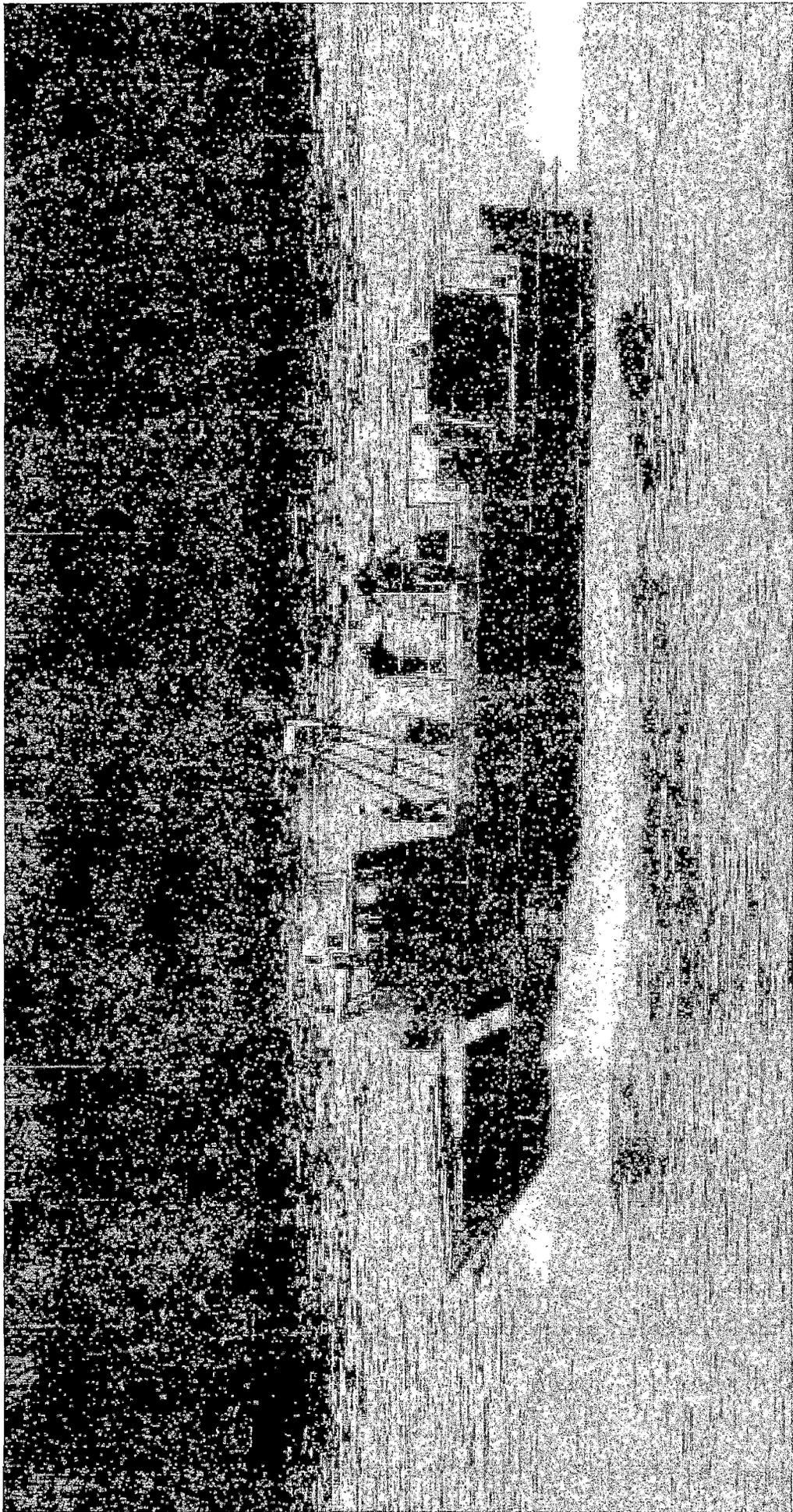
Consola de mando



Pruebas de navegación







6.9. CONCLUSIONES

- El proyecto, ha logrado cumplir con todos los objetivos básicos que se habían propuesto en los requisitos técnicos operacionales.
- Por otra parte, estos cálculos, obtenidos mediante programas de ingeniería (Maxsurf), dotan al proyecto de validez científica y rigor al poder comprobarse que los valores teóricos, respecto a propiedades futuras de la embarcación son los mismos que los obtenidos por dichos programas, una vez finalizada en su totalidad.
- Para la elaboración del diseño 3D, se ha utilizado el programa de diseño Rhinoceros en su versión 4.0. Se ha utilizado este y no otro porque se trata de un programa muy potente e intuitivo.
- Esta embarcación ha sido desarrollada a la medida de las exigentes condiciones de seguridad fluvial, constituyen una nueva generación de embarcación diseñada con el objetivo principal de superar los medios anteriores con los que contaba la dirección de capitanías y guardacostas en la amazonia para combatir estos agentes generadores de violencia.
- Siendo este bote diseñado con estándares de confiabilidad, lógicamente pueden ser empleados en otra serie de aplicaciones teniendo en cuenta las capacidades con las que cuentan por ejemplo la velocidad y agilidad o la

Integridad, maniobrabilidad y Autonomía así como de su capacidad de navegación en aguas restringidas.

- Las embarcaciones de este tipo le proporcionan al estado mejores herramientas para combatir los agentes generadores de violencia, como consecuencia de eso contribuyen para que el mismo les pueda ofrecer tranquilidad y mejor calidad de vida a sus habitantes.

6.10. BIBLIOGRAFIAS

- Principles Of Naval Architecture Vol. I – SNAME.
- Principles Of Naval Architecture Vol. II – SNAME.
- Maniobrabilidad de buques-ing. William Cipriano Quinteros.
- Reglamento De La Ley 26620 De Control Y Vigilancia De Las Actividades Marítimas.
- Reglamento Internacional Para Prevenir Abordajes 1972.
- Dirección de capitanías y guardacostas-reglas de seguridad para naves y embarcaciones dedicados a la navegación interior.
- Rules And Regulations For The Classification Of Special Service Craft, July 2014.
 - Passenger comfort on ships -september 2014.
 - Ergonomic design of navigation bridges-october 2003.
 - Survey after construction.-2014.
 - Material and welding. July 2014.
 - Conditions of classification – high-speed craft..
 - The application of ergonomics to marine systems.
 - <http://www.eagle.org/eagleExternalPortalWEB/>.
- Hydrodynamics evaluation of planing hull in smoth and rough water del marine technology. Vol.13 no 4, oct .1976.- D. Savitsky y P. Ward Brown
- Comportamiento De Una Embarcación Con Sustentación Dinámica-Alberto Otero Miguens.
 - <http://es.scribd.com/doc/49412338/MEJORAS-EN-EL-COMPORTAMIENTO-DE-EMBARCACIONES-DE-SUSTENTACION-DINAMICA>.

- Dos casos prácticos de ingeniería aplicada en embarcaciones menores enfocados en mejorar la performance - ing. Horacio chakass, ing. Mario colpachi.
 - http://www.ipen.org.br/downloads/XXI/215_COLPACHI_MARIO.pdf
- Rendimiento en el sistema propulsivo por chorro de agua-canal de experiencias hidrodinámicas, el pardo-ramón quereda laviña.
 - www.cehipar.es/_files/users/publicaciones/145.pdf
- Formas de casco de embarcaciones rápidas- canal de experiencias hidrodinámicas, el pardo- Jose M° Gonzalez Alvarez campana.
 - <http://www.etsin.upm.es/sfs/E.T.S.I.%20Navales/ASIGNATURAS%20PLAN%202002/ACN/OPHIDRODEMBRAPIDAS.pdf>
- Hydrodynamic Desing Principles Of Pumps And Ducting For Waterjets Propulsion .
 - <http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/775620.pdf>
- Diseño Y Construcción De Embarcaciones Militares Rápidas En Colombia.
 - <http://www.ipen.org.br/downloads/XIX/SYMMISSEL/Fredy%20Z%C3%A1rate.pdf>
- Aplicaciones De La Optimización En El Diseño De Embarcaciones De Servicio Fluvial.
 - <https://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/6058/1/AplicOptimizTransFluv.ppt>
- Comparación De Dos Formulaciones Para Estimar La Presión Dinámica En El Fondo De Embarcaciones Planeadoras.
 - <http://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/20245?mode=full>

- Waterjet y diagramas de funcionamiento.
 - <https://www.yumpu.com/es/document/view/14486375/75-waterjet-y-diagrama-de-funcionamiento/7>.
- Maniobrabilidad en aguas someras de un buque fluvial con alta relación manga/calado.
 - https://www.openstarts.units.it/dspace/bitstream/10077/8821/1/12_Mora_Pa_z_et_al.pdf.
- Análisis de resultados propulsivos en una lancha planeadora de 11 m.
 - <http://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/20247?mode=full>
- Anteproyecto de embarcación “crewboat” para transferencia de pasajeros y carga liviana en lagos, bahías y zonas de mar protegido.
 - <http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2012/bmfcig643a/doc/bmfcig643a.pdf>
- Datos técnicos de materiales
 1. <http://www.matweb.com/>
Equipos waterjet
 - <http://www.hamiltonjet.co.nz/>
 - <http://www.marinejetpower.com/>
 - <http://www.rolls-royce.com/marine/products/propulsors/waterjets/>
 - www.namjet.com
 - <http://www.wartsila.com/en/propulsors/wartsila-waterjets/waterjets>

6.11. VOCABULARIO DE TERMINOLOGIA NAVAL

Adrizar: Enderezar o poner en situación vertical al buque.

Arqueo bruto: es la expresión del tamaño total de un buque determinada de

Astilla muerta : Es la medición del ángulo entre la parte inferior de una embarcación y su haz más ancho. Un buque de pantoque 0° tiene un fondo plano, los altos números indican cascos en forma profunda en V.

Buque: toda construcción naval principal destinada a navegar, cualquiera que sea su clase y con un arqueo bruto mayor 74.48, incluidas sus partes integrantes y partes accesorias, tales con aparejos, repuestos, pertrechos, maquinas, instrumentos, y accesorios que sin formar partes de la estructura misma de la naves, se emplean en su servicio tanto en el medio acuatico como en el puerto. Al convenio internacional sobre arqueo de buques, 1969. (Arqueo pag 19).

Buque en Rosca: Se le llama así al desplazamiento del buque completamente Construido y con los fluidos en circulación en sus instalaciones, tales como, agua en calderas, condensadores, etc., y aceite de lubricación.

Calado: Profundidad media de un rio navegable, puerto, fondeadero, etc.
Distancia vertical desde la quilla hasta la superficie del agua.

Carena: La obra viva del casco de un buque.

DICAPI: Dirección General de Capitanías y Guardacostas.

Escora: Desviación o inclinación que adopta un buque por efecto de la estiba de la carga, por la fuerza del viento o cualquier otra causa.

Estabilidad: Propiedad peculiar de los buques bien contruidos y bien cargados de resistir a las fuerzas que intertan hacerlos inclinar.

Flotabilidad: Es la propiedad que gozan ciertos cuerpos sumergidos en un líquido en determinadas condiciones de aflorar a la superficie. además, se cortan dentro de ciertas condiciones, en una línea que pasa por un punto llamado centro de flotación, que corresponde con el centro de gravedad de dicha flotación.

Francobordo: distancia vertical entre la cubierta superior estanca y la línea de máxima carga. Todos los buques tienen un límite de carga, sobrepasado el cual pierden sus cualidades marineras. Este límite viene indicado en el costado mediante un disco cruzado por una línea horizontal que señala el máximo calado autorizado. Es el llamado “disco de francobordo” o “marca Plimsoll”.

OMI: Organización Marítima Internacional.

Obra viva: la parte del casco que va bajo el agua, o sea desde la línea de máxima carga hacia abajo.

Slamming : Se denomina al golpe de la ola en el casco

Uir: unidad de interdicción ribereña

ANEXOS

Aluminum 5052-H34

Categories: [Metal](#); [Nonferrous Metal](#); [Aluminum Alloy](#); [5000 Series Aluminum Alloy](#)

Material Notes: This alloy has good workability, very good corrosion resistance, high fatigue strength, weldability, and moderate strength. This leads to its use in aircraft fuel/oil lines, fuel tanks, other transportation areas, sheet metal work, appliances and lighting, wire, and rivets.

Data points with the AA note have been provided by the Aluminum Association, Inc. and are NOT FOR DESIGN.

Composition Notes:
Composition information provided by the Aluminum Association and is not for design.

Key Words: UNS A95052; ISO AlMg2.5; Aluminium 5052-H34; AA5052-H34

Vendors: [Click here](#) to view all available suppliers for this material.

Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	2.68 g/cc	0.0968 lb/in ³	AA: Typical
Mechanical Properties			
	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	68	68	AA: Typical; 500 g load; 10 mm ball
Hardness, Knoop	91	91	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Vickers	78	78	Converted from Brinell Hardness Value
Tensile Strength, Ultimate	262 MPa	38000 psi	AA: Typical
	34.0 MPa	4930 psi	
	@Temperature 371 °C	@Temperature 700 °F	
	52.0 MPa	7540 psi	
	@Temperature 318 °C	@Temperature 601 °F	
	83.0 MPa	12000 psi	
	@Temperature 260 °C	@Temperature 500 °F	
	165 MPa	23900 psi	
	@Temperature 204 °C	@Temperature 399 °F	
	207 MPa	30000 psi	
	@Temperature 149 °C	@Temperature 300 °F	
	262 MPa	38000 psi	
	@Temperature -28.0 °C	@Temperature -18.4 °F	
	262 MPa	38000 psi	
	@Temperature 24.0 °C	@Temperature 75.2 °F	
	262 MPa	38000 psi	
	@Temperature 100 °C	@Temperature 212 °F	
	276 MPa	40000 psi	
	@Temperature -80.0 °C	@Temperature -112 °F	
	379 MPa	55000 psi	
	@Temperature -196 °C	@Temperature -221 °F	
Tensile Strength, Yield	214 MPa	31000 psi	AA: Typical
	21.0 MPa	3050 psi	
	@Strain 0.200 %, Temperature 371 °C	@Strain 0.200 %, Temperature 700 °F	
	38.0 MPa	5510 psi	
	@Strain 0.200 %, Temperature 318 °C	@Strain 0.200 %, Temperature 601 °F	
	52.0 MPa	7540 psi	
	@Strain 0.200 %, Temperature 260 °C	@Strain 0.200 %, Temperature 500 °F	
	103 MPa	14900 psi	
	@Strain 0.200 %, Temperature 204 °C	@Strain 0.200 %, Temperature 399 °F	
	186 MPa	27000 psi	
	@Strain 0.200 %, Temperature 149 °C	@Strain 0.200 %, Temperature 300 °F	
	214 MPa	31000 psi	
	@Strain 0.200 %, Temperature -28.0 °C	@Strain 0.200 %, Temperature -18.4 °F	
	214 MPa	31000 psi	
	@Strain 0.200 %, Temperature 24.0 °C	@Strain 0.200 %, Temperature 75.2 °F	
	214 MPa	31000 psi	
	@Strain 0.200 %, Temperature 100 °C	@Strain 0.200 %, Temperature 212 °F	
	221 MPa	32100 psi	
	@Strain 0.200 %, Temperature -80.0 °C	@Strain 0.200 %, Temperature -112 °F	

	248 MPa	36000 psi	
	@Strain 0.200 %	@Strain 0.200 %	
	Temperature -195 °C	Temperature -321 °F	
Elongation at Break 	16 %	16 %	
	@Temperature 24.0 °C	@Temperature 75.2 °F	
	18 %	18 %	
	@Temperature -26.0 °C	@Temperature -15.4 °F	
	18 %	18 %	
	@Temperature 103 °C	@Temperature 212 °F	
	21 %	21 %	
	@Temperature -30.0 °C	@Temperature -112 °F	
	27 %	27 %	
	@Temperature 143 °C	@Temperature 300 °F	
	28 %	28 %	
	@Temperature -195 °C	@Temperature -321 °F	
	45 %	45 %	
	@Temperature 204 °C	@Temperature 399 °F	
	80 %	80 %	
	@Temperature 280 °C	@Temperature 500 °F	
	110 %	110 %	
	@Temperature 316 °C	@Temperature 601 °F	
	130 %	130 %	
	@Temperature 371 °C	@Temperature 700 °F	
	10 %	10 %	AA; Typical
	@Thickness 1.50 mm	@Thickness 0.0625 in	
	14 %	14 %	AA; Typical
	@Diameter 12.7 mm	@Diameter 0.500 in	
Modulus of Elasticity	70.3 GPa	10200 ksi	AA; Typical; Average of tension and compression. Compression modulus is about 2% greater than tensile modulus.
Ultimate Bearing Strength	469 MPa	68000 psi	Edge distance/pin diameter = 2.0
Bearing Yield Strength	303 MPa	43900 psi	Edge distance/pin diameter = 2.0
Poissons Ratio	0.33	0.33	
Fatigue Strength	124 MPa	18000 psi	completely reversed stress; RR Moore machine/specimen
	@# of Cycles 5.00e+8	@# of Cycles 5.00e+8	
Machinability	50 %	50 %	0-100 Scale of Aluminum Alloys
Shear Modulus	25.9 GPa	3760 ksi	
Shear Strength	145 MPa	21000 psi	AA; Typical
Electrical Properties	Metric	English	Comments
Electrical Resistivity	0.00000499 ohm-cm	0.00000499 ohm-cm	AA; Typical
	@Temperature 20.0 °C	@Temperature 68.0 °F	
Thermal Properties	Metric	English	Comments
CTE, linear 	22.1 µm/m-°C	12.3 µin/in-°F	
	@Temperature -50.0 - 20.0 °C	@Temperature -58.0 - 68.0 °F	
	23.8 µm/m-°C	13.2 µin/in-°F	AA; Typical; average over range
	@Temperature 20.0 - 100 °C	@Temperature 68.0 - 212 °F	
	24.8 µm/m-°C	13.8 µin/in-°F	
	@Temperatures 20.0 - 200 °C	@Temperature 68.0 - 392 °F	
	25.7 µm/m-°C	14.3 µin/in-°F	
	@Temperature 20.0 - 300 °C	@Temperature 68.0 - 572 °F	
Specific Heat Capacity	0.880 J/g-°C	0.210 BTU/lb-°F	Estimated from trends in similar Al alloys.
Thermal Conductivity	138 W/m-K	960 BTU-in/hr-ft²-°F	AA; Typical at 77°F
Melting Point	607.2 - 649 °C	1125 - 1200 °F	AA; Typical range based on typical composition for wrought products 1/4 inch thickness or greater
Solidus	607.2 °C	1125 °F	AA; Typical
Liquidus	649 °C	1200 °F	AA; Typical
Processing Properties	Metric	English	Comments
Annealing Temperature	343 °C	650 °F	holding at temperature not required
Hot-Working Temperature	260 - 510 °C	500 - 950 °F	
Component Elements Properties	Metric	English	Comments
Aluminum, Al	95.7 - 97.7 %	95.7 - 97.7 %	As remainder
Chromium, Cr	0.15 - 0.35 %	0.15 - 0.35 %	
Copper, Cu	<= 0.10 %	<= 0.10 %	
Iron, Fe	<= 0.40 %	<= 0.40 %	
Magnesium, Mg	2.2 - 2.8 %	2.2 - 2.8 %	
Manganese, Mn	<= 0.10 %	<= 0.10 %	
Other, each	<= 0.050 %	<= 0.050 %	
Other, total	<= 0.15 %	<= 0.15 %	

Silicon, Si

<= 0.25 %

<= 0.25 %

Zinc, Zn

<= 0.10 %

<= 0.10 %

References for this datasheet.

Some of the values displayed above may have been converted from their original units and/or rounded in order to display the information in a consistent format. Users requiring more precise data for scientific or engineering calculations can click on the property value to see the original value as well as raw conversions to equivalent units. We advise that you only use the original value or one of its raw conversions in your calculations to minimize rounding error. We also ask that you refer to MatWeb's [terms of use](#) regarding this information. [Click here](#) to view all the property values for this datasheet as they were originally entered into MatWeb.



ORDER ONLINE or Toll Free 1-800-333-3331

[Shopping Cart](#)

Search:

[go](#) Shop By Brand

[Home](#) | [Free Catalog](#) | [Order Status](#) | [My Account](#) | [Login](#)

INDUSTRIAL FILTER FINDER

FIND THE RIGHT FILTERS FOR YOUR INDUSTRIAL, FARM, LAWN AND LIFT TRUCK EQUIPMENT.

TRY IT NOW

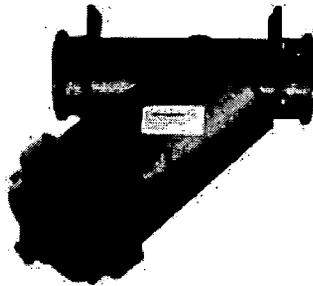
ALL PRODUCT DEPARTMENTS

- Above Ground Storage Tank & Bulk Plant Equipment
- Air Line Filters, Regulators & Lubricators
- Aircraft Fueling Equipment
- Camlock Fittings / Quick Couplings
- Construction Castings
- Diesel Exhaust Fluid (DEF)
- Disaster Recovery Equipment
- Dry Disconnects
- E85 / Biodiesel
- Farm Fueling Equipment & Ag Hose
- Filters
- Fire Equipment
- Fuel Oil Delivery
- Hose & Tubing
- Hose Barb / Pipe Fittings & Supplies
- IBC's, Totes & Tank Accessories
- Industrial Pumps
- Loading Systems
- Lube Equipment
- Marina Fueling Equipment
- Material & Drum Handling Equipment
- Meters
- Nozzles, Breakaways & Swivels
- Off Road Fueling Systems
- Pressure Gauges
- Pump Replacement Parts & Packing
- Reels & Grounding Equipment
- Service Station Equipment
- Specials
- Spill Sorbents & Wipes
- Storage & Fuel Transfer Tanks
- Swivel Joint Quick Quote
- Swivel Joints
- Tank Gauges & Alarms
- Tank Truck Equipment
- Transfer Pumps & Meters
- Transfer Tank & Pump Packages
- Underground Storage Tank Equipment
- Valves
- Washdown Stations and Accessories

CONTINUE SHOPPING

- [Home](#)
- [See All Categories](#)
- [See All Brands](#)

[Home](#) > [Valves](#) > [Strainers](#) > [Y-Strainers](#)



[Enlarge Image](#)

Banjo 3" Poly "Y" Strainer With 50 Mesh Screen

Item #	TPLSM300-50
Manufacturer	Banjo
Shipping Weight	8 lbs.
Description	3" Line Strainer With 50 Mesh Screen
Qty.	2/Box

Our Price: \$244.99

Volume Pricing	\$233.33	2-5
	\$222.72	6 or more

[Add to Cart](#)

Features & Benefits

- Lightweight.
- High volume.
- Constructed of glass filled polypropylene.
- 1/2" drain plug in bottom of cap.
- Reinforced stainless steel screen.
- 3" female NPT threads.
- 75 P. S.I. maximum

Additional Banjo 3" Poly "Y" Strainers

SKU	Description	Qty.	Price	Qty
TPLSM300-12	3" Line Strainer With 12 Mesh Screen	2/Box	\$244.99	<input type="text"/>
TPLSM300-20	3" Line Strainer With 20 Mesh Screen	2/Box	\$244.99	<input type="text"/>
TPLSM300-04	3" Line Strainer With 4 Mesh Screen	2/Box	\$244.99	<input type="text"/>
TPLSM300-50	3" Line Strainer With 50 Mesh Screen	2/Box	\$244.99	<input type="text"/>
TPLSM300-08	3" Line Strainer With 8 Mesh Screen	2/Box	\$244.99	<input type="text"/>

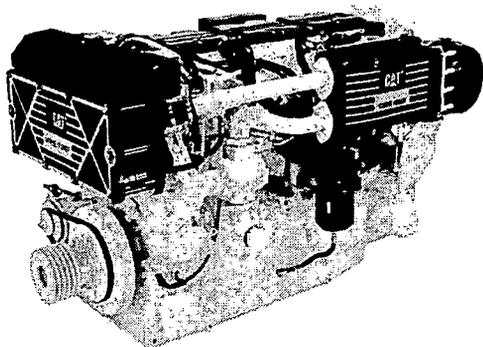
[Add to Cart](#)



C18 ACERT™

PROPULSIÓN MARINA

460 mhp (454 hp
al freno) 339 hp
al freno en kW



Es posible que la imagen que se muestra no sea idéntica al motor real

ESPECIFICACIONES

Motor diesel I-6 de 4 tiempos

Emissions.....	IMO/EPA Tier 2
Cilindrada.....	18,1 L (1.106 pulg ³)
Velocidad nominal del motor.....	1800
Calibré.....	145,0 mm (5,7 pulg)
Carrera.....	183,0 mm (7,2 pulg)
Aspiración.....	Turbocomprimido-Posenfriado
Regulador.....	Electrónico
Cooling System.....	Heat Exchanger or Keel Cooled
Peso neto seco (aprox.).....	1 020 kg (2 249 lb)
Capacidad de llenado	
Sistema de enfriamiento.....	45 L (12 gal)
Sistema de aceite lubricante.....	49 L (13 gal)
Intervalo de cambios de aceite.....	500 horas
Aceite de motor diesel Caterpillar 10W30 ó 15W40	
Rotación (desde el extremo del volante).....	A la izquierda
Flywheel and Flywheel Housing....	SAE No. 1 or SAE No. 0
Flywheel Teeth	
SAE No. 1.....	113
SAE No. 0.....	136
Contrapresión máxima de escape.....	6,7 kPa (26,9 Agua (pulgadas))

EQUIPO ESTÁNDAR DEL MOTOR

Air Inlet System

Corrosion-resistant sea water aftercooled, air cleaner/fumes disposal (closed system), jacket water cooled turbocharger, turbocharger inlet OD straight connection

Sistema de admisión de aire

Núcleo de posenfriador resistente a la corrosión, filtro de aire de servicio ligero (sistema abierto)

Control System

Electronic governing (A4), programmable low idle, electronic diagnostics and fault logging, fuel/air ratio control, electronic throttle position sensor

Sistema de enfriamiento

Bomba de agua de mar auxiliar de autocebado con rodete de caucho, bomba del agua de las camisas impulsada por engranajes, intercambiador de calor de placas de titanio con tanque de expansión, sistema de recuperación de refrigerante, termostato y caja

Sistema de escape

Múltiple de escape y turbocompresor enfriados por agua, orificio de salida embreadado redondeado

Sistema de combustible

Bomba de cebado de combustible, bomba de transferencia de combustible, filtro de combustible - servicio derecho o izquierdo, tubos de combustible flexibles

Flywheel and Flywheel Housing

SAE No.0 Flywheel(136 Teeth)
SAE No.0 Flywheel Housing

Instrumentación

Tablero de instrumentos de 24V con medidor de servicio eléctrico, interruptor de arranque/parada, botón de emergencia, luz de mantenimiento, luz de diagnóstico, luz de advertencia, interruptor para apagar el indicador de mantenimiento, disyuntores de 15A y 3A, e interruptor magnético del motor de arranque

Sistema de lubricación

Respiradero del cárter, enfriador de aceite del motor, filtro de aire - servicio derecho o izquierdo, indicador de nivel de aceite - servicio derecho o izquierdo, tubo de llenado de aceite, colector de aceite poco profundo, bomba de aceite impulsada por engranajes

Sistema de montaje

Soporte delantero - ajustable

Tomas de fuerza

Mando de bomba hidráulica estriado de 11 dientes SAE A, polea de cigüeñal de dos gargantas

Generalidades

Amortiguador y protector de vibraciones, pintura amarilla Caterpillar, armellas de levantamiento, conector de conexiones del cliente y conector de herramientas de servicio

ISO Certification

Factory-designed systems built at Caterpillar
ISO 9001:2000 certified facilities



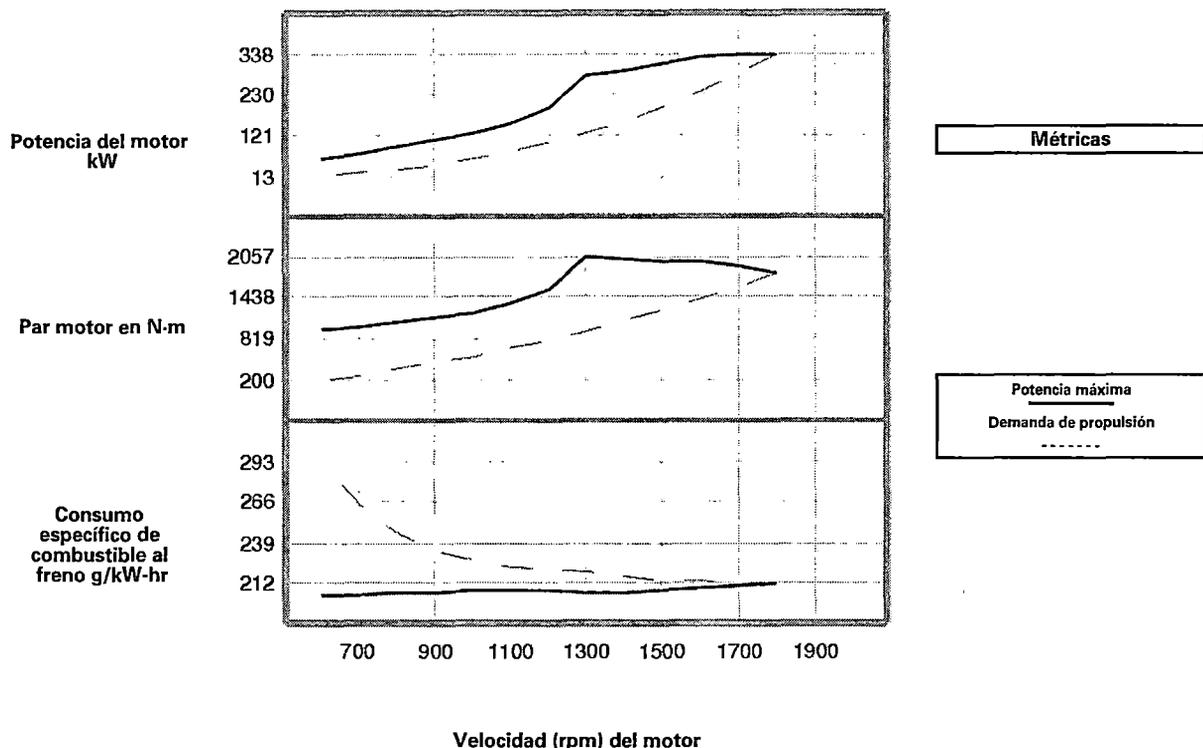
C18 ACERT™

PROPULSIÓN MARINA

460 mhp (454 hp al freno) 339 hp al freno en kW

CURVAS DE RENDIMIENTO

A-RATING - DM9574-00



Velocidad (rpm) del motor	Datos de potencia máxima				Datos de demanda de propulsión				
	Potencia del motor kW	Par motor en N-m	Consumo específico de combustible al freno g/kW-hr	Régimen del combustible litros/hr	Velocidad (rpm) del motor	Potencia del motor kW	Par motor en N-m	Consumo específico de combustible al freno g/kW-hr	Régimen del combustible litros/hr
1800	339	1796	212,1	85,6	1800	338,5	1796	212,1	85,6
1700	339	1901	210,1	84,8	1700	285,2	1602	211,9	72,0
1600	333	1987	208,6	82,8	1600	237,7	1419	212,3	60,2
1500	313	1993	207	77,2	1500	195,9	1247	213,4	49,8
1400	295	2012	205,6	72,3	1400	159,3	1086	215,8	41,0
1300	280	2057	205,7	68,7	1300	127,5	937	218,5	33,2
1200	197	1568	206,3	48,4	1200	100,3	798	220,6	26,4
1100	154	1337	206,6	37,9	1100	77,3	671	222,6	20,5
1000	126	1203	206,3	31,0	1000	58	554	226,7	15,7
900	106	1125	205,7	26,0	900	42,3	449	234,5	11,8
800	90	1074	204,9	22,0	800	29,7	355	246,5	8,7
700	74	1009	204	18,0	700	19,9	272	265,3	6,3
600	61	971	203,4	14,8	600	12,5	200	293,1	4,4

Nota: Los datos de demanda de propulsión forman una curva de demanda de propulsión cúbica con un exponente 3,0 para cascos de desplazamiento solamente.



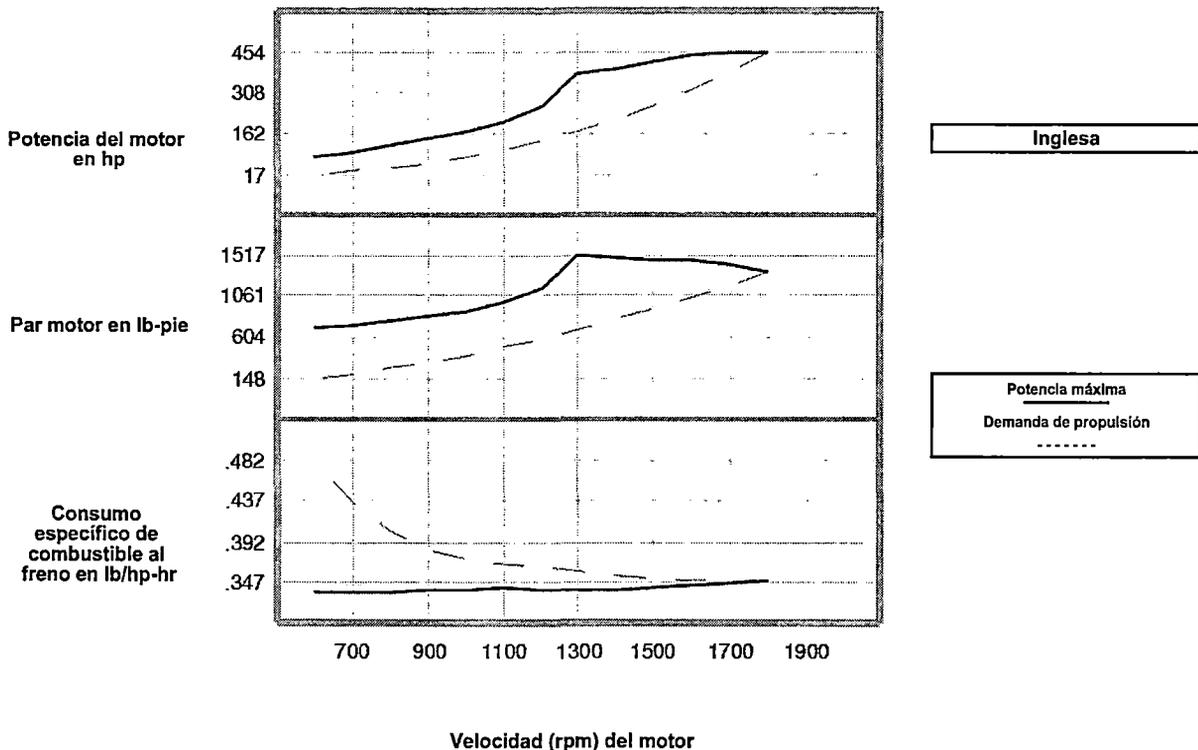
C18 ACERT™

PROPULSIÓN MARINA

460 mhp (454 hp al freno) 339 hp al freno en kW

CURVAS DE RENDIMIENTO

A-RATING - DM9574-00



Velocidad (rpm) del motor

Datos de potencia máxima					Datos de demanda de propulsión				
Velocidad (rpm) del motor	Potencia del motor en hp	Par motor en lb-pie	Consumo específico de combustible al freno en lb/hp-hr	Consumo de combustible en gph	Velocidad (rpm) del motor	Potencia del motor en hp	Par motor en lb-pie	Consumo específico de combustible al freno en lb/hp-hr	Consumo de combustible en gph
1800	454	1325	0,349	22,6	1800	454	1325	0,349	22,6
1700	454	1402	0,345	22,4	1700	382	1182	0,348	19,0
1600	447	1466	0,343	21,9	1600	319	1047	0,349	15,9
1500	420	1470	0,340	20,4	1500	263	920	0,351	13,2
1400	396	1484	0,338	19,1	1400	214	801	0,355	10,8
1300	375	1517	0,338	18,1	1300	171	691	0,359	8,8
1200	264	1156	0,339	12,8	1200	135	589	0,363	7,0
1100	207	986	0,340	10,0	1100	104	495	0,366	5,4
1000	169	887	0,339	8,2	1000	78	409	0,373	4,1
900	142	830	0,338	6,9	900	57	331	0,386	3,1
800	121	792	0,337	5,8	800	40	262	0,405	2,3
700	99	744	0,335	4,8	700	27	201	0,436	1,7
600	82	716	0,334	3,9	600	17	148	0,482	1,2

Nota: Los datos de demanda de propulsión forman una curva de demanda de propulsión cúbica con un exponente 3,0 para cascos de desplazamiento solamente.



C18 ACERT™

PROPULSIÓN MARINA

460 mhp (454 hp al freno) 339 hp al freno en kW

DEFINICIONES DE CLASIFICACIÓN Y CONDICIONES

A Rating (Unrestricted Continuous) -

% Load Factor: 80 to 100

% Time at Rated RPM: up to 80

Typical Time at Full Load: No Limit

Typical Hour/Year: 5000 to 8000

Typical Applications: For vessels operating at rated load and rated speed up to 100% of the time without interruption or load cycling (80% to 100% load factor).

Typical applications could include but are not limited to vessels such as freighters, tugboats, bottom drag trawlers, or deep river tugboats. Typical operation ranges from 5000 to 8000 hours per year.

La potencia

a la velocidad indicada del motor, está de acuerdo con ISO8665. Caterpillar mantiene instalaciones de prueba de motores aprobadas por ISO9000 para asegurar la calibración del equipo de prueba. Los motores de control electrónico se ajustan en la fábrica según la potencia publicada corregida de acuerdo con las condiciones ambientales estándar. Los índices de consumo de combustible publicados cumplen con ISO3046-1.

Los regímenes de consumo de combustible

se basan en fuel oil con un peso específico igual a 35° API [16°C (60°F)] y un contenido calorífico bajo de 42.780 kJ/kg (18.390 Btu/lb) cuando se usa a 29°C (85°F) y con una densidad de 838,9 g/L (7,001 lb/gal de EE.UU.). Es posible que haya clasificaciones adicionales disponibles para requisitos específicos del cliente. Consulte con su representante Caterpillar para obtener información adicional.

Los datos de rendimiento se calculan según las tolerancias y condiciones indicadas en esta hoja de especificaciones y sólo deben utilizarse para comparar con otros motores del fabricante. El rendimiento real del motor puede variar según la aplicación particular del motor y las condiciones de operación fuera del control de Caterpillar.

La potencia producida en el volante estará dentro de las tolerancias normales hasta 49° C (120° F) de temperatura del aire de combustión medida en la admisión del filtro de aire y una temperatura de combustible de hasta 52° C (125°F) medida en la base del filtro de combustible. Potencia nominal según el procedimiento NMMA como potencia del cigüeñal. Reduzca la potencia del cigüeñal en un 3% para calcular la potencia del eje de propulsión.



C18 ACERT™

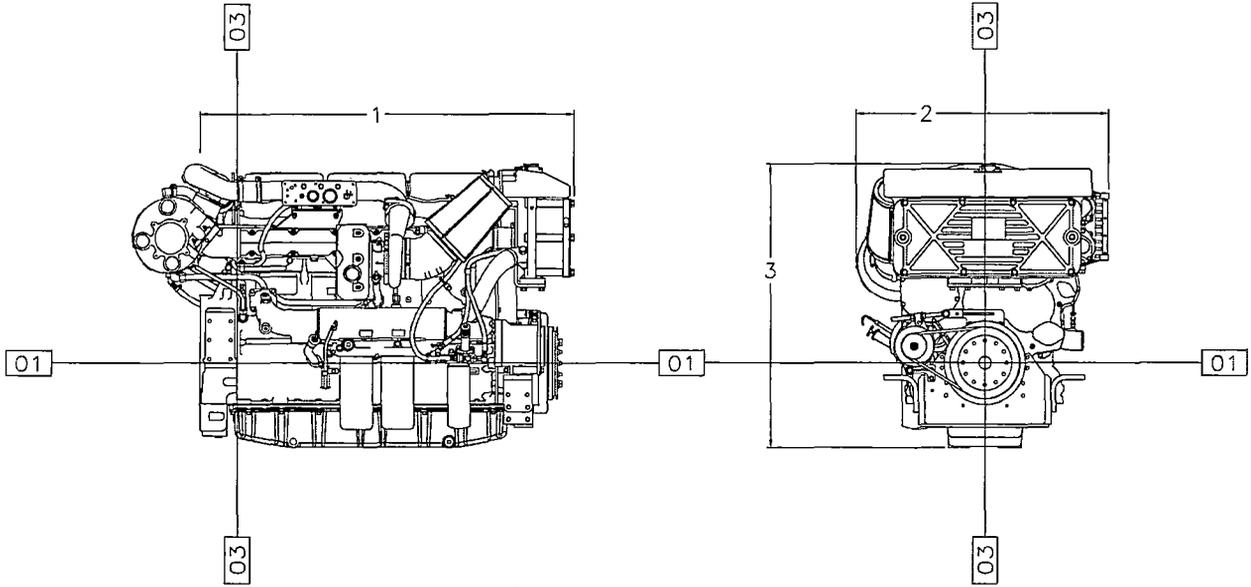
PROPULSIÓN MARINA

460 mhp (454 hp al freno) 339 hp al freno en kW

DIMENSIONES

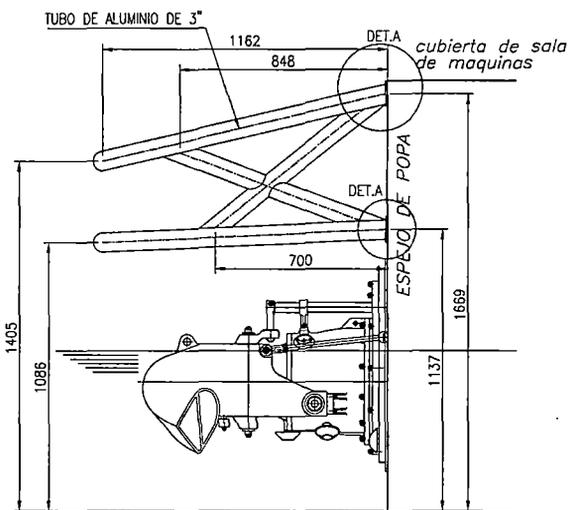
Lado derecho

Parte delantera

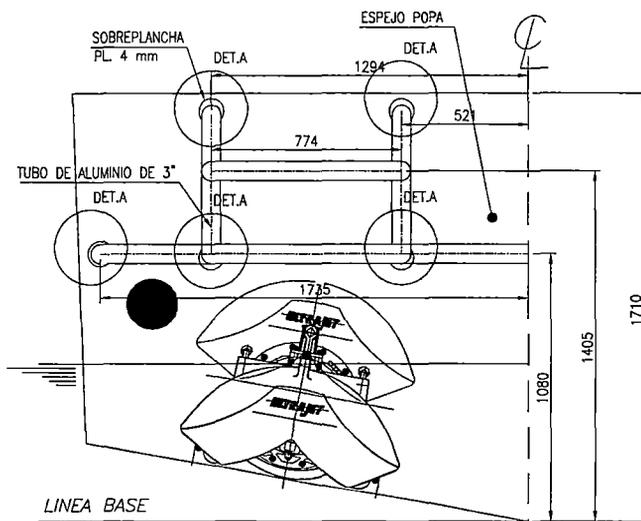


Dimensiones del motor*		
(1) Longitud a la caja del volante	1528,2 mm	60,17 pulg
(2) Ancho	1090,2 mm	42,92 pulg
(3) Altura	1143,2 mm	45,01 pulg
Peso neto seco (aprox.)	1020 kg	2249 lb

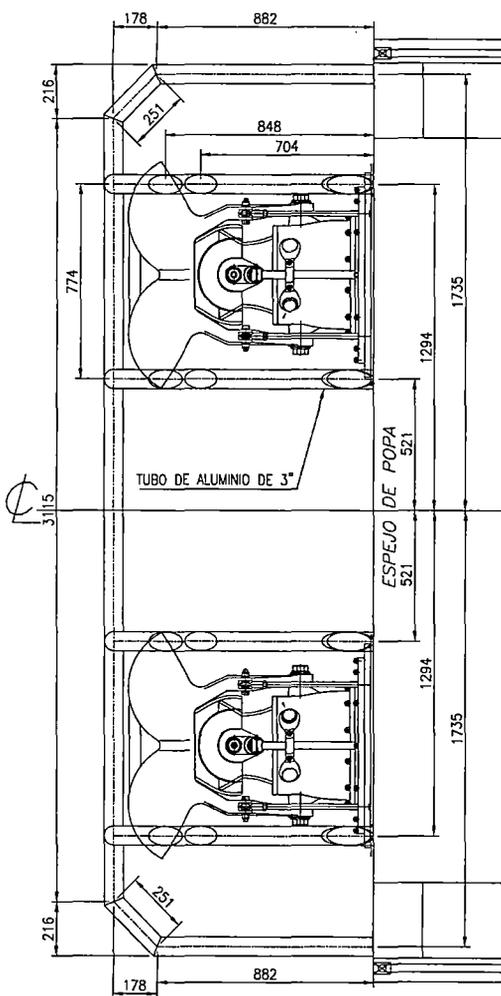
Nota: No los use para el diseño de la instalación. Vea los detalles en los planos acotados generales (Plano No. null).



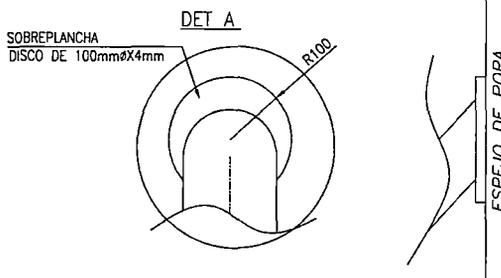
ELEVACION LONGITUDINAL



VISTA TRANSVERSAL



VISTA DE PLANTA



CARACTERISTICAS GENERALES

ESLORA.....	18.00 m
MANCA.....	3.75 m
PUNTAL.....	2.449 m

REV.	FECHA	DIBUJADO	REVISADO	APROBADO	DESCRIPCION

MGP "SIMA"

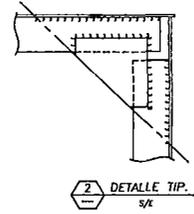
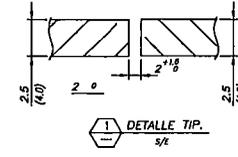
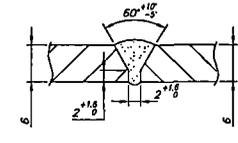


SIMA CALLAO

PATRULLERA FLUVIAL
DEFENSA EN POPA

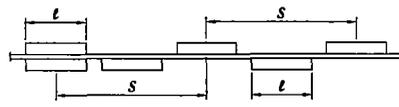
DISEÑADO POR : L.L.L.H.	REVISADO POR : F.C.S.	FECHA : 08-02-13	PLANO NUMERO : SI-12-PCD4-AL-BPX29-DICAPI-DP	PAG. : 1
DIBUJADO POR : L.L.L.H.	APROBADO POR : F.C.S.	ESCALA : 1:20	REV. :	

TABLA DE SOLDADURA PARA ALUMINIO							
Item	Uniones	Metal Base Espesor menor (t)	Tipo de Soldadura	Dimensiones de la Soldadura		Soldadura Intermitente	Proceso de Soldadura
				Garganta	Cateto		
1 Quilla Vertical:							
	Unión de Planchas	10	A Tope con penetración completa. Ver planos de quilla.	GMAW
	Varangas	4	Filete continuo por ambos lados.	4.5	6.6	GMAW
	Planchas de casco	6	Filete continuo por ambos lados.	4.5	6.6	GMAW
	Mamparo transversal	4	Filete continuo por ambos lados.	4.5	6.6	GMAW
2 Mamparos Transversales y Longitudinales							
	Unión de Planchas	4	A Tope con penetración completa. Ver detalle 1.	GMAW
	Casco de fondo, casco lateral y cubierta	4	Filete continuo por ambos lados.	4.5	6.6	GMAW
	Refzlos. en Tanq. combustible	3	Filete continuo por ambos lados.	3.5	5.0	GMAW
	Extremos de refuerzos con cartelas	3	Filete continuo por ambos lados. Ver detalle 2.	3.5	5.0	GMAW
	Refuerzos verticales en el resto.	3	Filete Intermitente alternado (zig-zag).	3.5	5.0	75 300	GMAW
	Traslapes en general (baos, cuadernas, varangas...)	4	Filete continuo por ambos lados.	4.5	6.6	GMAW
	Cartelas en general	3	Filete continuo por ambos lados.	3.5	5.0	GMAW
3 Plancho del casco:							
	Unión de planchas (todos los espesores).		A Tope con penetración completa. Ver detalle 1.	GMAW
	Codillo		Filete continuo de penetración completa. Ver detalle 3.	GMAW
4 Cubierta							
	Cubiertas: unión de planchas	3	A Tope con penetración completa. Ver detalle 1.	GMAW
	Cubiertas con casco lateral	4	Filete continuo por ambos lados.	4.5	6.6	GMAW
5 Cuadernas con:							
	Casco lateral desde cuad. 19 hacia proa	3	Filete continuo por ambos lados	4.5	6.6	GMAW
	Alma/ala	3	Filete continuo por ambos lados.	3.5	5.0	GMAW
6 Baos Simples con:							
	Cubierta (popa- sala de máquinas)	4	Filete continuo por ambos lados	4.5	6.6	GMAW
7 Baos reforzados (Bulfrcamas)							
	Cuadernas 11,12,14, 15,16,17,18, (alma con cubierta)	3	Filete continuo por ambos lados.	3.5	5.0	GMAW
	Cuadernas 11,12,14, 15,16,17,18, (alma con ala)	4	Filete continuo por ambos lados.	4.5	6.6	GMAW
				3.5	5.0	GMAW
		6.4	Filete continuo por ambos lados.	3.5	5.0	GMAW
10 Longitudinales con:							
	Cubierta	3	Filete Intermitente en zig-zag	3.5	5.0	75 300	GMAW
	Costado	4	Filete Intermitente en zig-zag	3.5	5.0	75 300	GMAW
	Fondo	4	Filete Intermitente en zig-zag	3.5	5.0	75 300	GMAW
12 Varangas:							
	Alma/fondo (Varangas)	4	Filete continuo por ambos lados.	4.5	6.6	GMAW
	Alma/ala	4	Filete continuo por ambos lados.	4.5	6.6	GMAW
13 Base de motor propulsor:							
	Carlinga de la base del motor (alma con ala)	10	Filete continuo por ambos lados.	6	8.5	GMAW
	Carlinga de la base del motor (alma con fondo)	6	Filete continuo por ambos lados.	4.5	6.6	GMAW
14 Superestructura:							
	Mamparos con cubierta principal y techo.	3	Filete continuo por ambos lados.	3.5	5.0	GMAW
	Todos los mamparos con refuerzos verticales.	3	Filete Intermitente alternado (zig-zag).	3.5	5.0	75 300	GMAW
	Baos	3	Filete Intermitente alternado (zig-zag).	3.5	5.0	75 300	GMAW

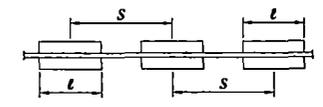


DETALLE TIP. 3/4

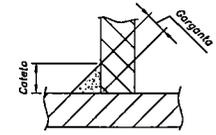
DETALLE TIP. 3/4



Soldadura intermitente en zig-zag



Soldadura intermitente en cadena



Dimensiones de la soldadura de filete

NOTAS :

1. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS: REGLAS DE CLASIFICACIÓN DE ABS Y EL ESPESOR DE REFORZAMIENTO DE LOS CORDONES DE SOLDADURA DEBE SER MENOR DE 3.0 MM.
2. LAS SUPERFICIES DE LOS CORDONES DE SOLDADURA DEBEN SER UNIFORME.
3. LOS CORDONES DE SOLDADURA EN LOS EXTREMOS DE UNIÓN DE REFUERZOS CON PLANCHAS DEBEN SER POR AMBOS LADOS.
4. AMBOS CATETOS DE LOS CORDONES DE SOLDADURA DE FILETE DEBEN SER IGUALES.
5. EN TODOS LOS CASOS ANTES DE APLICAR LA SOLDADURA DE RESPALDO SE ESMERILARA LA JUNTA HASTA LLEGAR AL METAL BLANCO.
6. BAOS SIMPLES, BAOS REFORZADOS, ESLORAS, ETC., DEBAJO DE PLANCHA INJERTADA MAS GRUESAS, SE SOLDARAN DOBLE CONTINUO CON SU RESPECTIVO CATETO.



SIMA IQUITOS DIVISION DE DISEÑO Y DESARROLLO

PATRULLERA FLUVIAL

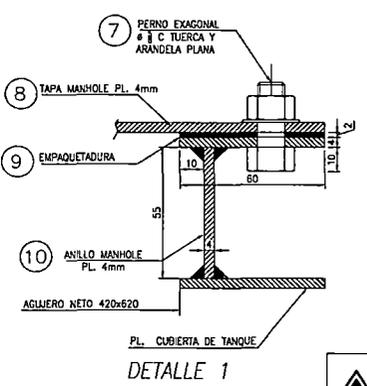
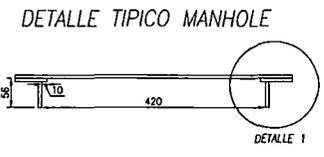
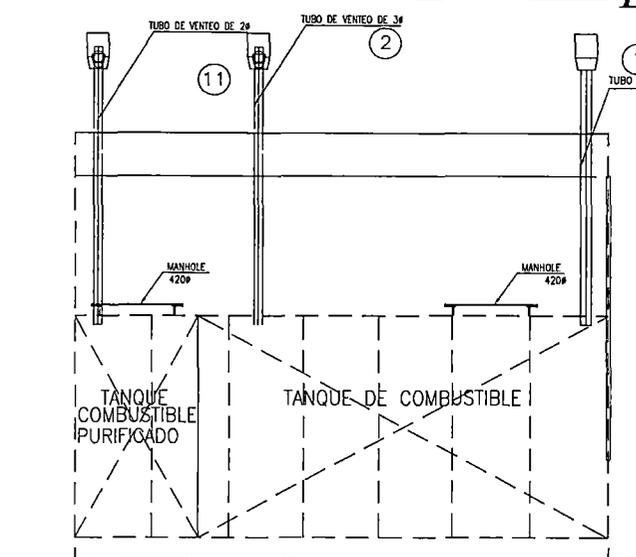
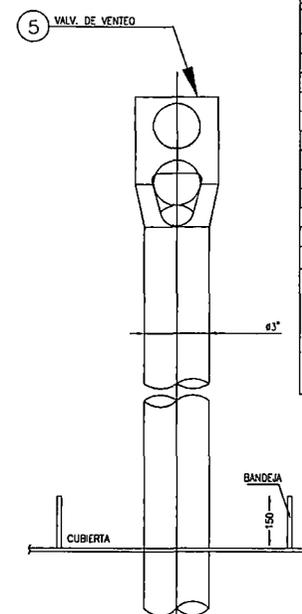
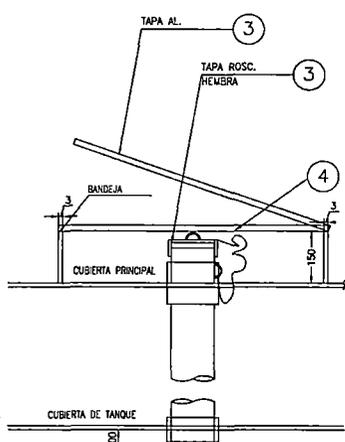
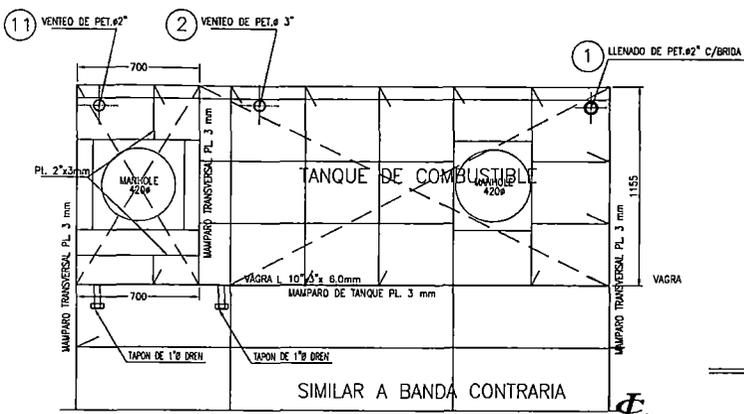
TABLA DE SOLDADURA

DISEÑADO POR : DDD - SI
 DIBUJADO POR : L.L.L.H.
 REVISADO POR : F.C.S.

PLANO NUMERO : SI-12-P04-AL-BFK29-DICAPI-1S HOJA : DE : REV. :
 FECHA : 24-01-13 ESCALA : 1:1 UNIDADES : mm INCL. PROYECTO :

ESTE PLANO Y SU CONTENIDO SON PROPIEDAD INTELECTUAL DE SIMA PERU S.A. - PROHIBIDA SU REPRODUCCION SIN PREVIA AUTORIZACION

REV.	FECHA	DIBUJADO	REVISADO	APROBADO	DESCRIPCION



LISTADO DE MATERIALES:

POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	UNIDAD	PESO (Kg)	TOTAL	OBSERVACIONES
1	1 Pz.	TUBO #2 SCH 40-6000mm.	ASB ASB	-	-	-	P VENTEO
2	1 Pz.	TUBO #3 SCH 40-6000mm.	ASB ASB	-	-	-	P VENTEO
3	2 Pz.	TAPE ROSCADA MEMBRA DE 2"	AC. GALVANIZADO	-	-	-	LLENADO
4	2 Pz.	CAJERA PARA TAPA DE LLENADO #5/8-2000mm LONG.	BRONCE	-	-	-	LLENADO
5	2 Pz.	VALVULA DE VENTEO #3/4" TO C/BOLA PLASTICA Y MALLA ANTIFLAMA	ACODON/INCO/PLASTICO	-	-	-	-
6	2 Pz.	AG. DE INEL PLANO C/VALV. AUTOM. #1/2" 500mm Y PROTECTOR	ACERO/VIDRO	-	-	-	-
7	50 Pz.	PERNO C/HECAL 5/8"-1000mm LONG.	SAE GRUPO 3	-	-	-	-
8	4 Pz.	TAPA MANHOLE PL. 4mm	ALUMINO	-	-	-	-
9	4 Pz.	EMPAQUETADURA 2mm 500/20mm	TEPA VEGETAL	-	-	-	-
10	4 Pz.	BRANZA MANHOLE PL. 4mm	ALUMINO	-	-	-	-
11	1 Pz.	TUBO #1/2" SCH 40-6000mm.	ASB ASB	-	-	-	P VENTEO

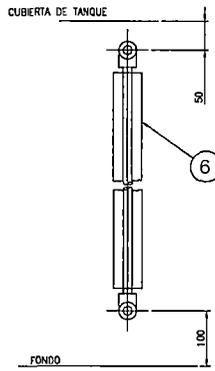
NOTAS:

1. LAS TUBERIAS DE VENTEO, LLENADO Y SONDAJE SERAN DE ACERO ASTM-A53 B, SCH 40, SIN COSTURA.
2. LAS BRIDAS SERAN TIPO LISA PARA SOLDAR SEGUN NORMA DIN 2576 MATERIAL ACERO ASTM A-36.
3. EL VENTEO DE LOS TANQUES DE PETROLEO, TENDRAN VALVULA DE CIERRE C/BOLA DE PLASTICO Y MALLA ANTIFLAMA.
4. TODOS LOS TUBOS DE VENTEO Y LLENADO DE LOS TANQUES DE PETROLEO Y LOGOS DEBERAN LLEVAR EN LA CUBIERTA BANDEAS PARA DERRAME.
5. LAS TUBERIAS SERAN SOPORTADAS CON ABRAZADERAS.
6. LA ALTURA DE VENTEO DE LOS TANQUES 750 MM SOBRE LA CUBIERTA PRINCIPAL.

SIMBOLOS:

	VALVULA MANROSA
	VALVULA DE CUBIERTA
	VALVULA STOP CHECK
	VALVULA CHECK
	VALVULA DE GLOBO
	VALVULA DE BOLA
	VALVULA CHECK DE PE
	FILTRO TIPO CAJA FANGO
	MANOMETRO CON VALVULA
	VALVULOMETRO CON VALVULA
	REDUCCION
	UNTA FLEXIBLE
	TUBERIA
	DIRECCION DEL FLUJO
	VALV. ANGULAR STOP CHECK
	BOMBA CENTRIFUGA
	BOMBA MANUAL SEMIROTATIVA
	VALV. DE CIERRE RAPIDO/REMOTO
	VALV. CHECK/ALMID. SEGURIDAD
	VALV. DE SEGURIDAD/ALMID
	BOMBA DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO
	PURIFICADOR DE PETROLEO
	FILTRO EN "Y"
	FILTRO DUPLEX/SEPAR. DE AGUA
	FILTRO SIMPLE

DETALLE TIPICO DE INDICADOR DE NIVEL



M10	10A	11	11A	11B	12	12A	M13
437	438	417	422	411	438	437	

SIMA
SISTEMAS RESISTENTES DE ALUMINIO
CONSTRUCTORES Y COMERCIALIZADORES

SIMA IQUITOS DIVISION DE DISEÑO Y DESARROLLO

PATRULLERA FLUVIAL

SISTEMA DE VENTEO LLENADO Y SONDAJE

DISEÑO POR: L.L.L.H.
DIBUJADO POR: L.L.L.H.

REVISADO POR: F.C.S.
APROBADO POR: F.C.S.

PLANO NÚMERO: SI-12-PC04-AL-BFX29-DICAPI-LL
FECHA: 08-02-2013
ESCALA: 1:20
UNIDADES: mm

NOVA: DE: f
REV: f

ESTE PLANO Y SU CONTENIDO SON PROPIEDAD INTELECTUAL DE SIMA PERU S.A. - PROHIBIDA SU REPRODUCCION SIN PREVIA AUTORIZACION

Rev.	FECHA	DIBUJADO	REVISADO	APROBADO	DESCRIPCION
C	11/04/13	L.L.L.H.	F.C.S.	F.C.S.	SE ADICIONA TANQUE DE COMBUSTIBLE PURIFICADO
B	25/02/13	L.L.L.H.	F.C.S.	F.C.S.	EMITIDO PARA CONSTRUCCION
A	25/02/13	L.L.L.H.	F.C.S.	F.C.S.	EMITIDO PARA REVISION

**BALANCE DE CARGAS
SISTEMA ELECTRICO 220/60HZ/3F**

ITEM	DESCRIPCIÓN	CARGA Kw	FACTOR DE EFICIENCIA	POTENCIA DE RED Kw	FACTOR SIMULTA NEIDAD	FORMA DE OPERACIÓN			
						NAVEGANDO DÍA		NAVEGANDO NOCHE	
						FU	Kw.	FU	Kw.
1	Alumbrado Interior cbta. Ppl.	0.12	1.00	0.12	1.00	0.75	0.09	1.00	0.12
2	Alumbrado Interior Bajo Cbta.	0.10	1.00	0.10	1.00	0.75	0.08	1.00	0.10
3	Alumbrado Exterior cbta. Ppl.	0.60	1.00	0.60	1.00	0.00	0.00	1.00	0.60
4	Faro Pirata	0.25	1.00	0.25	1.00	0.00	0.00	0.25	0.06
5	Tomacorrientes bajo cubierta	0.60	1.00	0.60	0.50	0.25	0.08	0.25	0.08
6	Tomacorrientes puente de mando	0.30	1.00	0.30	0.50	0.75	0.11	0.25	0.04
7	Convertidor estatico-cargador de baterias	0.25	0.90	0.28	1.00	1.00	0.28	1.00	0.28
8	Equipos electronicos	0.50	1.00	0.50	0.00	1.00	0.00	0.25	0.00
9	Electrobomba Achique	1.00	0.90	1.11	0.50	1.00	0.56	0.50	0.28
10	Aire acondicionado	3.30	0.90	3.67	0.75	1.00	2.75	1.00	2.75
11	Frigobar	0.90	0.90	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
12	Televisor	0.14	1.00	0.14	1.00	1.00	0.14	1.00	0.14
13	Microondas	1.00	0.90	1.11	0.25	0.25	0.07	0.25	0.07
14	Dvd	0.08	1.00	0.08	0.25	0.25	0.01	0.25	0.01
15	Extractor de sala de maquinas	1.00	0.85	1.18	1.00	1.00	1.18	0.50	0.59
16	Extractor del baño	0.03	0.90	0.04	1.00	1.00	0.04	1.00	0.04
17	Purificador centrifugo	1.00	0.85	1.18	1.00	1.00	1.18	0.50	0.59
18	Reserva varios	1.50	0.90	1.67	0.25	0.25	0.10	0.25	0.10
		$\Sigma =$	12.67 Kw	$\Sigma =$	13.93 Kw	$\Sigma =$	7.67 Kw	$\Sigma =$	6.85 Kw

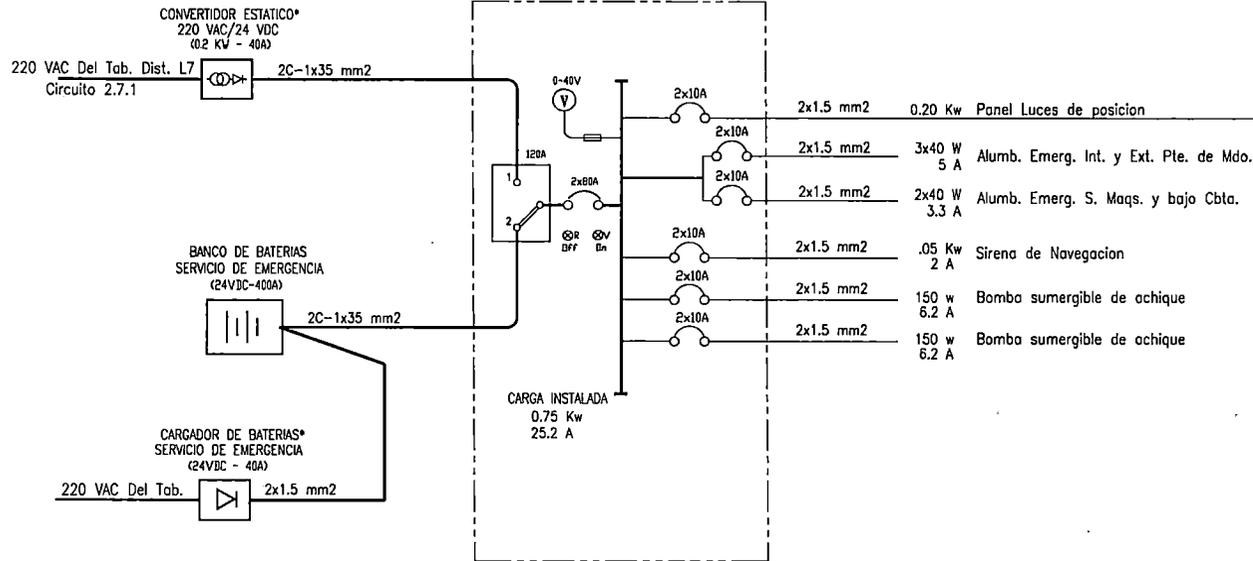
POT.INST GSEE c/u = 13.50 Kw
CARGA INSTALADA = 13.93 Kw
CARGA EN LA RED = 7.67 Kw
DEMANDA MÁXIMA = 7.67 Kw
% SOBRE POTENCIA PRIME DEL G.E= 56.81%
% SOBRE POTENCIA EMERGENCIA DEL G.E= 51.65%
% NAVEG. NOCHE SOBRE POT PRIME DEL GE= 50.74%

B	11-04-13	LLL.H.	F.C.S.	F.C.S.	SE EMITIÓ PARA CONSTRUCCION.
A	08-04-13	LLL.H.	F.C.S.	F.C.S.	SE EMITIÓ PARA REVISION.
REV.	FECHA	DIBUJADO	REVISADO	APROBADO	DESCRIPCION

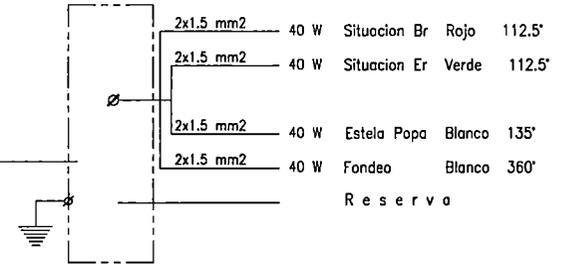
M. G. P.

 <p>SIMA SERVICIOS INDUSTRIALES DE LA MARINA CONSTRUCTORES Y REPARADORES NAVALES DESDE 1845</p>	PATRULLERA FLUVIAL			
	BALANCE DE CARGAS			
	PLANTA ELECTRICA 220V/60HZ/3F			
DISEÑADO POR : DDD - SI	REVISADO POR : L.LL.H.	FECHA : 08-04-13	PLANO NUMERO : SI-PC04-AL-BFX29-DICAPI-SE	PAG. : 1
DIBUJADO POR : L.LL.H.	APROBADO POR : F.C.S.	ESCALA : S/E		REV. : B
SIMA IQUITOS				

Tablero de Emergencia 24VDC
(Estacion de Radio Er.)



Panel Luces de posición
(panel de consola)



	Contactor auxiliar c/bobina de 220VAC
	Interruptor termomagnético
	Lampara de señalización (rojo o verde), indica interruptor conectado o desconectado.
	Voltmetro
	Contactor c/bobina de o 220VAC
Simbolo	Descripcion
LEYENDA	

* DE PREFERENCIA CONVERTIDOR ESTÁTICO Y CARGADOR DE BATERIAS EN UN SOLO EQUIPO

B	11/04/13	LLL.H.	F.C.S.	F.C.S.	SE EMITIO PARA CONSTRUCCION
A	10/04/13	R. P. H.	J.C.R.L.	P. V. Z.	EMITIDO PARA REVISION INTERNA
REV.	FECHA	DIBUJADO	REVISADO	APROBADO	DESCRIPCION

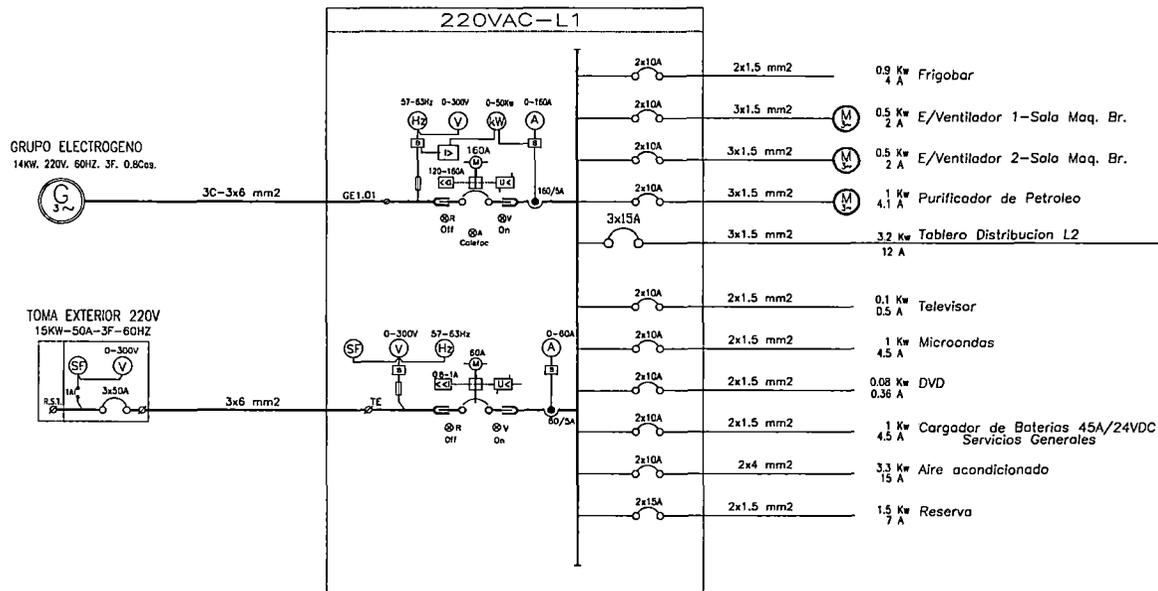
M.G.P.

NOTAS:

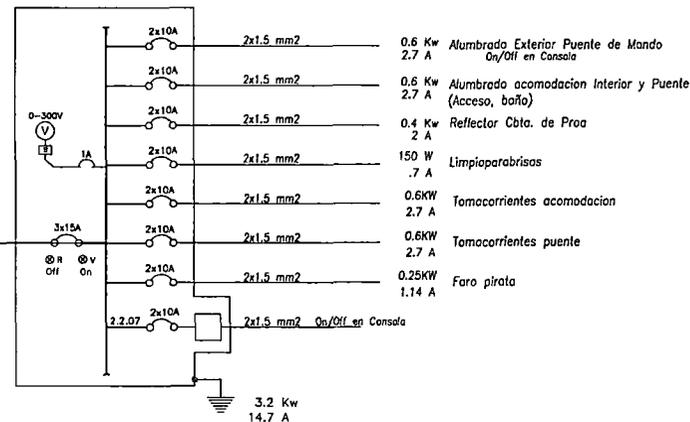
- Cables eléctricos de 0.6/1 kV, de conductores flexibles de Cu. Suave, multifilamentos homologado y/o certificado para uso naval, con aislamiento y forro protector de PVC.
- Los tableros eléctricos de Distribución serán construidos de acuerdo a las normas de IEC 439, estándar IP 54 y/o aprobados o certificados para uso naval.
- Las Luces de navegación y Panel de control son aprobados para uso naval.

 SIMA <small>SERVICIOS INDUSTRIALES DE LA MARINA CONSTRUCTORES Y REPARADORES NAVALES 1932-1950</small>	PATRULLERA FLUVIAL			
	PLANTA ELECTRICA Diagrama Unifilar de 24 VDC			
DISEÑADO POR : D.D.D. - SI	REVISADO POR : F.C.S.	FECHA : 10-04-13	PLANO NUMERO : SI-12-PC04-AL-BFK29-DICAPI-SE	PAG. : 1
DIBUJADO POR : LLL.H.	APROBADO POR : F.C.S.	ESCALA : S/E		REV. : B
SIMA IQUITOS				

TABLERO PRINCIPAL 220 V, 3F, 60HZ, L1



TABLERO DISTRIBUCION 220VAC-L2



REV.	FECHA	DIBUJADO	REVISADO	APROBADO	DESCRIPCION
B	11/04/13	LLL.H.	F.C.S.	F.C.S.	SE EMITIO PARA CONSTRUCCION
A	10/04/13	LLL.H.	F.C.S.	F.C.S.	SE EMITIO PARA REVISION

M.G.P.

NOTAS:

1. Cables eléctricos de 0,6/1 kV, de conductores flexibles de Cu. Suave, multifilamentos homologado y/o certificado para uso naval, con aislamiento y forro protector de PVC.
2. Los tableros eléctricos de Distribución serán construidos de acuerdo a las normas de IEC 439, estanco IP54 y/o aprobados o Certificados para uso naval.
3. Las Luces de navegación y Panel de control son aprobados para uso naval.



SIMA
SERVICIOS INDUSTRIALES DE LA MARINA
CONSTRUCTORES Y REPARADORES NAVALES
DESDE 1945

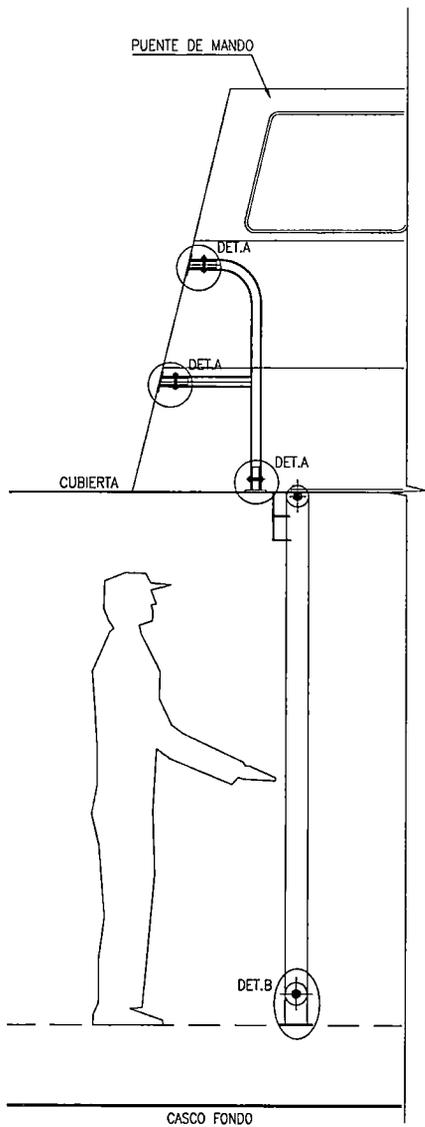
PATRULLERA FLUVIAL

PLANTA ELECTRICA

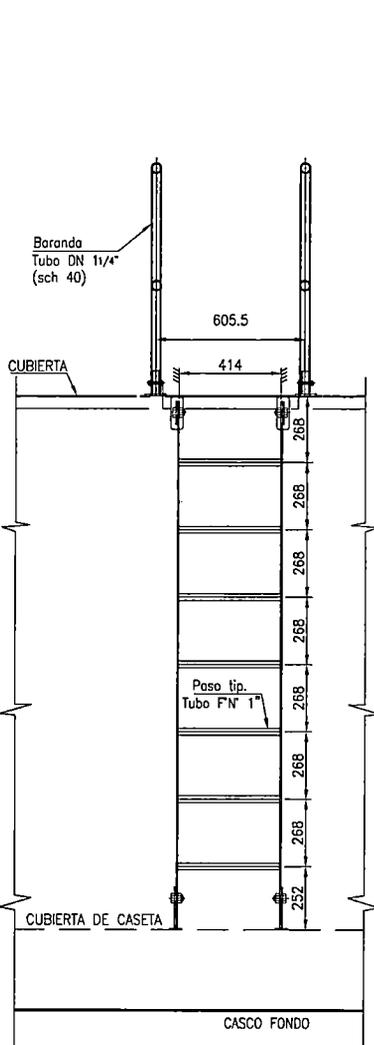
Diagrama Unifilar de 220 VDC

DISEÑADO POR : D.D.D. - SI	REVISADO POR : F.C.S.	FECHA : 10-04-13	PLANO NUMERO : SI-PC04-AL-BFX29-DICAPI-SE	PAG. : 1
DIBUJADO POR : LLL.H.	APROBADO POR : F.C.S.	ESCALA : S/E	REV. : B	

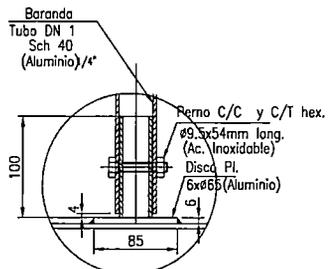
SIMA IQUITOS



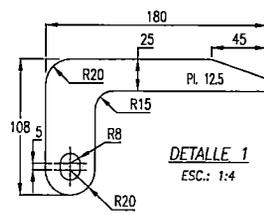
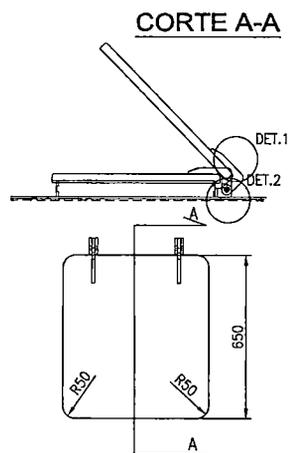
ELEVACIÓN



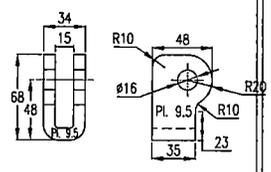
FRONTAL
(MIRANDO A DE PROA A POPA)



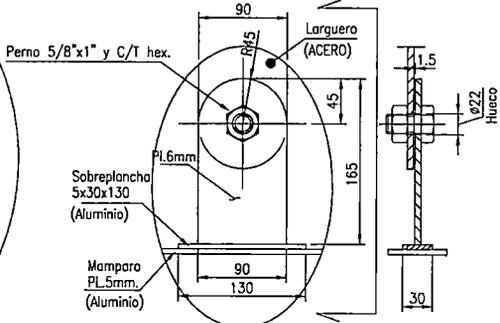
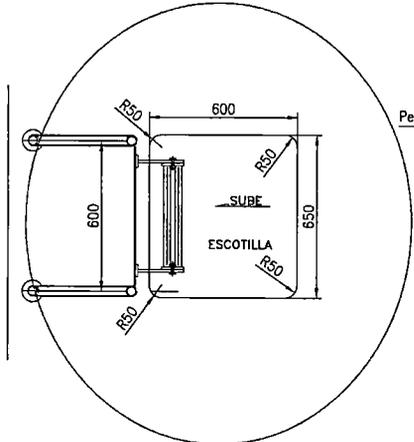
DETALLE "A"
Esc. 1/5



DETALLE 1
ESC.: 1:4



DETALLE 2
ESC.: 1:4



DETALLE "B"
Esc. 1/5

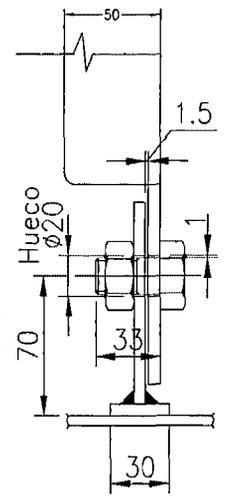
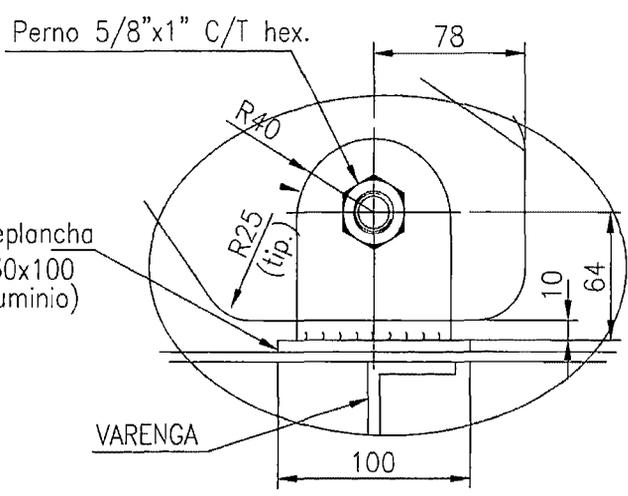
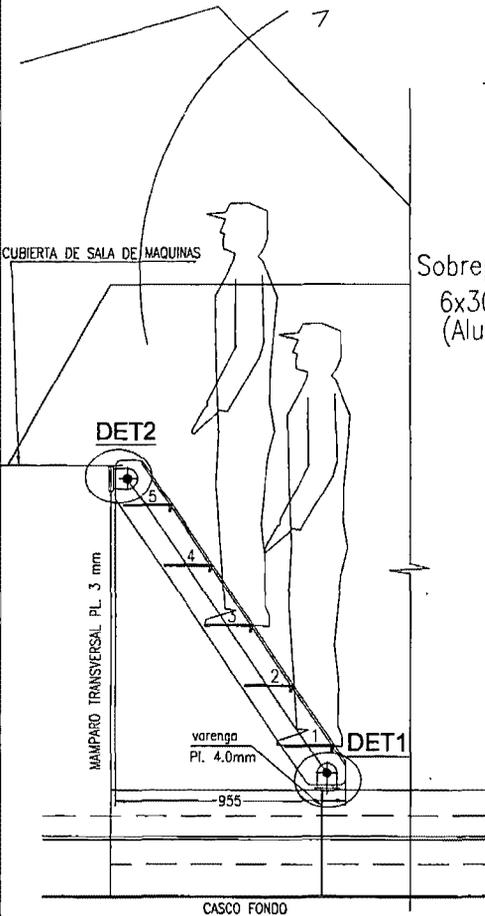
MGP "SIMAI"



PATRULLERA FLUVIAL
ESCALERA DE PROA

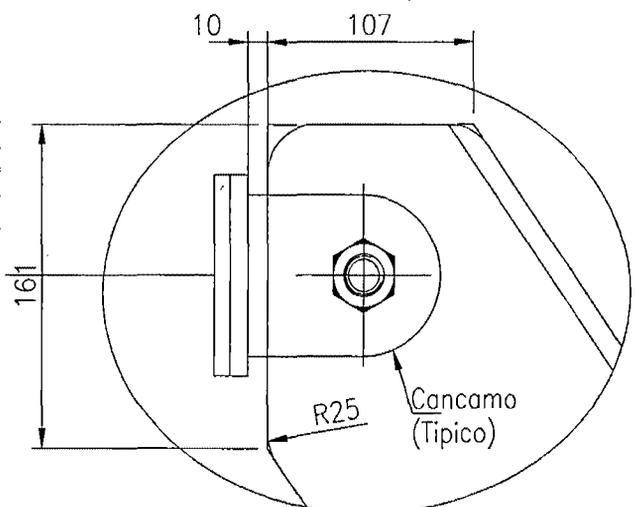
SIMA IQUITOS

DISEÑADO POR : L.L.L.H.	REVISADO POR : F.C.S.	FECHA : 01-02-13	PLANO NUMERO : SI-12-PC04-AL-87029-DICAR-EP	PAG. : 1
DIBUJADO POR : L.L.L.H.	APROBADO POR : F.C.S.	ESCALA : 1:20		REV. :

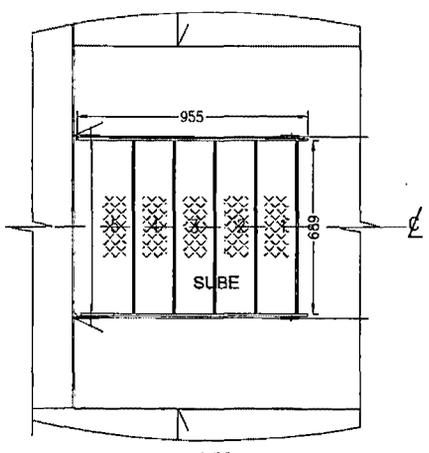


DETALLE 1 (TIPICO)

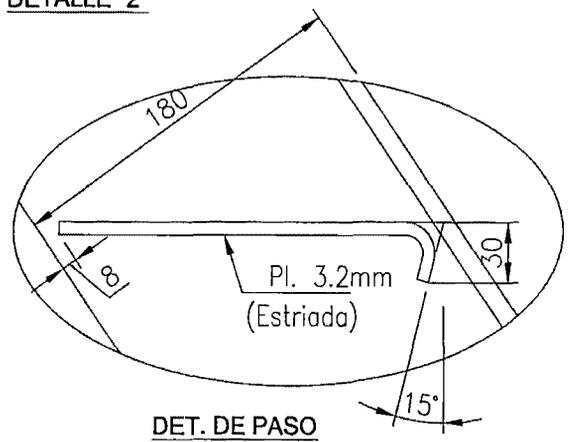
Esc. 1/5



DETALLE "2"



VISTA DE PLANTA



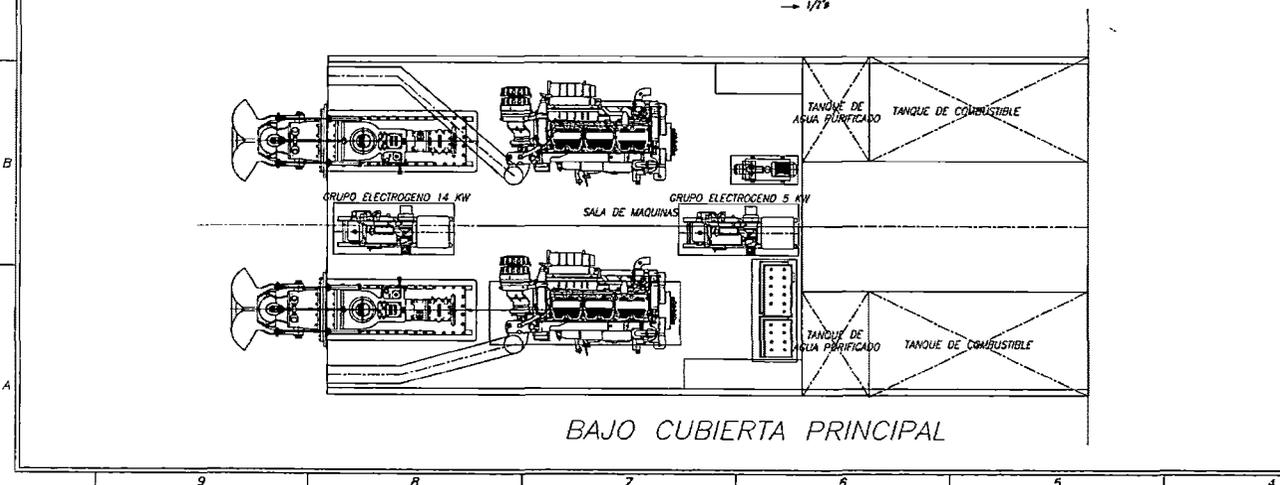
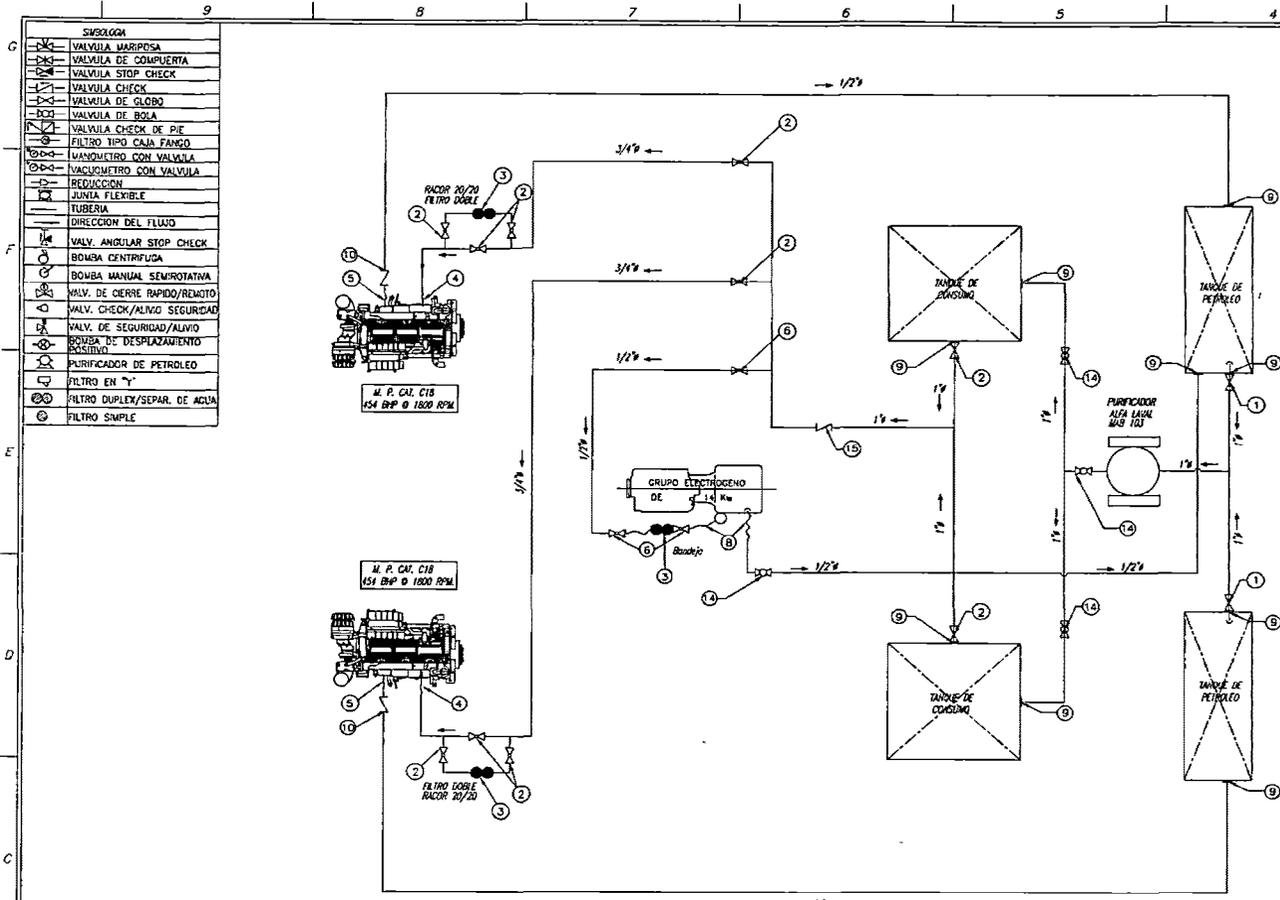
DET. DE PASO

MGP "SIMAI"



PATRULLERA FLUVIAL
ESCALERA DE POPA

DISENADO POR : L.L.L.H.	REVISADO POR : F.C.S.	FECHA : 31-01-13	PLANO NUMERO :	PAG. : 1
SIMA IQUITOS			SI-12-PC04-AL-BPX29-DICAP-EP	REV. :
DIBUJADO POR : L.L.L.H.	APROBADO POR : F.C.S.	ESCALA : 1:20		



LISTADO DE MATERIALES:		DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO (Kg.)		OBSERVACIONES
POS.	CANT.			UNITARIO	TOTAL	
1	2 Pzs.	VALV. DE CIERRE RAPIDO (S.O.S.) 1" x 130 PSI C/B	AC. FUNDIDO/ IN. Ac. 200	-	-	
2	8 Pzs.	VALVULA DE BOLA RECTA DE 3/4" PN10 C/BRDA	Fx. FUNDIDO/ BOLA Ac. INOX.	-	-	ASENTO DE TEFLON
3	3 Pzs.	FILTRO PRIMARIO DUPLEX RACOR P/MOTOR PRINC.	-	-	-	
4	2 Pzs.	FLEXIBLE #3/4"X10M. PN.10	-	-	-	SUMINISTRADO C/MOTOR
5	2 Pzs.	FLEXIBLE #1/2"X10M. PN.10	-	-	-	SUMINISTRADO C/MOTOR
6	3 Pzs.	VALVULA DE BOLA RECTA DE 1/2" PN10 C/ROSCA	Fx. FUNDIDO/ BOLA Ac. INOX.	-	-	ASENTO DE TEFLON
7	2 Pzs.	FILTRO PRIMARIO DUPLEX RACOR GRUPO ELEROTROGENO	-	-	-	
8	1 Pza.	FLEXIBLE #1/2"X10M. PN.10	-	-	-	SUMINISTRADO C/MOTOR
9	8 Pzs.	NIPLE	AC. ASTM A-53B	-	-	
10	8 Pzs.	VALVULA SWING CHECK DE 1/2" PN10 C/ROSCA	Fx. FUNDIDO/ BOLA Ac. INOX.	-	-	ASENTO DE TEFLON
11	1 Pza.	TUBO # 3/4" SCH 40x6000mm. LONG.	AC. ASTM A-103	-	-	
12	2 Pzs.	TUBO #1/2" SCH 40x2000mm.LONG.	AC. ASTM A-53B	-	-	
13	2 Pzs.	TUBO #1" SCH 40x4000mm.LONG.	AC. ASTM A-53B	-	-	
14	2 Pzs.	VALVULA DE BOLA RECTA DE 1" PN10 C/ROSCA	Fx. FUNDIDO/ BOLA Ac. INOX.	-	-	ASENTO DE TEFLON
15	1 Pza.	VALVULA SWING CHECK DE 1"	Fx. FUNDIDO/ BOLA Ac. INOX.	-	-	ASENTO DE TEFLON
				PESO TOTAL	-	

- NOTAS :
- TODAS LAS TUBERIAS SERAN SCH. 40 SIN COSTURA EN AC. ASTM A-53 GRADO E, DECAPADAS INTEGRAMENTE DESPUES DE SU PREFABRICADO.
 - PRESSION DE TRABAJO 2 BAR
 - PRESSION DE PRUEBA 3 BAR
 - LA VENTILACION DE LOS TANQUES TENDRAN DISPOSITIVOS DE CIERRE CON BOLA PLASTICO ANTIFLAMABLE.
 - EL NIVEL MAS BAJO DEL TANQUE DE SERVICIO SERA 2.5 m (MINIMO) SOBRE LA LINEA CENTRAL DEL CUERPO DEL MOTOR
 - PARA LOS MOTORES PRINC. Y AUXILIARES SE INSTALARAN FILTROS DOBLES PARA QUE SU LIMPIEZA NO INTERRUPTA EL SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE.
 - TODAS LAS TUBERIAS SON PROBADAS ANTES DE INSTALARSE A 3.4 BAR O 50 PSI.
 - LAS VALVULAS CON ACTUADORES DE CONTROL REMOTO TENDRAN TAMBIEN ACCIONAMIENTO LOCAL.
 - DESPUES DE SU INSTALACION SERAN PROGRAMAS EN CONDICIONES DE TRABAJO.

B	05-04-2013	ILLR	F.C.S.	F.C.S.	EMITIDO PARA SU REVISION
A	21-07-2010	ILLR	F.C.S.	F.C.S.	EMITIDO PARA SU REVISION
REV.	FECHA	DIBUJADO	REVISADO	APROBADO	DESCRIPCION

M. G. P.

SIMA IQUITOS DIVISION DE DISEÑO Y DESARROLLO

PATRULLERA FLUVIAL

SISTEMA DE COMBUSTIBLE
MAQUINA PRINC. Y AUXILIARES

SIMA
SECCION BOLSONERAS DE LA MARINA
INTEGRACION E INGENIERIA MARITIMA

DISEÑADO POR : I.L.L.H.
 DIBUJADO POR : I.L.L.H.
 REVISADO POR :
 APROBADO POR : F.C.S.

PLANO NÚMERO : SI-12-PC04-BFX29-DICAPI-SC
 ESCALA : 1:75
 FECHA : 05-04-2013
 UNIDADES : mm
 INGENIERO :
 REV. : B

ESTE PLANO Y SU CONTENIDO SON PROPIEDAD INTELECTUAL DE SIMA PERU S.A. - PROHIBIDA SU REPRODUCCION SIN PREVIA AUTORIZACION