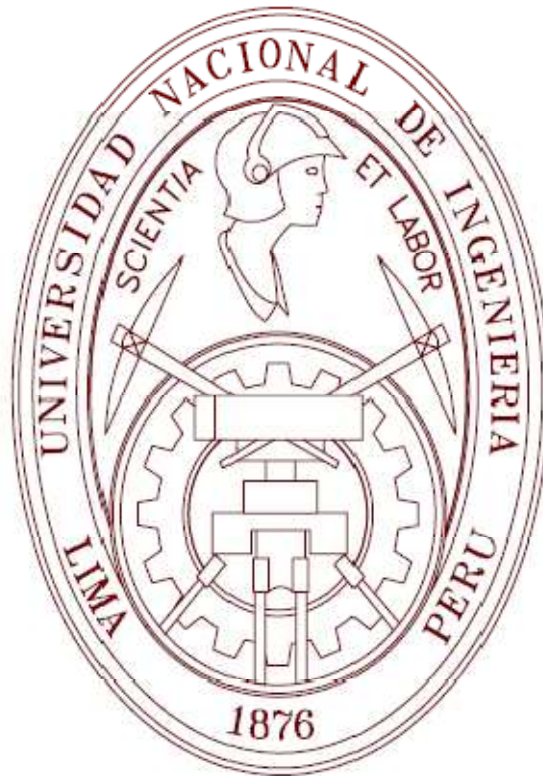


**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**“DISEÑO DE UN EMPUJADOR FLUVIAL DE 900 HP DE  
POTENCIA INSTALADA PARA LA NAVEGACIÓN EN LA  
AMAZONIA PERUANA.”**

**TESIS**

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

**ALEMBER GARY GAGO RODRÍGUEZ**

**PROMOCIÓN 2007-II  
LIMA-PERÚ  
2010**

## ÍNDICE

	<b>Página</b>
<b>PROLOGO</b>	<b>.....01</b>
<b>CAPITULO I</b>	<b>.....04</b>
Introducción	..... 04
1.1. Antecedentes	..... 06
1.2. Objetivo	..... 08
<b>CAPITULO II</b>	<b>.....09</b>
Descripción del empujador	..... 09
2.1. Zona de navegación	..... 10
2.2. Finalidad del empujador	..... 12
<b>CAPITULO III</b>	<b>.....13</b>
Fundamentos teóricos	..... 13
3.1. Empujador fluvial	..... 13
3.2. Cualidades del proyectista	..... 15
3.3. Procedimientos para el diseño	..... 16
3.4. Requerimientos del armador	..... 17
3.5. Proporciones y propuesta preliminar	..... 17
3.6. Líneas de forma y disposición general	..... 18
3.7. Curvas hidrostáticas y Bonjean	..... 21
3.8. Esloras inundables y francobordo	..... 22
3.9. Arreglo (casco y maquinaria)	..... 22

3.10. Estructura	24
3.11. Potencia	28
3.12. Estimación del peso y centro de gravedad	38
3.13. Sistema de propulsión	42
3.14. Sistema de gobierno	57
3.15. Estabilidad intacta	65
3.16. Estabilidad en condición inundada	88
3.17. Diseño de detalles	88
3.18. Formulaciones	89
<b>CAPITULO IV</b>	<b>96</b>
Datos y cálculos para el diseño del empujador	96
4.1. Requerimientos del Armador	96
4.2. Proporciones y propuesta preliminar	97
4.3. Líneas de forma del empujador	107
4.4. Curvas hidrostáticas, cruzadas y de Bonjean	113
4.5. Esloras inundables y francobordo	116
4.6. Arreglo (casco y maquinaria)	123
4.7. Estructura	125
4.8. Potencia	141
4.9. Estimación del peso y centro de gravedad	144
4.10. Sistema de propulsión	148
4.11. Sistema de gobierno	154

4.12. Estabilidad intacta	156
4.13. Estabilidad en condición inundada	169
<b>CAPITULO V</b>	<b>178</b>
Diseño de detalles	178
5.1. Tapa de registro y escalera de acceso	178
5.2. Barandas	182
5.3. Bita de amarre	183
5.4. Bastidor de empuje	185
5.5. Desarrollo de forro exterior y cubierta	187
5.6. Elaboración del plano de soldadura	188
5.7. Sistema de achique y contraincendios	189
5.8. Capacidad de tanques	191
5.9. Sistema de combustible	193
5.10. Sistema de agua dulce	194
<b>CAPITULO VI</b>	<b>197</b>
Evaluación económica	197
6.1. Generalidades	197
6.2. Evaluación del aspecto económico	198
<b>CONCLUSIONES</b>	<b>210</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>212</b>
<b>PLANOS</b>	<b>214</b>
<b>APÉNDICE</b>	<b>215</b>



## **PROLOGO**

En el primer capítulo hacemos una breve referencia a los empujadores del tipo monocasco que vienen dando servicio en la actualidad, posteriormente indicamos el objetivo principal del diseño del empujador tipo catamarán para la navegación en la Amazonía peruana. El capítulo II describe las características del empujador tipo catamarán, entre las principales se tiene las dimensiones del casco, potencia instalada, velocidad de servicio, autonomía, dotación, etc., también se tiene presente la zona donde el empujador navegará transportando a las barcazas, estimándose un espacio recorrido de 380 kilómetros entre la Refinería y Saramuro, en esta sección se muestran las imágenes satelitales de estos dos puntos, la principal finalidad del empujador es de transportar a las barcazas teniéndose el control sobre ellas. En el capítulo III describimos los fundamentos teóricos para el diseño del empujador, tomándose como base los requerimientos del Armador, luego se da una secuencia de procedimientos para desarrollar el prototipo, paralelamente teniéndose presente las exigencias del río, para finalmente obtener un diseño ideal. En el capítulo IV mostramos una base de datos de catamaranes, empujadores del tipo monocasco y barcazas, estos datos fueron adquiridos

del Internet y de la empresa EGIAN (Empresa General de Ingeniería y Arquitectura Naval), datos que me sirvieron de referencia para tener un valor estimado en sus características generales, en base a estos datos referenciales, fijamos ciertas relaciones y proporciones para dar inicio a las tabulaciones de varios modelos, se determinó las barcazas, la potencia requerida y luego se siguieron con la aplicación de las formulaciones establecidas en el capítulo III, en el capítulo IV se observa las bondades que ofrece este nuevo diseño de empujador tipo catamarán, con las ubicaciones de los propulsores en la parte central, observándose claramente las mejoras para tener mayor eficiencia haciendo que la nave sea más rentable. El capítulo V se establece el diseño de los detalles, establecidos por planos y documentos que describen los elementos menores para los efectos constructivos e instalaciones, también es designado como la parte complementaria para que el empujador se encuentre completamente habilitada para la navegación y el confort de su dotación, en esta sección se muestra la descripción de la bita, bastidores, tapa de registro, la baranda, etc., luego en un cuadro se lista los planos más importantes, sin embargo no se desarrollaron por estar fuera del objetivo principal, desarrollarlo llevaría más tiempo tratándose de una tesis. En el capítulo VI realizamos la evaluación económica para determinar si el proyecto es rentable a los plazos establecidos, siendo los indicadores económicos los que determinan su factibilidad. Por ser un empujador para el uso en el transporte de crudo, se estima que el proyecto tenga buenas expectativas.

Agradezco a la empresa EGIAN por darme la oportunidad de trabajar en sus estudios y en las labores de campo, tanto en la zona de Yurimaguas, Pucallpa e Iquitos, correspondientes a la zona Amazónica, logrando comprender las exigencias que presentan los ríos de nuestra Amazonía para el diseño del nuevo empujador del tipo catamarán. En el transcurso del desarrollo de la presente Tesis, tuve la ayuda de muchas personas, donde agradezco a mis Padres, a mi Novia, Familiares y Amigos relacionados con la ingeniería, al Ing. Nicolás Cortez Galindo que con los aportes como Asesor de Tesis, se logró dar un enfoque de ingeniería Naval.

## **CAPITULO I**

### **INTRODUCCIÓN**

La demanda del combustible a nivel mundial, dio origen a la exploración y explotación del crudo en la Amazonía, siendo una necesidad primordial para el movimiento y desarrollo de los países, bajo esta necesidad se encontraron yacimientos en la selva, sin embargo, por estar estos yacimientos dentro del Amazonas, el transporte terrestre no es la mejor opción para llevarlas a las zonas costeras, la razón se debe que la selva presenta pantanos, precipitaciones de lluvias constantes, rápido crecimiento de árboles, huaycos, por tanto, se optó por usar los ríos para el transporte del crudo, en eso se diseñaron y construyeron los empujadores del tipo monocasco, estas naves en compañía de las barcazas, dieron la solución a sus necesidades.

Ahora, con los nuevos estudios y avances que presenta el mercado, opté por brindar un nuevo diseño mejorado que consta de un empujador tipo catamarán con los propulsores ubicados en la parte central, este nuevo diseño mejora la eficiencia propulsiva, haciéndola más rentable. Además, se mejoran otros puntos, tal como la estabilidad, maniobrabilidad, acomodación, etc.

Al ver los problemas que presenta la navegación en los ríos de la Amazonía peruana, vi la necesidad de plantear un proyecto de investigación y mejorar el diseño de los empujadores del tipo monocasco, para esto he tomado como referencia los requerimientos planteados en el concurso de PETROPERÚ publicadas en la página web del SEACE (Sistema Electrónico de Adquisiciones y Contrataciones del Estado) con código CME-43-2009, en las bases presentadas se observa la necesidad de adquirir un diseño de un empujador con alta eficiencia, teniéndose como dato la capacidad de transporte y la limitación de la profundidad de los ríos. En efecto, el problema que presentan los empujadores, es la limitación en el tamaño de las hélices, esta no deben ser muy grandes, por estar limitados por el bajo nivel que presentan los ríos, siendo así que en épocas de vaciantes muchas de estas embarcaciones pierden sus hélices por el contacto con el fondo del río. Este problema a llevado a los Capitanes de las embarcaciones tomar una decisión, que en épocas de vaciante, la carga transportada debe de ser menor, lográndose disminuir el calado.

Para tener un diseño mejorado se requiere básicamente el conocimiento de mecánica de fluidos, hidrodinámica, construcción naval y temas a fines. Además, tener la experiencia en diseños realizados y tener la información de los comportamientos que presentan las embarcaciones de dicha zona.

En el presente estudio se utilizará las normas de la American Bureau of Shipping (ABS) para embarcaciones de rivera, en lo que concierne a los cálculos para determinar las dimensiones de las estructuras y chapas del casco, sin embargo, estas reglas están

hechas para embarcaciones del tipo monocasco, y el presente proyecto consta de un empujador con casco tipo catamarán, es por eso que se realizarán análisis estructurales que nos permitan ver los niveles de seguridad que presenta el nuevo diseño.

Al desarrollarse el presente estudio, podremos observar al final las ventajas que presenta el empujador tipo catamarán frente al tipo monocasco.

### 1.1. ANTECEDENTES

Durante muchos años se ha venido desarrollando empujadores del tipo monocasco con rasel (Ver Fig. 1.1 y Fig. 1.2), uno de los factores para seguir con este tipo de construcción es la falta de tecnologías que le permitan desarrollar formas con mayores exigencias, es decir, que hidrodinámicamente la forma del casco debe de presentar menor resistencia al avance, y para obtener se requiere que el casco sea afinada.

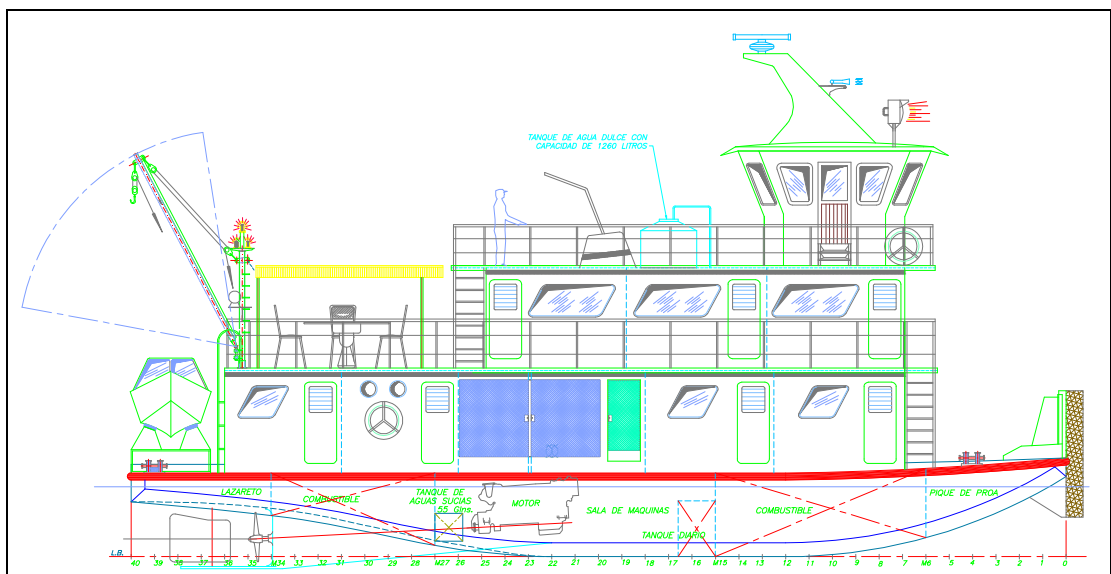


Fig. 1.1 Vista longitudinal del empujador tipo monocasco.

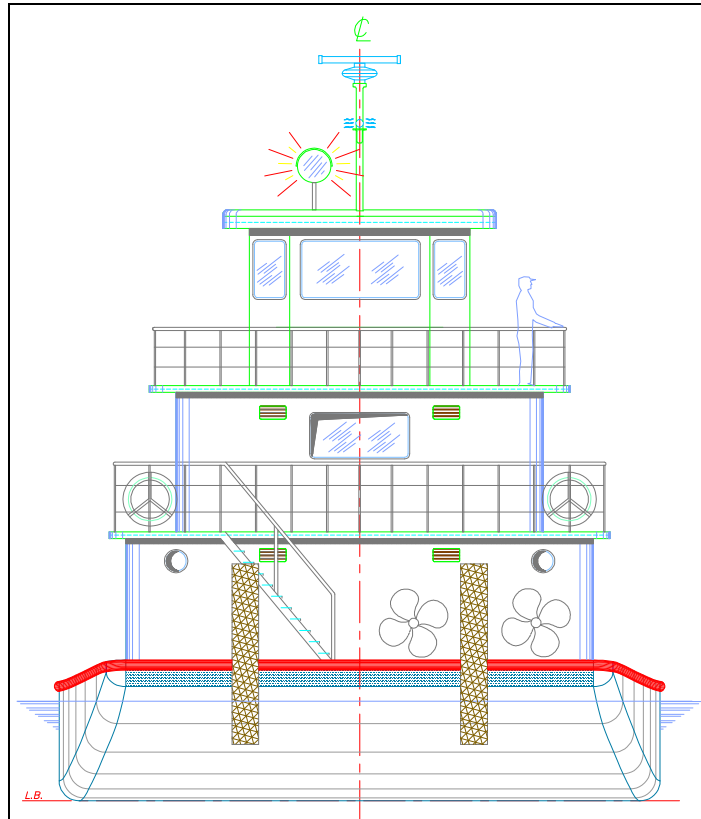


Fig. 1.2 Vista de proa del empujador tipo monocasco.

La forma del rasel que presentan los empujadores en la zona de proa se debe a tres factores importantes; el primero para facilitar la construcción, no se requiere mayores gastos de manufactura para dar la forma correspondiente, el segundo por su fácil arribo a los cantos de los ríos, lográndose mayor estabilidad para el encalle a los cantos de los ríos, y el tercero para evitar crear tren de olas pronunciados que perjudiquen a las chalupas o peque peques que se encuentran navegando en sus cercanías.

## **1.2. OBJETIVOS**

Diseñar un empujador fluvial en base a las exigencias que presenta el río de la Amazonía peruana en la zona de Iquitos.

Mejorar el sistema de propulsión, estabilidad y gobierno.

Cumplir con criterios de estabilidad brindados por la Organización Marítima Internacional.



## **CAPITULO II**

### **DESCRIPCIÓN DEL EMPUJADOR**

El nuevo empujador fluvial, denominado DAGR-001, está conformado por un casco del tipo catamarán, el cual presenta un perfil hidrodinámico para la velocidad de servicio, es decir, velocidad a la cual los vórtices son menores, dando lugar a menores pérdidas de energía, el casco está conformado íntegramente de acero naval y la superestructura de acero común.

#### **Características principales**

Eslora:	22.00 metros
Manga:	12.50 metros
Puntal:	02.00 metros
Calado de diseño:	01.50 metros
Dotación:	Nueve (09) personas; en el cual se encuentra el capitán, un (01) timonel, un (01) práctico, dos (02) motoristas, dos (02) invitados, un (01) maniobrista y un (01) cocinero.
Propulsión:	Dos (02) motores de 450 HP cada uno, marca CATERPILLAR, modelo C18.

- Generación:** Cuenta con un grupo electrógeno de 8 kW de potencia activa, marca PERKINS, modelo 403D-11G, con factor de potencia 1. Cables eléctricos adecuados para la zona, marca Celsa, tipo NYY de chaqueta única en paralelo.
- Velocidad:** Siete (07) nudos en aguas calmas a plena carga.
- Combustible:** 30,871 galones de diesel.
- Autonomía:** Siete (07) días.
- Agua potable:** Un tanque de capacidad de 2,025 litros ubicado en la cubierta intemperie.
- Sistemas:** Cuenta con sanitarios, tanques para aguas sucias y de hidrocarburos. Sistema de achique, lastre y contra incendios.

## **2.1. ZONA DE NAVEGACIÓN**

Para el transporte de residual de Primaria: Iquitos – Saramuro

Para el transporte de crudo: Saramuro – Iquitos

La ubicación geográfica de los puntos de arribo, en donde el empujador fluvial realizará el trabajo de transportar las barcazas con sus respectivas cargas, son las siguientes:

Refinería Iquitos:

Latitud S: 3°38'05"

Longitud O: 73°12'05"

Embarcadero Saramuro:

Latitud S: 4°42'50"

Longitud O: 74°56'42"

La refinería de Iquitos, se encuentra ubicado a 10 kilómetros de distancia de la ciudad, por ser estratégica su posición para las operaciones de procesamiento. Actualmente tiene dos muelles flotantes que le permiten a las barcazas acoderarse y realizar el trasvase de crudo o procesados. En la Fig. 2.1, se puede apreciar los dos muelles flotantes principales, estas no son fijas, debido a las variaciones de nivel que presenta el río, es decir, en la época de vaciante el caudal baja y en época de creciente esta sube. Estos muelles flotantes tienen una serie de instalaciones, tales como motobombas de desplazamiento positivo, electrobombas centrífugas, sistemas contra incendios, sistemas contra demárrame, etc.



Fig. 2.1 Vista de los Muelles Flotantes en la Refinería.

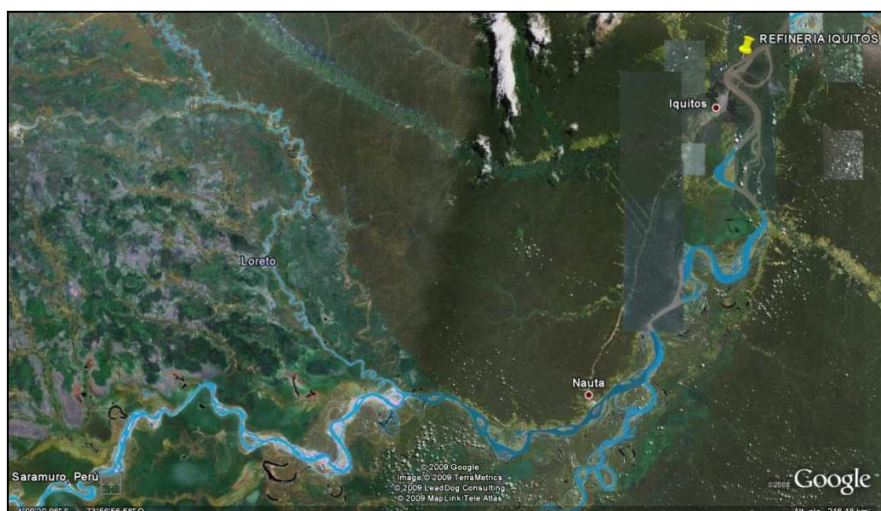


Fig. 2.2 Zona de navegación Saramuro-Iquitos.

En la Fig. 2.2 se puede apreciar el recorrido de navegación para el presente proyecto de investigación, siendo trayectorias con altas costas bravas, haciendo que la navegación sea de continua supervisión.

Ruta aproximada de la navegación entre Saramuro y la refinería de Iquitos es de aproximadamente 380 kilómetros.

## 2.2. FINALIDAD DEL EMPUJADOR

Transportar barcazas en el río, manteniendo el control sobre ellas. El empujador es parte del convoy, el convoy normalmente está conformado por un empujador y una o más barcazas, el número de barcazas está dado por la capacidad del empujador, las barcazas son las que llevan la carga. Transportar productos procesados y no procesados por la vía fluvial, es la mejor opción realizada hasta nuestros días, donde el transporte terrestre está en segundo plano por situarse en el Amazonas.

## **CAPITULO III**

### **FUNDAMENTOS TEÓRICOS**

Para el desarrollo de un diseño, se sigue ciertos procedimientos, teniéndose como base el diseño tipo espiral dado en el texto “Ship Design and Construction” de “The Society Naval Architects & Marine Engineers”.

A continuación, los fundamentos teóricos son mostrados en la presente sección, aquí se desglosan las partes conceptuales a desarrollarse para el diseño del empujador tipo catamarán.

#### **3.1. EMPUJADOR FLUVIAL**

Es un buque diseñado para dar movilidad controlada a barcazas mediante la fuerza de empuje ejercida por la proa del empujador fluvial sobre la barcaza. En la navegación el empujador está sujeto mediante cables a la barcaza, mediante los bastidores que presenta en la proa y las bitas de sujeción de las barcazas. A continuación mostramos algunas imágenes ilustrativas del sistema empujador-barcaza.



Fig. 3.1 Vista lateral del convoy.



Fig. 3.2 Vista de la proa del empujador y la barcaza.

La razón para que no sea un remolcador, se debe a que el río presenta trayectorias de alta exigencia en su gobierno, por tanto, un remolcador no se presta para estas maniobras por las limitaciones del espacio navegable que presenta el río, debido a que esta presenta una articulación entre el remolcador y la barcaza.



Fig. 3.3 Vista de un remolcador en operación.

### **3.2. CUALIDADES DEL PROYECTISTA**

Para desarrollar un proyecto, se debe conocer y entender los siguientes:

1. La estructura.
2. Distribución de compartimentos.
3. Diseño de la planta propulsora.
4. Diseño de las instalaciones eléctricas.
5. Diseño de los sistemas de tuberías.
6. Uso de materiales básicos.

7. Practicas de taller y construcción naval.

8. La operación de la nave.

### 3.3. PROCEDIMIENTOS PARA EL DISEÑO

El procedimiento a seguirse está basado en el diseño tipo espiral, por ser uno de los procedimientos básicos aplicados a los proyectos de buques y otros sistemas de diseño. En la figura siguiente se aprecia las etapas para determinar el resultado final.

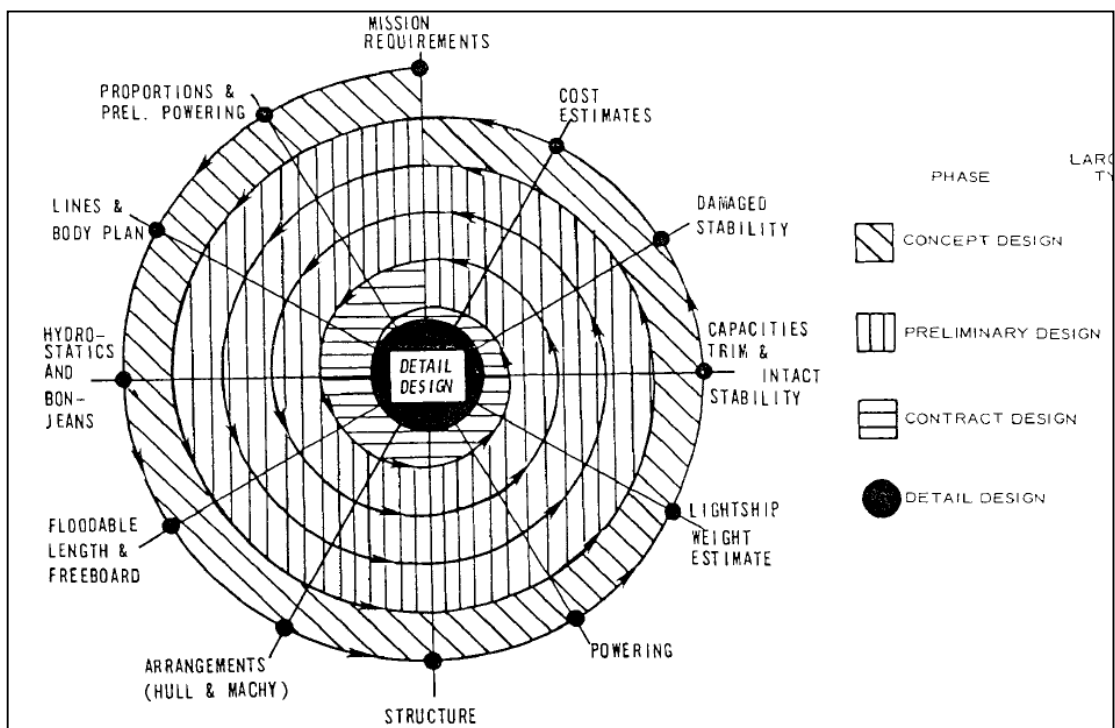


Fig. 3.4 Esquema del diseño espiral.



### **3.4. REQUERIMIENTOS DEL ARMADOR**

Para realizar un diseño, se analiza los requerimientos del Armador, que normalmente requieren reemplazar una nave por otra de mejores performances, para entonces se tiene generalmente las siguientes especificaciones:

1. La carga a transportar.
2. La velocidad de servicio.
3. La autonomía.
4. El tipo de servicio y ruta navegable.
5. Dotación con su respectiva clasificación.
6. Limitaciones en las dimensiones de la nave.

Los requerimientos brindados por el Armador son analizados por el Proyectista, bajo los estudios realizados, el Proyectista brinda las alternativas y el Armador aprueba la opción acorde a su criterio.

### **3.5. PROPORCIONES Y PROPUESTA PRELIMINAR**

Actualmente se cuenta con información de las dimensiones de los catamaranes en propaganda de alquiler o venta por Internet, en este tipo de información se puede ver las relaciones que presentan las dimensiones principales, uno de los principales es la relación entre la eslora y la manga del pontón. Por otro lado, se cuenta con una base de

datos de los empujadores típicos realizados en la Amazonía peruana, que básicamente nos servirán de referencia. Es importante tomar estas referencias, en vista que son dimensiones ya probadas y presentan un nivel de confianza aceptable para el presente estudio, en el Capítulo IV de “datos y cálculos” para el diseño del empujador se presentan los cuadros referenciales. En base a los cuadros referenciales se tiene un estimado en las dimensiones y la potencia necesaria, por tanto, la propuesta preliminar se pone de manifiesto ante el Armador, para que tenga el conocimiento de las características principales del diseño preliminar, en este punto el Armador emitirá sus puntos de vista y en coordinación con el diseñador, se llegará a un acuerdo final para elaborar el diseño de contrato.

### **3.6. LÍNEAS DE FORMA Y DISPOSICION GENERAL**

#### **3.6.1. LÍNEAS DE FORMA**

Con las dimensiones determinadas, se procede a realizar las líneas de forma, bajo la referencia de la base de datos. La razón fundamental para que un empujador sea del tipo catamarán, es por la mejora en el sistema de propulsión, como anteriormente se mencionó que en los ríos existe la limitación del calado, en efecto, las hélices deben ser de menor diámetro para evitar el contacto con el suelo, entonces con el empujador tipo catamarán se mejora este punto. Además, por ser el empujador del tipo catamarán, nos permite que el casco tenga perfil más hidrodinámico que el tipo monocasco, es decir, el coeficiente de bloque será menor y por tanto se tendrá menor resistencia al avance,

lográndose un mayor ahorro de combustible. El Plano N°02 muestra la característica geométrica del casco del empujador tipo catamarán.

Determinado las dimensiones principales y el coeficiente de forma, se inicia con la construcción de las líneas de forma. La forma de las líneas influye principalmente en las siguientes características de las embarcaciones:

- a. Resistencia a la propulsión
- b. Estabilidad
- c. Maniobrabilidad
- d. Cualidades navegables

La fineza de la entrada tiene un efecto sustancial en la resistencia a la propulsión; mientras la fineza a la salida tiene menos efecto en la resistencia al avance, pero tiene un efecto importante en el coeficiente de deducción del empuje y en el factor de estela, y por consiguiente en la eficiencia de la carena y en el coeficiente de propulsión. Las líneas de agua y curvas de las secciones transversales están definidas por ecuaciones de quinto grado:

$$y = a * x^5 + b * x^4 + c * x^3 + d * x^2 + e * x \quad (3.6.1.1)^1$$

Para el caso del empujador se considera rectas por las bandas, seguido de un pantoque elíptico y un fondo recto, siendo este para las líneas de las secciones. Para las

---

<sup>1</sup> Proyecto de Buques, 1ra Parte, Pág. 196

líneas de agua serán rectas en la proa para evitar formación de olas pronunciadas que perjudiquen a las embarcaciones menores de la zona, como es el caso de los peque peques, además de conseguir mayor refuerzo estructural en la zona de contacto.

### **3.6.2. DISPOSICIÓN GENERAL**

La disposición general de un empujador 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, normalmente para el caso de la Amazonía peruana se requiere un diseño de fácil construcción, que normalmente las planchas de acero encajen sin realizar demasiados cortes y pocas deformaciones. Por tanto, el diseñador toma ciertas consideraciones para cumplir con la documentación contractual realizada con el Armador. En el Plano N°01 se observa las cuatro vistas principales del empujador, en los cuales encontramos la vista longitudinal, vista de planta, vista de proa y vista de popa, además se presenta las características generales de diseño.

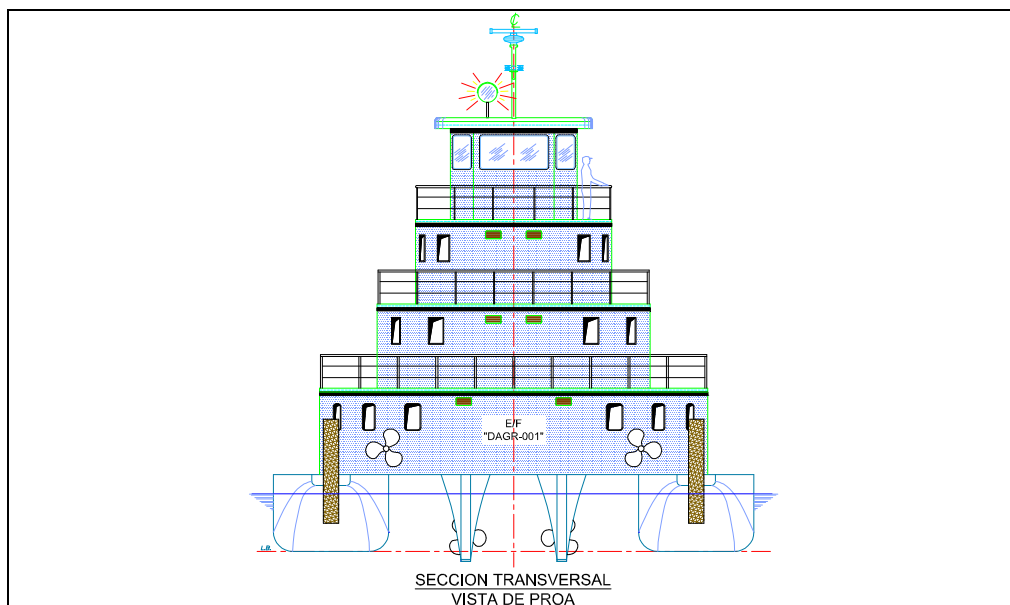


Fig. 3.5 Vista de la sección transversal del empujador tipo catamarán.

### 3.7. CURVAS HIDROSTÁTICAS Y BONJEAN

#### 3.7.1. Curvas hidrostáticas

Son las curvas que reflejan el comportamiento de la carena de un buque para los diferentes calados (estados de carga). Los cálculos están basados en carenas rectas donde son calculadas para la condición de adrizamiento y está en función de las líneas de forma. Estos cálculos los realiza el diseñador y las entrega al Armador para su aplicación a bordo del buque.

Uno de los más importantes cálculos es la determinación de la altura del metacentro transversal para determinar la condición de equilibrio que presenta. Otras curvas son empleadas en los cálculos de calados finales y de asiento. Las curvas de parámetros verticales están referidas a la línea base o canto superior de la quilla. Las

curvas de parámetros longitudinales, (posición longitudinal del centro de carena, etc.) están referidas o bien a la sección media ó a la perpendicular de popa.

### **3.7.2. Curvas de Bonjean**

Estas curvas son desarrolladas con la finalidad de determinar los atributos de las carenas inclinadas, consiste en determinar las áreas de cada una de las secciones a los diferentes niveles de flotación, siendo el cálculo hasta la cubierta en el costado de la embarcación, dichos resultados son graficados en un plano de curvas de Bonjean.

## **3.8. ESLORAS INUNDABLES Y FRANCOBORDO**

### **3.8.1. Esloras Inundables**

En los buques en cuyos mamparos continuos de cierre, la eslora inundable en un punto dado de la eslora del buque es la posición máxima de esa eslora con su centro en el punto considerando que puede ser inundado sin que el buque se sumerja más allá de la línea de margen. La línea margen se encuentra a tres pulgadas por debajo de la línea de la cubierta al costado. Para la determinación de las esloras inundables, se empleará el método de Shirokauer, por ser uno de los métodos básicos de cálculo.

### **3.8.2. Francobordo**

Es la distancia entre la línea de carga asignada y la cubierta principal medida en el costado de la sección media. Este valor es determinado según las exigencias presentadas en las zonas de navegación, es decir, para zonas donde las aguas son tranquilas se requiere que el francobordo sea menor que para zonas donde las aguas sean agitadas,

con presencia de olas que lleguen alcanzar las cubiertas. También son considerados los efectos del viento, que generalmente para buques con gran área de velamen, que logra generar inclinaciones donde el agua logra tocar el borde de la cubierta. Para el presente estudio, no se aplicará las reglas de cálculo establecidas en el Convenio Internacional sobre líneas de carga dadas por la Organización marítima internacional, por estar exceptuadas, estas reglas son aplicables a buques cuya eslora sea superior a 24 m. Por tanto, nos regiremos en las consideraciones tomadas por la Dirección de Capitanías y Guardacostas del Perú, en donde se establece que el francobordo será el 15% del puntal o 185 mm., se tomará el mayor de ellos como valor mínimo, y está sujeto a tomarse valores mayores que el diseñador pueda optar bajo su criterio.

### **3.9. ARREGLO (CASCO Y MAQUINARIA)**

Es necesario determinar la ubicación de la maquinaria, que dependiendo del tipo de servicio, estas pueden estar ubicadas hacia popa o hacia la proa, siendo el último caso para los barcos pesqueros artesanales.

También se debe de considerar los espacios disponibles del compartimento o realizar el compartimentado en función de los equipos y maquinarias.

Entre los principales tenemos a los motores de propulsión, el grupo electrógeno, las bombas de achique, los tableros eléctricos, el winche de ancla, etc.

### 3.10. ESTRUCTURA

El buque como toda estructura de ingeniería está sometida a una serie de esfuerzos originados por la acción de fuerzas externas e internas, por tanto, debe ser capaz de soportar los esfuerzos con determinado margen de seguridad. Los esfuerzos de mayor relevancia en el caso de buques está dado en la condiciones de arrufo y quebranto, y en el caso de los ríos las varadas sobre troncos o rocas. En los ríos de la Amazonía peruana, generalmente se encuentra troncos en la época de crecientes y algunas de ellas logran plantarse en el suelo, éstas son de gran peligro, en vista que no son observadas, porque el río tiene un color de tierra disuelta y es difícil de percibir las, en tal caso, al chocarse con ellas, en el peor de los casos provoca sobre la embarcación una ruptura en el casco, dándose la inundación del compartimento afectado, es por eso que se opta por colocar planchas de mayor espesor en la zona del fondo y tener siempre presente el sistema de achique.

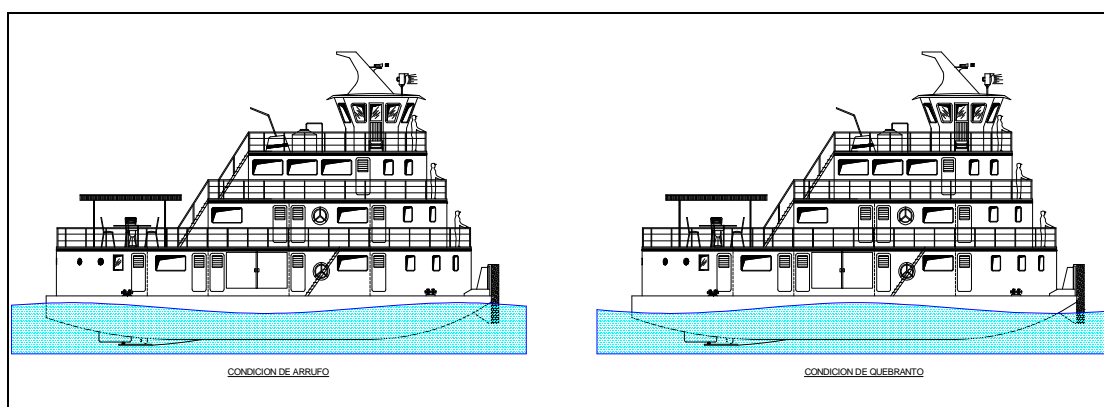


Fig. 3.6 Condición de arrufo y condición de quebranto respectivamente.



Las estructuras estarán basadas en perfiles comerciales, es decir, por efectos económicos para la construcción se diseñará en función de perfiles conocidos, evitándose gastos en el corte, soldadura y acabados.

La distribución de las estructuras para la construcción del casco, esta dado por tres (03) tipos; estructura transversal, estructura longitudinal y mixta.

La estructura transversal normalmente se realiza para embarcaciones cuya eslora no supera los 36 metros aproximadamente. En este tipo de arreglo la separación entre cuadernas es menor a la separación entre esloras.

La estructura longitudinal para embarcaciones que superaran los 36 metros de eslora, dando mayor facilidad en la construcción. Siendo la separación entre cuadernas mayor a la separación entre longitudinales.

Estructura mixta, usado básicamente en pesqueros, buques rompehielos, etc., usado normalmente en los piques de popa y proa el tipo transversal, y en la parte central el tipo longitudinal.

El estudio estructural está basado en el análisis de los momentos flectores generadas por las cargas, siendo la sección media la parte de mayor interés. Por tanto, el estudio estará dirigido a esta zona, tanto en la parte de la quilla y la cubierta principal, dándose en estos los esfuerzos máximos para las condiciones de arrufo y quebranto. Primero, para el diseño estructural nos guiaremos de las reglas de la ABS para

embarcaciones de río, luego de conformado las estructuras, se procederá a realizar los cálculos de los esfuerzos máximos y ver si estos no superan los límites permisibles del acero seleccionado para la construcción.

Para determinar los esfuerzos, primero debemos de conocer la carga, determinado la carga realizamos el cálculo del momento flector y para ello suponemos que la embarcación se comporte como una viga buque, por tanto, el momento flector estará determinado por la siguiente fórmula:

$$M = \frac{P \times L}{4} \quad (3.10.1)^2$$

Donde:

M: Momento flector en la sección media [Ton\*m]

P: Carga sobre cubierta [Ton.]

L: Eslora de la embarcación [m.]

Luego se procede a determinar el momento de inercia en el respectivo eje neutro, el cálculo es realizado por el análisis de momentos de áreas con respecto a la línea base o un punto de referencia, luego por Steiner determinamos el momento de inercia en el eje neutro. Ver siguiente esquema.

---

<sup>2</sup> Cálculo de Estructura de Buques, Ricardo Martín Domínguez, Pág. 33

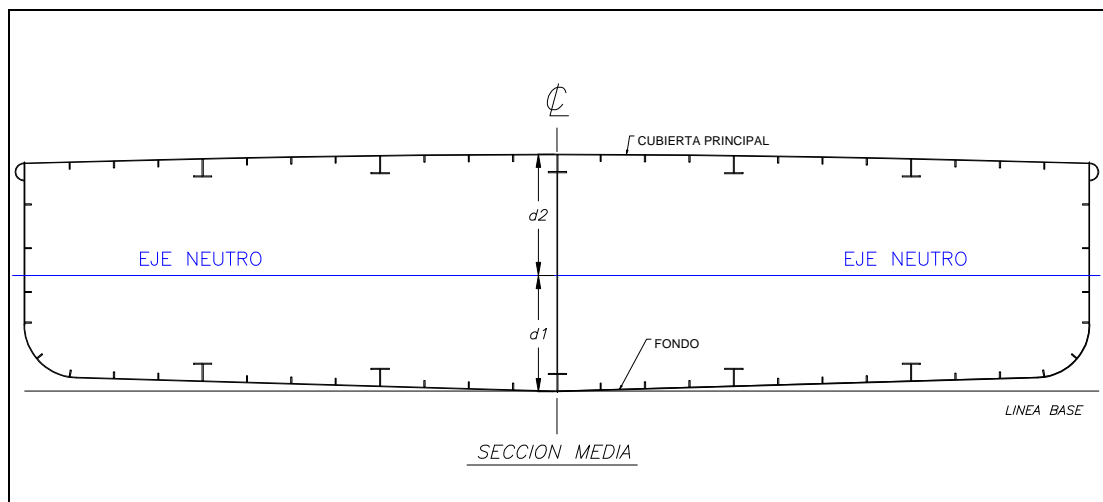


Fig. 3.7 Eje neutro de la sección transversal de una embarcación tipo monocasco.

Donde:

d1: distancia desde el eje neutro hasta la plancha más baja del fondo [m.]

d2: distancia desde el eje neutro hasta la planta más alta de la cubierta principal [m.]

El momento de inercia de la sección media respecto al eje neutro está dado por la integración de los elementos que conforma las secciones de las estructuras que pasan por dicha sección, por tanto, se tiene la siguiente formulación:

$$I = \sum i \quad (3.10.2)$$

Donde:

I: momento de inercia total [mm<sup>4</sup>.]

i: momento de inercia de los elementos [mm<sup>4</sup>.]

Para la determinación de los esfuerzos máximos dados en la embarcación se tiene las siguientes formulaciones:

$$\sigma_{quilla} = \frac{M}{MS_{quilla}} \quad (3.10.3)$$

Donde:

$\sigma_{quilla}$ : esfuerzo de trabajo en la quilla [kg\*mm<sup>2</sup>.]

M: momento flector [Ton\*m.]

MS<sub>quilla</sub>: módulo de sección en la quilla [m\*cm<sup>2</sup>.]

$$MS_{quilla} = \frac{I}{d1} \quad (3.10.4)$$

Donde:

I: momento de inercia total [mm<sup>4</sup>.]

d1: distancia desde el eje neutro hasta la plancha más baja del fondo [m.]

Siendo el mismo procedimiento para el caso del esfuerzo de trabajo en la cubierta principal.

Los aceros dulces en construcción naval tienen un límite elástico de 25 kg/mm<sup>2</sup>, en la práctica se procura por seguridad que los esfuerzos por tracción no sean superiores a 10 kg/mm<sup>2</sup>.

### **3.11. POTENCIA**

#### **3.11.1. Estimación de la potencia propulsora**

En la fórmula presentada a continuación, es necesario conocer la resistencia total, para eso se requiere el uso de pruebas de modelos, llevando a una serie de gastos que el

Armador no está acostumbrado a realizarlas, si se da el caso de contar con este estudio, entonces el cálculo estimado de la potencia sería más confiable para el proyecto encomendado, en tal situación se usaría la siguiente fórmula:

$$P = \frac{R_T \times V}{75} \quad (3.11.1.1)$$

Donde:

$P$ : Potencia [HP]

$R_T$ : Resistencia total [Kg.]

$V$ : Velocidad [m/s.]

Sin embargo, también se puede usar fórmulas que no requieran las pruebas de modelos, y que son extraídas o deducidas de una serie de remolcadores de ríos, en tal caso, tenemos a la fórmula de Kari (dada en el “Draughtsman”), puede ser usada para estimar la potencia efectiva por chatas de carga, y esta dado por la siguiente fórmula:

$$PE \text{ (por chata)} = c * \frac{\Delta^{2/3} * B^{1/3} * V^{10/3}}{L^{2/3}} \quad (3.11.1.2)^3$$

Donde:

$PE$  : Potencia efectiva de la chata (HP)

$c$  : Coeficiente (para profundidades normales de ríos es 0.017)

$\Delta$  : Desplazamiento [toneladas métricas]

---

<sup>3</sup> Proyecto de Buques, 2da Parte, Pág. 52

$B$  : Manga [metros]

$V$  : Velocidad de la chata [nudos]

$L$  : Eslora entre perpendiculares [metros]

Estimada la potencia efectiva de la barcaza (chata) puede estimarse en primera aproximación la potencia propia del empujador como una fracción de aquella del orden de 10 a 20 %, y la suma de ambas será la potencia efectiva del convoy. Para determinar la potencia indicada se considera la misma fórmula (3.11.1.2), pero en este caso queda restringido para velocidades alrededor de los 7 nudos, que viene ser la velocidad que usan normalmente los empujadores, usándose un coeficiente “c” igual a 0.019.

La potencia instalada conviene que sea alrededor de un 10% mayor a los cálculos realizados de forma preliminar, para tener un margen de potencia reservada.

### **3.11.2. Generación eléctrica**

Toda embarcación con capacidad de transportar personas o materiales durante la navegación de noche o de día, es necesario la instalación de un sistema de generación de energía para la iluminación y consumos de equipos durante la navegación y en puertos. Además, para proveer una serie de facilidades a la tripulación y a los sistemas que requieran de corriente eléctrica, como por ejemplo, las electrobombas de achique, las luces de navegación, el aire acondicionado, tomacorrientes, etc.

En el balance eléctrico, es necesario conocer el consumo eléctrico de cada equipo que tiene la embarcación, para poder realizar los cálculos y obtener la capacidad de la fuente de energía a instalarse, que normalmente viene ser un grupo electrógeno.

Se tendrá que considerar las situaciones máximas y mínimas de consumo de energía, es decir, cuando la navegación es de noche, navegación de día y en puerto. La capacidad de dicho grupo electrógeno debe de tener la capacidad suficiente para el correcto funcionamiento de todas las maquinarias y equipos, además, deberá evitarse la carbonización, es decir, que el consumo mínimo no sea inferior al 30% de la capacidad del generador, este fenómeno debe ser evitado, en vista que el mantenimiento requiere de costos elevados, la carbonización es el fenómeno en el cuál se producen demasiadas chispas por el bajo consumo de corriente, estas provocan un desgaste acelerado en los carbones del generador, haciendo que su reemplazo y limpieza sea prematura.

Determinado el consumo de corriente de cada equipo, se deberá de seleccionar el diámetro correcto de los conductores y el grado de protección.

En el grado de protección que debemos de usar, debe de cumplir los niveles que se dan para embarcaciones, uno de los factores es el nivel de protección para el ingreso de agua en los equipos electrónicos, también el ingreso de polvo, etc. Varias de las clasificadoras de buques, determina el grado de protección que deben de llevar cada tipo de embarcación, dependiendo del servicio que brindan, si se trata de un buque tanque, esta tendrá mayores exigencias que un buque granelero.

El Grado de protección IP hace referencia al estándar estadounidense ANSI/IEC 60529-2004 Degrees of Protection, utilizado con mucha frecuencia en los datos técnicos de equipamiento eléctrico y/o electrónico (en general de uso industrial como sensores, medidores, controladores, etc.). Especifica un efectivo sistema para clasificar los diferentes grados de protección aportados a los mismos por los contenedores que resguardan los componentes que constituyen el equipo.

Este estándar ha sido desarrollado para calificar de una manera alfa-numérica a equipamientos en función del nivel de protección que sus materiales contenedores le proporcionan contra la entrada de materiales extraños. Mediante la asignación de diferentes códigos numéricos, el grado de protección del equipamiento puede ser identificado de manera rápida y con facilidad.

De esta manera, por ejemplo, cuando un equipamiento tiene como grado de protección las siglas: IP67.

- Las letras IP identifican al estándar (una antigua herencia de la terminología International Protection),
- El valor 6 en el primer dígito numérico describe el nivel de protección ante polvo, en este caso: "El polvo no debe entrar bajo ninguna circunstancia"
- El valor 7 en el segundo dígito numérico describe el nivel de protección frente a líquidos (normalmente agua), en nuestro ejemplo: "El objeto debe resistir (sin filtración alguna) la inmersión completa a 1 metro durante 30 minutos."



Como regla general se puede establecer que cuando mayor es el grado de protección IP, más protegido está el equipamiento.

Actualmente la mayoría de los sensores inductivos, capacitivos y fotoeléctricos que se comercializan en el mercado tienen un nivel de protección mínimo de IP67, los cuales los hacen aptos para soportar la mayoría de los ambientes agresivos que se dan en la industria.

Para el primer dígito, se tiene el siguiente cuadro:

Nivel	Tamaño del objeto entrante	Efectivo contra
0	—	Sin protección
1	>50 mm	El elemento que debe utilizarse para la prueba (esfera de 50 mm de diámetro) no debe llegar a entrar por completo.
2	>12.5 mm	El elemento que debe utilizarse para la prueba (esfera de 12,5 mm de diámetro) no debe llegar a entrar por completo.
3	>2.5 mm	El elemento que debe utilizarse para la prueba (esfera de 2,5 mm de diámetro) no debe entrar en lo más mínimo.
4	>1 mm	El elemento que debe utilizarse para la prueba (esfera de 1 mm de diámetro) no debe entrar en lo más mínimo.
5	Protección contra polvo	La entrada de polvo no puede evitarse, pero el mismo no debe entrar en una cantidad tal que interfiera con el correcto funcionamiento del equipamiento.
6	Protección fuerte contra polvo	El polvo no debe entrar bajo ninguna circunstancia

Para el segundo dígito, se tiene el siguiente cuadro:

Nivel	Protección frente a	Método de prueba	Resultados esperados
0	Sin protección.	Ninguno	El agua entrará en el equipamiento.
1	Goteo de agua	Se coloca el equipamiento en su lugar de trabajo habitual.	No debe entrar el agua cuando se la deja caer, desde 200mm de altura respecto del equipo, durante 10 minutos (a razón de 3-5 mm <sup>3</sup> por minuto)
2	Goteo de agua	Se coloca el equipamiento en su lugar de trabajo habitual.	No debe entrar el agua cuando se la deja caer, durante 10 minutos (a razón de 3-5 mm <sup>3</sup> por minuto). Dicha prueba se realizará cuatro veces a razón de una por cada giro de 15° tanto en sentido vertical como horizontal, partiendo cada vez de la posición normal de trabajo.
3	Agua nebulizada. (spray)	Se coloca el equipamiento en su lugar de trabajo habitual.	No debe entrar el agua nebulizada en un ángulo de hasta 60° a derecha e izquierda de la vertical a un promedio de 10 litros por minuto y a una presión de 80-100kN/m <sup>2</sup> durante un tiempo que no sea

			menor a 5 minutos.
4	Chorros de agua	Se coloca el equipamiento en su lugar de trabajo habitual.	No debe entrar el agua arrojada desde cualquier ángulo a un promedio de 10 litros por minuto y a una presión de 80-100kN/m <sup>2</sup> durante un tiempo que no sea menor a 5 minutos.
5	Chorros de agua.	Se coloca el equipamiento en su lugar de trabajo habitual.	No debe entrar el agua arrojada a chorro (desde cualquier ángulo) por medio de una boquilla de 6,3 mm de diámetro, a un promedio de 12,5 litros por minuto y a una presión de 30kN/m <sup>2</sup> durante un tiempo que no sea menor a 3 minutos y a una distancia no menor de 3 metros.
6	Chorros muy potentes de agua.	Se coloca el equipamiento en su lugar de trabajo habitual.	No debe entrar el agua arrojada a chorros (desde cualquier ángulo) por medio de una boquilla de 12,5 mm de diámetro, a un promedio de 100 litros por minuto y a una presión de 100kN/m <sup>2</sup> durante no menos de 3 minutos y a una distancia que no sea menor de 3 metros.

7	Inmersión completa en agua.	El objeto debe soportar (sin filtración alguna) la inmersión completa a 1 metro durante 30 minutos.	No debe entrar agua.
8	Inmersión completa y continúa en agua.	El equipamiento eléctrico / electrónico debe soportar (sin filtración alguna) la inmersión completa y continua a la profundidad y durante el tiempo que especifique el fabricante del producto con el acuerdo del cliente, pero siempre que resulten condiciones más severas que las especificadas para el valor 7.	No debe entrar agua

El cuadro de balance eléctrico está dado por el siguiente cuadro referencial que fue tomado de un buque pesquero, que servirá de ejemplo en esta sección.

CUADRO N°01

DESCRIPCIÓN	CARGA (KW)	f.d.p	Tipo de Arranque	Eficiencia (n)	Pred (KW)	Navegando día		Navegando noche		En Puerto		Navegando día CGPA (kW)	Navegando noche CGPA (kW)	En Puerto CGPA (kW)
						fu	kW	fu	kW	fu	kW			
Puente Sobrecaseta Alumbrado interior	0.76	1.00	0	1.00	0.76	0.50	0.38	1.00	0.76	0.50	0.38	0.00	0.00	0.00
Puente Sobrecaseta Alumbrado exterior	1.80	1.00	0	1.00	1.80	0.50	0.90	1.00	1.80	0.50	0.90	0.00	0.00	0.00
Puente Sobrecaseta Tomacorrientes	0.40	-	0	1.00	0.40	0.10	0.04	0.10	0.04	0.10	0.04	0.00	0.00	0.00
Faro Pirata	1.50	1.00	0	1.00	1.50	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C. Principal: Alumbrado interior	0.70	1.00	0	1.00	0.70	0.50	0.35	0.50	0.35	0.50	0.35	0.00	0.00	0.00
C. Principal: Alumbrado exterior	0.50	1.00	0	1.00	0.50	0.50	0.25	0.50	0.25	0.50	0.25	0.00	0.00	0.00
Reflectores de cubierta (7 - 1x1 KW)	7.00	1.00	0	1.00	7.00	0.29	2.03	0.29	2.03	0.29	2.03	0.00	0.00	0.00
Gambuza	1.10	0.78	AD	0.77	1.43	0.25	0.36	0.25	0.36	0.25	0.36	50.06	51.34	40.17
Ventilador Acomodación	1.50	0.78	AD	0.79	1.90	1.00	1.90	1.00	1.90	0.00	0.00	50.17	51.45	0.00
Extractor Cocina	1.00	0.78	AD	0.77	1.30	1.00	1.30	1.00	1.30	0.00	0.00	48.67	49.95	0.00
Bomba de aguas servidas	4.00	0.81	TR	0.81	4.94	0.50	2.47	0.50	2.47	0.00	0.00	53.81	55.09	0.00
Termas	23.10	1.00	0	1.00	23.10	0.25	5.78	0.25	5.78	0.25	5.78	0.00	0.00	0.00
Cargador rectificador Sala de Máquinas	2.00	0.80	AD	0.80	2.50	0.00	0.00	0.00	0.00	0.70	1.75	0.00	0.00	42.53
Bomba transferencia de petróleo	0.75	0.75	AD	0.75	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00	1.00	0.00	0.00	38.03
C. Principal popa: Alumbrado	0.50	1.00	0	1.00	0.50	0.50	0.25	0.50	0.25	0.50	0.25	0.00	0.00	0.00
Extractor de aire # 1 S. Máquinas popa	2.20	0.80	AD	0.80	2.75	1.00	2.75	1.00	2.75	1.00	2.75	52.29	53.57	42.40
Ventilador 1. S. Máquinas popa	2.20	0.80	AD	0.80	2.75	1.00	2.75	1.00	2.75	0.00	0.00	52.29	53.57	0.00
Motor para alternador de 24 VDC	6.00	0.83	TR	0.84	7.14	0.50	3.57	0.50	3.57	0.10	0.71	57.56	58.84	50.53
Bomba contra incendio y baldeo	15.00	0.85	TR	0.85	17.65	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Bomba de Achique	15.00	0.85	TR	0.85	17.65	1.00	17.65	1.00	17.65	1.00	17.65	66.59	67.87	56.70
Máquina de soldar	2.00	0.30	0	0.60	3.33	0.00	0.00	0.00	0.00	0.40	1.33	0.00	0.00	0.00
Bomba de Gobierno	9.40	0.84	TR	0.87	10.80	0.25	2.70	0.25	2.70	0.00	0.00	66.49	67.77	0.00
Dmax (kW)							45.42		46.70		35.53			
CGMD (kW)							53.43		54.94		41.80			
CGPA(kW)							66.59		67.87		56.70			
POTENCIA REQUERIDA DEL GENERADOR (kW)	67.87													
POTENCIA REQUERIDA DEL GENERADOR (HP)	91.02													

Donde:

f.d.p.: Factor de potencia [ ]

A.D.: Arranque directo

T.R.: Tensión reducida

Pred: Potencia de red [kW], (siendo Pred=Carga/n)

f.u.: Factor de utilización [ ]

C.G.P.A.: Capacidad de generación por potencia de arranque [kW]

Dmax: Demanda máxima [kW]

C.G.M.D.: Capacidad de generación por máxima demanda [kW]

### 3.12. ESTIMACIÓN DEL PESO Y CENTRO DE GRAVEDAD

#### 3.12.1. Determinación del peso de los motores, consumibles, dotación y efectos.

$$P_p = \sum_{i=1}^n k \times Pu_i \quad (3.12.1.1)$$

Donde:

$P_p$ : Peso preliminar [toneladas]

$k$ : Número iguales de elementos [ ]

$Pu_i$ : Peso unitario [toneladas]

#### 3.12.2. Estimación del desplazamiento en rosca

Básicamente está conformado por el peso del casco, la superestructura, maquinarias y equipos. También es definido como el peso del buque vacío, tal como sale del astillero, sin pertrechos, provisiones, tripulación, combustible ni agua. En estas condiciones la embarcación no puede navegar.

Los porcentajes tomados para determinar el peso del casco y de la superestructura son valores obtenidos de una serie de embarcaciones construidas en nuestro medio, y

son empujadores que cumplen con los estándares de construcción. La empresa EGIAN ha desarrollado este punto, llegándose a determinar los porcentajes aplicados en el siguiente cuadro, sin embargo, estos porcentajes podría variar hasta cinco puntos para abajo y dos puntos para arriba.

CUADRO N°02

Descripción	Formulación	Valor (Ton.)
Peso de casco	20% x L x B x D	Valor 1
Peso de Superestructura	7% x L x B x D	Valor 2
Maquinaria	Catálogos	Valor 3
Equipos	Catálogos	Valor 4
Total		Suma

Cuadro referencial aplicados en la empresa EGIAN.

### 3.12.3. Estimación del desplazamiento a plena carga del empujador

Básicamente está conformado por el peso del casco, la superestructura, maquinarias, equipos, consumibles (combustible, agua, aceite), personal abordo, etc. También, se dice cuando el buque está cargado hasta la línea de máxima carga, el cual la Dirección General de Capitanías y Guardacostas (DICAPI) designa mediante el certificado de líneas de máxima carga, basado en un francobordo, cuya formulación aplicada para el cálculo se muestran en la sección 3.8, que para el presente estudio vendría ser de 15% del puntal como requerimiento mínimo, por tratarse de una

embarcación fluvial, donde la presencia de olas similares al mar no se producen, y por tanto no hay posibilidad de embarque de agua por la proa o popa, sin embargo para embarcaciones de mayores longitudes se considera la curva de arrufo de popa y proa. El siguiente cuadro muestra el resumen del cálculo preliminar del peso. Para determinar el valor más aproximado, es necesario realizar el metrado completo de todos los elementos que constituyen el empujador, también se puede determinar cuando la embarcación es puesta al agua y con ayuda de las curvas hidrostáticas es determinado el peso, siendo un método para la verificación.

CUADRO N°03

Descripción	Formulación	Valor (Ton.)
Peso de casco	$20\% L*B*D$	Valor 1
Peso de Superestructura	$7\% L*B*D$	Valor 2
Maquinaria	Catálogos	Valor 3
Equipos	Catálogos	Valor 4
Combustible	f(autonomía, consumo)	Valor 5
Agua	f(dotación, autonomía)	Valor 6
Aceite	f(record de funcionamientos de los motores)	Valor 7
Víveres	f(dotación, autonomía)	Valor 8
Dotación	Cada uno aproximado 100 kg. (incluye equipamiento)	Valor 9
Total		Suma



### 3.12.4. Estimación del centro de gravedad

Se toma los centros aproximados a partir del plano de disposición general con las coordenadas correspondientes y con el cálculo de momentos obtener el centro aproximado. Para los cálculos del presente estudio, el origen de coordenadas estará fijado en la sección media con el plano diametral y el plano base. En el CUADRO N°04 se muestra los pesos con sus respectivos centros de gravedad, y mediante la teoría de momentos de fuerzas se determina el centro de masas.

$$X = \frac{\sum_{i=1}^n x_i * w_i}{\sum_{i=1}^n w_i} \quad (3.12.4.1)$$

$$Y = \frac{\sum_{i=1}^n y_i * w_i}{\sum_{i=1}^n w_i} \quad (3.12.4.2)$$

$$Z = \frac{\sum_{i=1}^n z_i * w_i}{\sum_{i=1}^n w_i} \quad (3.12.4.3)$$

CUADRO N°04

Descripción	Peso Toneladas	ORIGEN: SECCION MEDIA-LINEA BASE-CRUJIA			MOMENTOS		
		X (crujia) Metros	Y (transversal) Metros	Z (altura) Metros	Mx Ton*m	My Ton*m	Mz Ton*m
Peso de casco	39.600	1.00	0.00	1.20	1.00	0.00	47.52
Peso de Superestructura	5.280	0.50	0.00	6.00	0.50	0.00	31.68
Maquinaria	5.043	-1.20	0.00	2.00	-1.20	0.00	10.09
Equipos	0.900	1.00	0.00	3.00	1.00	0.00	2.70
Combustible	28.000	2.00	0.00	1.00	2.00	0.00	28.00
Agua	1.000	3.00	0.00	9.00	3.00	0.00	9.00
Aceite	0.300	2.00	0.00	2.00	2.00	0.00	0.60
Viveres	2.000	-2.00	0.00	2.50	-2.00	0.00	5.00
Dotación	0.900	3.00	0.00	6.00	3.00	0.00	5.40
<b>Total</b>	<b>83.023</b>				<b>9.30</b>	<b>0.00</b>	<b>139.99</b>
<b>Centro de Gravedad</b>		<b>0.11</b>	<b>0.00</b>	<b>1.69</b>			

### 3.13. SISTEMA DE PROPULSIÓN

Básicamente conformado por tres conjuntos:

- Conjunto motor
- Conjunto propulsor
- Conjunto de transmisión

Son las encargadas de dar movimiento a la embarcación.

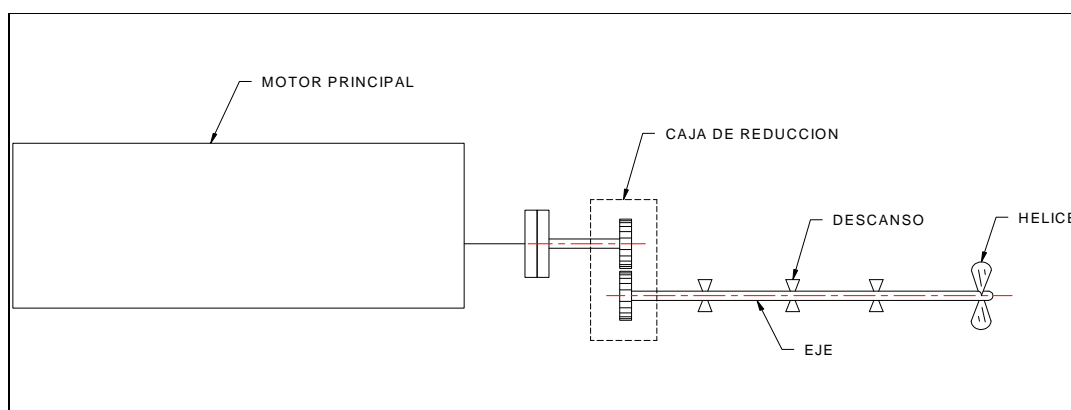


Fig. 3.8 Sistema de propulsión.

#### 3.13.1. Conjunto motor

##### 3.13.1.1 Configuración

La primera opción del conjunto motor que puede estar formado por uno o varios motores. En la actualidad la demanda de la potencia no será la única razón para la instalación de uno o más motores. Se sabe que el precio de un motor de una determinada potencia es menor que la de dos de la mitad; también ocurre con los costes de instalación y de mantenimiento. Sin embargo hay razones que en determinados casos pueden aconsejar dividir la potencia instalada en dos o más motores.

Para el caso de los empujadores que naveguen en la Amazonía peruana, se opta por la instalación de dos (02) motores, lográndose que las hélices sean de menor diámetro y no estén afectadas por el bajo calado que presenta los ríos, además, se tiene un mayor gobierno para las exigencias de maniobrabilidad y a su vez contar con un sistema auxiliar en caso que uno de los propulsores fallase.

### **3.13.1.2 Criterios de selección del motor**

Una vez fijada la potencia unitaria aproximada, habrá que elegir el tipo de motor a instalar. Uno de los factores es el rendimiento de la hélice que va depender entre otras variables de las revoluciones de funcionamiento. Se fijará el binomio potencia/revoluciones.

En el mercado se encuentran varios tipos de motores. Según el ciclo de trabajo de los motores diesel se dividen en motores de dos y de cuatro tiempos. En la primera se ejecuta una revolución para completar el ciclo y en las de cuatro tiempos se necesita dos revoluciones. Para el caso de los empujadores fluviales, se tomarán los motores de cuatro tiempos, por ser de menor tamaño comparadas con las de dos tiempos, siendo el uso de motores de dos tiempos en buques mercantes que necesitan altas potencias.

Además, se harán análisis de costos, es decir, evaluar el precio de compra, instalación, mantenimiento y tiempo de vida útil.

### **3.13.2. Conjunto propulsor**

#### **3.13.2.1 Configuración**

El sistema universal implantado en la propulsión actual de los empujadores son las hélices. Para otro tipo de embarcaciones existen los de chorro (hidrojet), hélices aéreas, siendo específicas su instalación y aplicación.

El sistema propulsor del empujador puede estar basado en una o varias hélices, dependerá de la cantidad a transportar y las zonas de navegación.

En el mercado existen hélices de diferentes tipos, entre las principales tenemos a las hélices de paso fijo, hélices de paso variable y hélices de paso controlable. Para el caso del empujador fluvial se considerarán las dos primeras, siendo las hélices de paso controlable demasiado voluminosos, es decir que el diámetro es demasiado grande para el uso en los ríos, donde la profundidad es una limitación en el diseño.

En general el material de las hélices son de bronce al manganeso pero existen casos en la que es conveniente el uso de materiales de mayor calidad como es el caso de las aleaciones Cu- Ni- Al.

Normalmente las hélices están basadas en un diseño estándar del mercado, caso contrario se deberán confeccionar según requerimientos establecidos por el estudio.

Las principales ventajas de las hélices de palas fijas es su robustez, precio y sencillez, siendo su mantenimiento mínimo. En los empujadores se requieren altas potencias, por tanto, el nivel de resistencia de las hélices debe cumplir con los parámetros establecidos en los cálculos de diseño.

### **3.13.2.2 Criterios de selección del propulsor**

Generalmente para el caso de los empujadores se especifica las condiciones de mayor robustez, menor coste de instalación y mantenimiento, cumpliendo con esto la hélice de palas fijas.

Deberá de evitarse los fenómenos de cavitación, una de las formas es que las hélices se encuentren a profundidades en el cual las variantes de presión no afecten las superficies de las palas, por tanto, es necesario que los diámetros sean de menor tamaño posible sin perjudicar en demasía los niveles de eficiencia.

### **3.13.2.3 Diámetro de la hélice**

Una regla práctica con respecto a la inmersión, es que la inmersión de la hélice no debe ser menor de 0.2 del diámetro de la hélice.

La relación más relevante para el diseño de una hélice es obtener el cociente entre el paso y el diámetro ( $P/D$ ). En hélices de alto régimen de revoluciones en embarcaciones lentas, poseen su mejor rendimiento con una relación de  $P/D$  entre 0.5 y 0.6, mientras que hélices de lentas revoluciones para embarcaciones de alta velocidad deben de poseer una relación  $P/D$  alrededor de 1.5 para su mejor rendimiento.

En el cálculo de la hélice, los más conocidos ensayos con series de hélices fueron llevados a cabo por el almirante Taylor en Estados Unidos, R. E. Froude en Inglaterra, K. Schaffran en Alemania y W. F. Durand también en Estados Unidos. Todos los

ensayos han sido realizados con la más alta precisión. De estos estudios se obtiene el siguiente gráfico que nos permite determinar el diámetro de la hélice en su condición óptima para una determinada potencia, rpm y velocidad de arrastre.

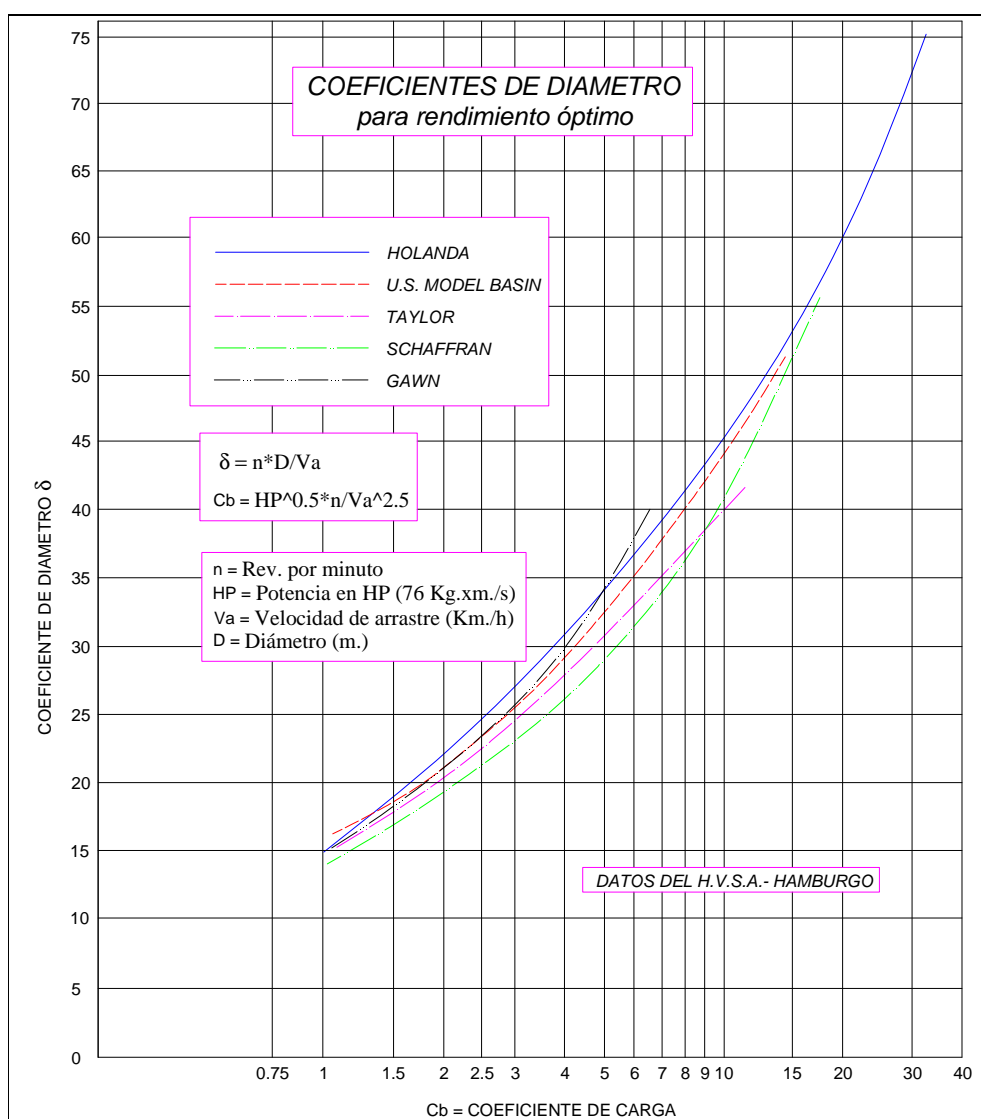


Fig. 3.9 Concordancia de los resultados obtenidos por los investigadores mencionados.  
(Ref. Cruceros y Lanchas Veloces, Juan Baader, Pág. 161)

### 3.13.2.4 Síntesis para el cálculo de la hélice de tres palas

El diámetro y paso de la hélice son de importancia fundamental para lograr una eficiente propulsión. Por tanto, basado en una serie de ensayos se determina las relaciones para determinar las características principales para el cálculo de la hélice, abarcando desde barcos lentos hasta lanchas de alta velocidad. El siguiente gráfico muestra una síntesis para determinar las características principales de la hélice de tres palas.

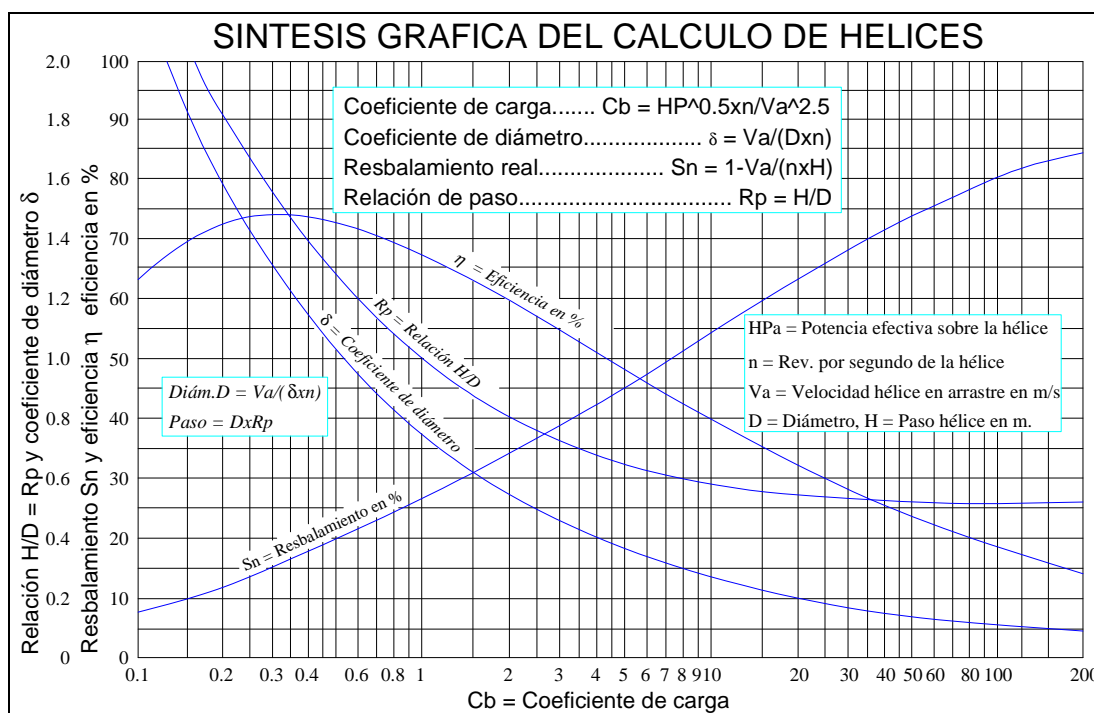


Fig. 3.10 El gráfico contiene reunidos los resultados de una gran cantidad de ensayos. (Ref. Cruceros y Lanchas Veloces, Juan Baader, Pág. 168)

Arrastre en %		TIPO DE EMBARCACIÓN	Vel. Relativa Va en %	
1 hélice	2 hélices		1 hélice	2 hélices
1	0	Lancha de carrera	99	100
2	1	Lancha automóvil muy veloz	98	99
4	2	Lancha automóvil media velocidad	96	98
6	3	Crucero rápido de pero liviano	94	97
8	4	Crucero de media velocidad	92	96
12	6	Crucero lento y pesado	88	94
20	10	Velero auxiliar o pesquero de mar	80	90
24	12	Remolcador o chata normal	76	88
30	15	Remolcador con hélice en túnel	70	85
30	15	Barcaza de popa muy llena	70	85
14	7	Buque de pasajeros veloz	86	93
20	10	Buque de pasajeros de media velocidad	80	90
24	12	Buque de carga veloz	76	88
34	20	Buque de carga lento, líneas llenas	66	80

Fig. 3.11 Estimación de la fracción de arrastre. (Ref. Cruceros y Lanchas Veloces, Juan Baader, Pág. 176)

La velocidad de arrastre siempre tiende a ser menor que la velocidad de la embarcación, puesto que al pasar la embarcación por una línea de corriente, esta adquiere un impulso en la misma dirección que la embarcación, esto hace que el fluido tenga menor velocidad al contactarse con la hélice.

### 3.13.2.5 Determinación del espesor de pala de la hélice

La construcción de hélices para empujadores fluviales estará basada con respecto a la clasificadora ABS (American Bureau of Shipping).

Para el cálculo del espesor de las palas del tipo normal, no será menor que el determinado por la fórmula:

$$t = 915 \sqrt{\frac{AH}{CRN}} \pm \frac{1.72BK}{C} \text{ mm.} \quad (3.13.2.5.1)$$



Donde:

t: Espesor de la pala a un cuarto de radio, en mm.

H: SHP al máximo régimen continuo

R: RPM al máximo régimen continuo

N: Número de palas

$P_{0.25}$ : Paso a un cuarto del radio dividido por el diámetro de la hélice

$P_{0.7}$ : Paso a los siete décimos dividido por el diámetro de la hélice

w: Ancho de la pala a un cuarto de radio, en mm.

a: Área expandida de la pala dividida por el área del disco

D: Diámetro de la hélice en m.

K: Inclinación de la pala de la hélice en milímetros por metros multiplicado por D/2 (para la inclinación hacia proa usar el signo menos en la fórmula; para la inclinación hacia popa usar el signo más).

$$A = 1.0 + \frac{6.0}{P_{0.7}} + 4.3 P_{0.25} \quad (3.13.2.5.2)$$

$$B = \frac{4300 wa}{N} \left( \frac{R}{100} \right)^2 \left( \frac{D}{20} \right)^2 \quad (3.13.2.5.3)$$

$$C = (1+1.5P_{0.25})(wf-B) \quad (3.13.2.5.4)$$

f = 1.24 (unidades métricas) para grado 2 de bronce manganeso o grado 1 y 3 en acero fundido

f = 1.42 (unidades métricas) para grado 2 y 4 en acero fundido

f = 1.55 (unidades métricas) para acero inoxidable

w = 8.3 (unidades métricas)

### 3.13.2.6 Comparación de hélices con diferentes números de palas fijas

Los estudios realizados por los investigadores, observan que el contorno exterior de la pala influye en mínimo grado. Más importante es el espesor de la pala, como también el perfil empleado en su sección. El número de palas tampoco es de gran influencia sobre el resultado.

La influencia del número de palas sobre diámetro y rendimiento fue investigada por G. S. Baker, de cuya publicación ha logrado confeccionarse el siguiente gráfico, estando en función del coeficiente de carga  $C_b$  y el coeficiente de diámetro.

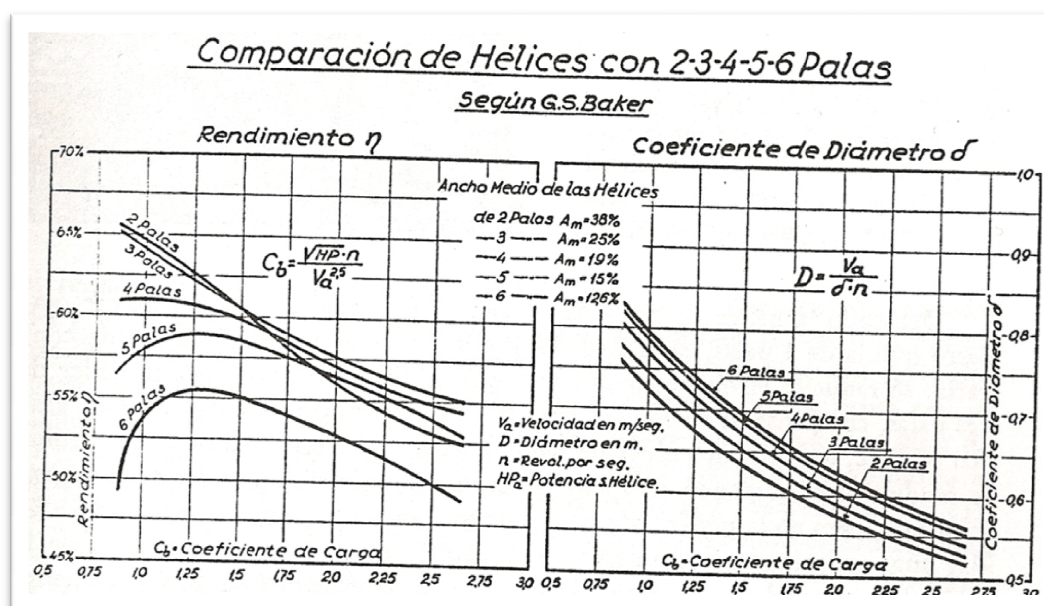


Fig. 3.12 Los gráficos de Baker establecen la influencia del palas sobre el rendimiento y el diámetro de las hélices. (Ref. Cruceros y Lanchas Veloces, Juan Baader, Pág. 176)

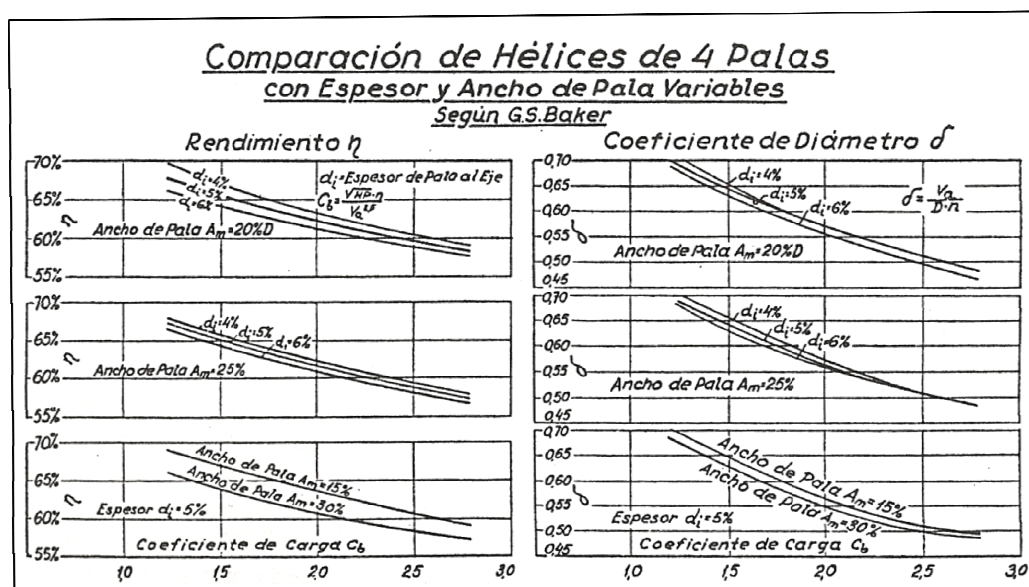


Fig. 3.13 Las graficas muestran la influencia de ancho y espesor de pala sobre el rendimiento y el diámetro de las hélices. (Ref. Cruceros y Lanchas Veloces, Juan Baader, Pág. 177)

El ancho de la pala será más importante cuanto mayor sea la posibilidad de cavitación.

### 3.13.2.7 Cavitación

La cavitación de hélices en principio significa la formación de espacios vacíos. Cuando no existe la posibilidad de una real aireación, acceso de aire desde la superficie, los vacíos o sea la cavitación, sólo pueden formarse por la existencia de vapor de agua.

Los fenómenos de cavitación aparecen con mucha mayor frecuencia en buques grandes que en embarcaciones menores. Teniéndose dos consecuencias aparentemente independientes entre sí; una es la pérdida de velocidad y rendimiento, y la otra es la corrosión de metales.

Los ensayos para estudiar el comportamiento de las hélices bajo la influencia de la cavitación se realizan en conductos o tubos de circuito cerrado, similar a un tubo de forma de anillo, y por medio de ventanas que pueden ser observadas. En general se observan los siguientes comportamientos de las hélices:

A régimen lento, y una vez pasado el punto de cavitación incipiente, los primeros signos se observan cerca del borde de entrada de la hélice, del lado de presión o sea sobre una estrecha franja de la cara de empuje, ver la siguiente figura. Aumentando la velocidad de giro de la hélice, la cavitación de la cara de empuje desaparece y se nota el comienzo de cavitación sobre la cara de succión, abarcando al principio una sola franja, que toma el origen sobre la línea del mayor espesor de la sección. A medida que aumenta el régimen de revoluciones de la hélice, aumenta también la zona de cavitación sobre la cara de succión, sin que hasta ahora aparezca una sensible reducción de la eficiencia.

Cuando la zona de cavitación llega a cubrir aproximadamente las tres cuartas partes de la cara de la succión, se llega a una moderada reducción del rendimiento de hélice. Aumentando más aun el régimen, la cavitación envuelve la cara de succión totalmente, y a la vez se produce una mayor pérdida de rendimiento. Cuando se produce el pleno desarrollo de la cavitación, el empuje ya no aumenta al elevar el número de revoluciones de las hélices, por tanto, es importante que la cavitación se encuentre en niveles bajos y evitar que la eficiencia se reduzca de forma considerada.

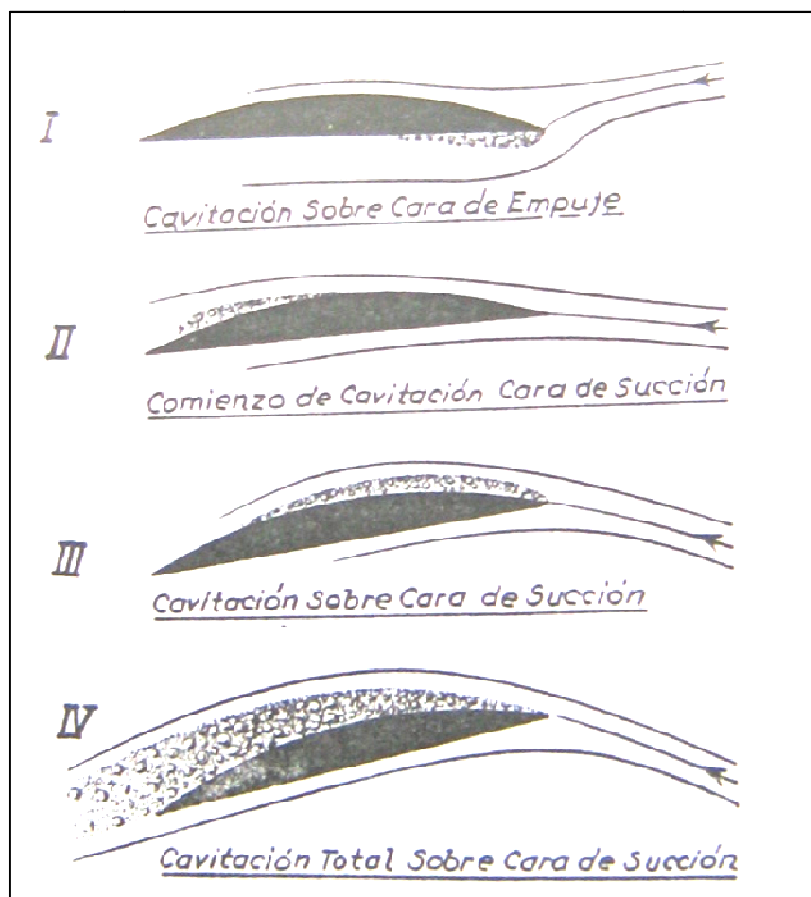


Fig. 3.14 Cuatro fases de la cavitación, siendo la cuarta que afecta a la velocidad y rendimiento. (Ref. Cruceros y Lanchas Veloces, Juan Baader, Pág. 201)

Schoenherr publica un interesante estudio en el tomo II de Principles of Naval Architecture, New York 1949, sobre la cavitación para las hélices de tres palas, mostrándose zonas con y sin cavitación de la hélice, la siguiente gráfica muestra los resultados obtenidos en sus experimentos.

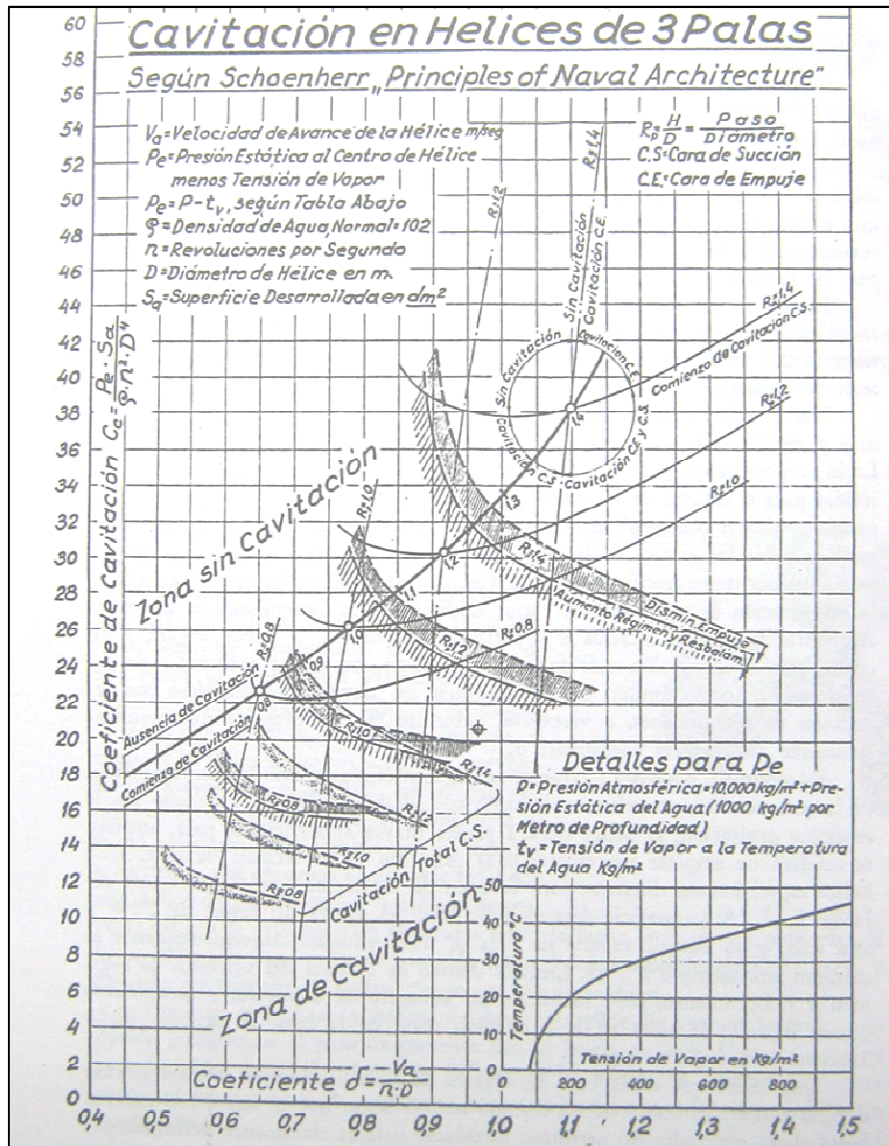


Fig. 3.15 Estudio presentado por Schoenherr, New York 1949. (Ref. Cruceros y Lanchas Veloces, Juan Baader, Pág. 205)

### 3.13.3. Conjunto de transmisión

#### 3.13.3.1 Configuración

Existen muchas posibilidades de transmitir la potencia mecánica generada en el motor principal, pero básicamente se manejan dos formas:

- Transmisión mecánica
- Transmisión eléctrica

La primera se subdivide a la vez en transmisión directa en la cual las revoluciones del propulsor y del motor son iguales, y con reducción en la que la relación de revoluciones del propulsor y motor es un valor constante y distinto de la unidad.

En el primero de estos dos casos la transmisión está formada por una línea de ejes rígida formada al menos por ejes consecutivos, el eje intermedio y el eje de cola.

En el segundo caso la línea de ejes se completa al menos con una caja de engranajes en la que las revoluciones de entrada, las del motor, se reducen en un valor determinado de forma que el propulsor gire a una velocidad de fracción fija de las revoluciones del motor.

En el caso de transmisión eléctrica el motor de combustión acciona un generador, en tanto que el eje de cola esta accionado por un motor eléctrico alimentado por el generador que es alimentado por el motor principal.

### **3.13.3.2 Criterios de selección de sistema de transmisión**

La elección de los sistemas de transmisión viene condicionada en general por la previa elección del sistema motor y del sistema propulsor.

Los sistemas de motores basados en cuatro tiempos implican en general el uso de cajas reductoras de velocidad y los sistemas de motores eléctricos implican en general el uso de reductoras y de mayor espacio en la sala de máquinas.

Para el caso de los empujadores la transmisión será mecánica, por tratarse de potencias altas y por contar con poco espacio en la sala de máquinas, además estará acoplada a una reductora para adecuarse al motor de cuatro tiempos, que en general está a 1800 RPM, siendo necesario disminuir la velocidad a valores de 350 a 500 RPM, con la finalidad de evitar las cavitaciones y consecuentemente mejorar la eficiencia.

### **3.13.3.3 Influencia del reductor de velocidad**

En los primeros cincuenta años de su existencia, el desarrollo del motor marino se ha caracterizado por un aumento del régimen de revoluciones. El motor marino de potencia mediana es pariente directo del motor automóvil, y sus condiciones de trabajo son similares como justificar tendencias paralelas entre su diseño y construcción. Tanto el automóvil como la embarcación necesitan disponer de la potencia necesaria en un espacio reducido y con el mínimo de peso conciliable. Cuanto más elevado sea el régimen de revoluciones, tanto más reducido será el peso del motor, como igualmente el costo de adquisición. Esta tendencia dio origen al nacimiento del reductor de velocidad marino, permitiendo el funcionamiento de la hélice en su condición óptima, siendo importante para el rendimiento de la hélice y con ello la velocidad y la economía del combustible. Ver siguiente gráfico.



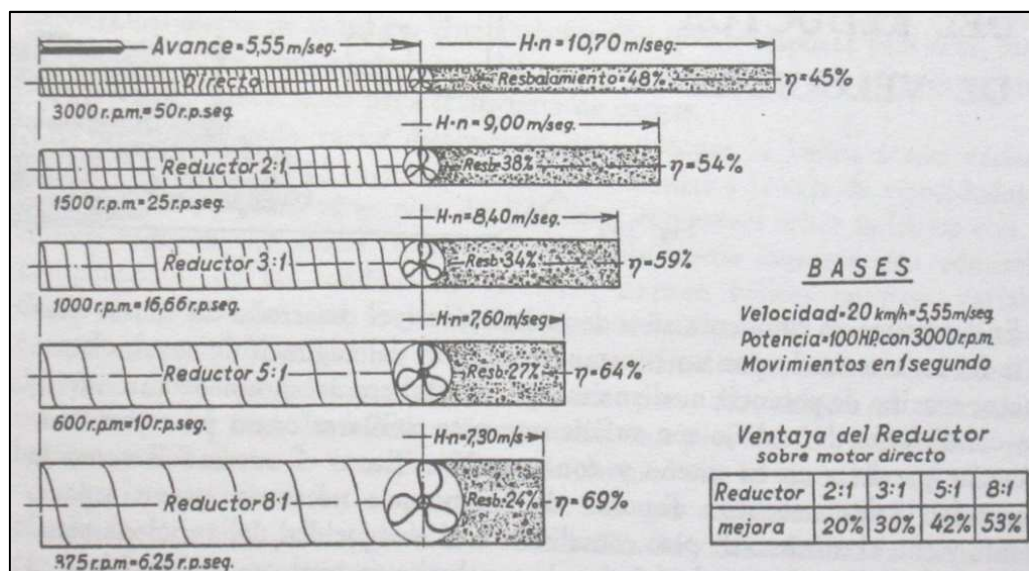


Fig. 3.16 Mejoras producidas con el reductor para aumentar la eficiencia. (Ref. Cruceros y Lanchas Veloces, Juan Baader, Pág. 186)

### 3.14. SISTEMA DE GOBIERNO

#### 3.14.1. Generalidades

Cuando un buque navega en un rumbo recto en aguas tranquilas el flujo hidrodinámico alrededor del timón es generalmente simétrico con respecto al plano central. Cuando el timón se mueve de su posición central la simetría se interrumpe por una fuerza que actúa en el centro de presión del timón, dando lugar al giro del buque, tal como se describe en el siguiente gráfico.

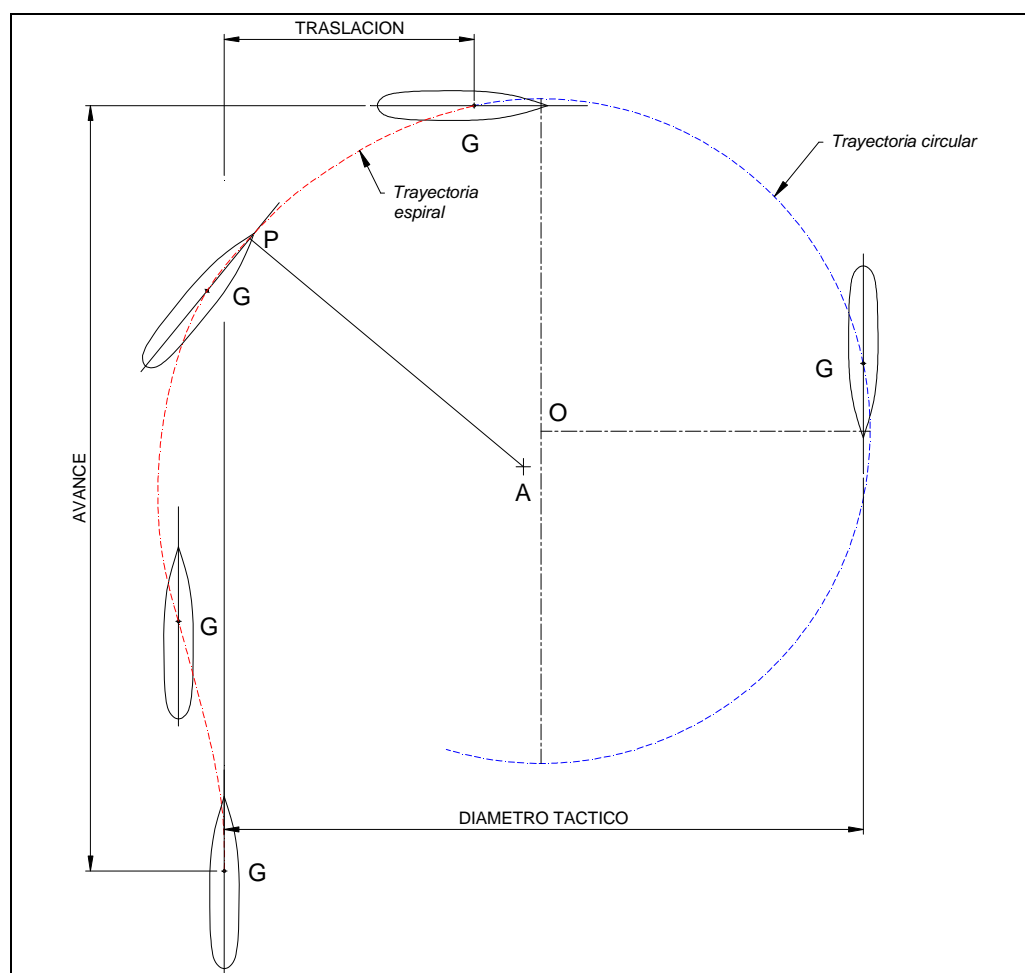


Fig. 3.17 Movimiento del buque al girar. (Ref. Fundamentos de Construcción Naval y Estabilidad del Buque, Instituto Naval de los EUA, Pág. 35)

Donde:

G: centro de gravedad del buque

O: centro de la trayectoria circular

P: Punto de giro

A: centro instantáneo para la posición mostrada

Del gráfico anterior se observa que al girar el buque se mueve con la proa dentro y la popa fuera de la tangente a la curva descrita por el centro de gravedad. El ángulo entre la tangente del círculo de giro y la línea de crujía del buque se llama ángulo de deriva.

Cuando un buque asume su ángulo de deriva, hay un punto en la línea de crujía entre la proa y el centro de gravedad donde la velocidad resultante (rotación más traslación) se dirige a la línea de crujía. A un observador a bordo le aparece que el buque gira en este punto al cual se le denomina punto de giro. El punto de giro está localizado normalmente entre  $1/3$  a  $1/6$  de la distancia de la proa al centro de gravedad.

### 3.14.2. Reacciones que se desarrollan por la acción del timón

Al poner el timón en un determinado ángulo,  $\varnothing$ , se genera una fuerza que actúa en el centro de presiones del timón. El vector fuerza es descompuesto en componentes normales y en dirección del timón. La fuerza de mayor relevancia es aquella que es normal al timón, quedando la otra con valores despreciables. El siguiente gráfico muestra las dos fuerzas,  $P_1$  y  $P_2$ , siendo estas paralelas y de igual magnitud.

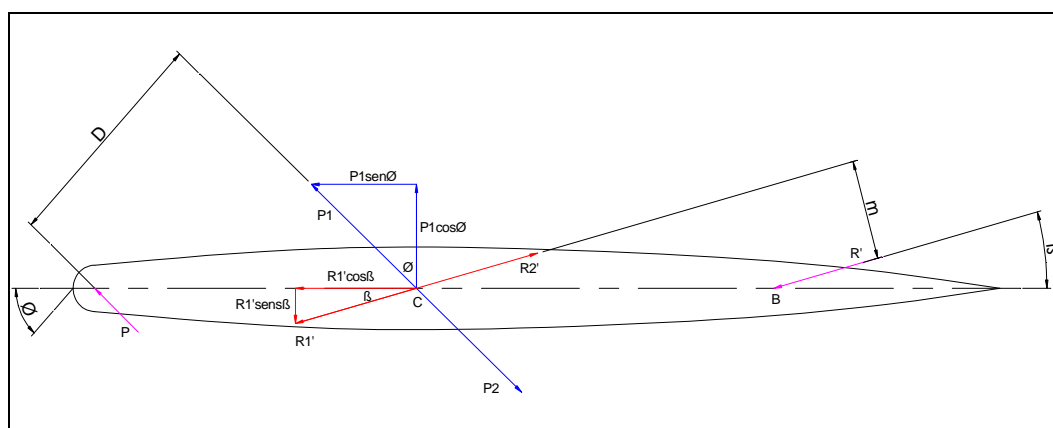


Fig. 3.18 Fuerzas generadas en el buque por acción del timón. (Ref. Fundamentos de Construcción Naval y Estabilidad del Buque, Instituto Naval de los EUA, Pág. 35)

P y P1 forman un par, que es igual a  $PxD$  que causa un movimiento de rotación alrededor de un eje vertical que pasa por el centro de gravedad. Dando lugar al giro del buque con un radio variable que finalmente se convierte mínimamente variable. La fuerza  $P2\text{sen}\theta$  se opone al movimiento del buque y tiene por resultado una disminución de la velocidad. La siguiente gráfica muestra la influencia de  $P2\text{cos}\theta$  produciendo una escora hacia dentro  $P2\text{cos}\theta \times OC$  (asumiendo que el eje de escora está en el plano de flotación) y una fuerza lateral que causa una deriva hacia afuera del centro de giro.

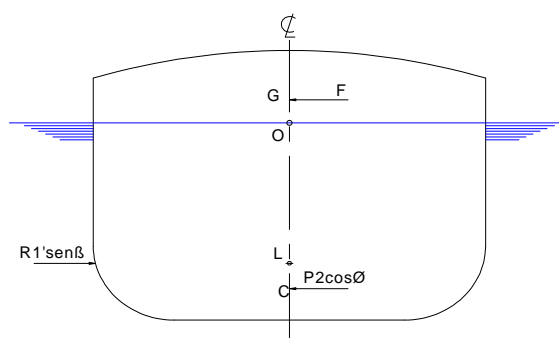


Fig. 3.19 Escora debida a la acción del timón. (Ref. Fundamentos de Construcción Naval y Estabilidad del Buque, Instituto Naval de los EUA, Pág. 36)

### 3.14.3. Formas y dimensiones del timón

Un factor importante es determinar el área de la superficie proyectada del timón, y dependerá del tipo de servicio que realizará, por tanto, puede ser diseñada para lograr una estabilidad direccional o para realizar maniobras rápidas. A continuación se presenta los porcentajes con resultados aceptables, siendo una forma práctica para su determinación, y que está en función del área lateral sumergida del casco y proyectada al plano diametral, como podrá apreciarse en la siguiente figura.

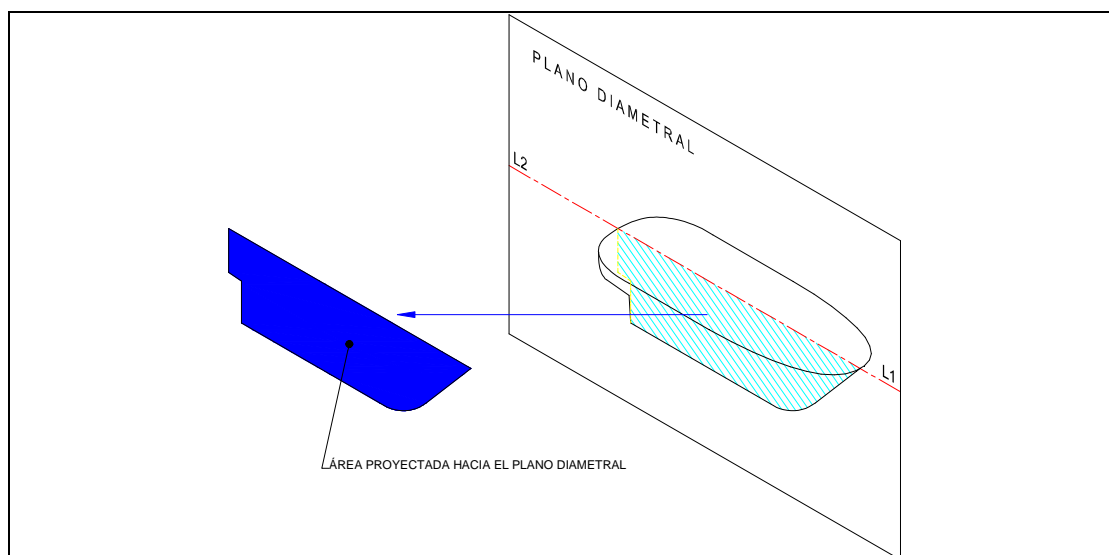


Fig. 3.20 Área proyectada del casco hacia el plano diametral.

#### **Embarcaciones con una hélice y un timón:**

Superficie mínima para buen gobierno	2.0 %
Superficie normal para gobierno y maniobra	2.5 %
Superficie ideal para gobierno y maniobra	3.0 %
Superficie para mejorar marcha atrás	4-5%
Superficie máxima en casos especiales hasta	10 %

(Ref. Cruceros y Lanchas Veloces, Juan Baader, Pág. 333)

#### **Embarcaciones con dos hélices y dos timones:**

Superficie mínima para gobierno	2.0 %
Superficie mínima para gobierno y maniobra	2.5 %
Superficie aconsejable para gobierno y maniobra	3.0 %
Superficie para mejorar marcha atrás	4-5%

(Ref. Cruceros y Lanchas Veloces, Juan Baader, Pág. 333)

En la compensación del timón, a fin de reducir los esfuerzos necesarios para accionar el movimiento del timón, se utiliza una superficie de compensación o balance.

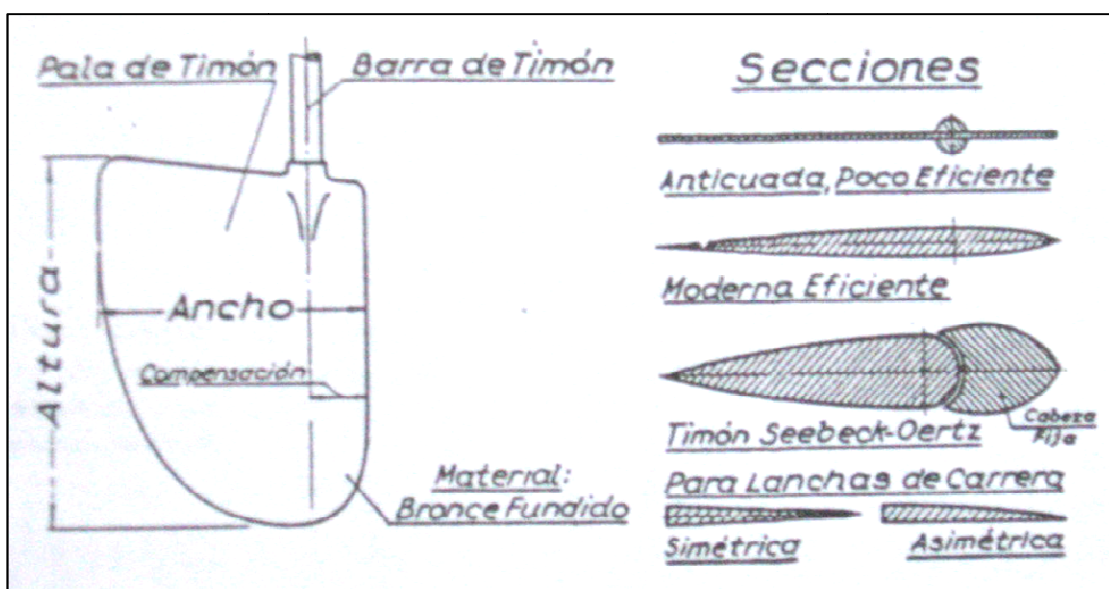


Fig. 3.21 Nomenclatura y secciones del timón. (Ref. Cruceros y Lanchas Veloces, Juan Baader, Pág. 336)

En términos prácticos, la superficie de compensación se fija en función de la superficie del timón. Siendo los valores comunes en un ensayo de navegación:

CUADRO N°05

Tipo de Servicio	Superficie de compensación
Timón balanceado en buques grandes hasta	32%
Timón balanceado normal para embarcaciones	25%
Timón semi-balanceado, aconsejado para embarcaciones	20%
Timón balanceado para lanchas de velocidad	16%
Timón balanceado para lanchas de carrera	12%

(Ref. Cruceros y Lanchas Veloces, Juan Baader, Pág. 336)

En el gráfico siguiente se observa que a medida que una embarcación evoluciona en una curva, efectuando un viraje, los filetes de agua cambian de dirección aparente originada por el desplazamiento lateral de la popa, y por consiguiente cambia el ángulo efectivo de ataque.

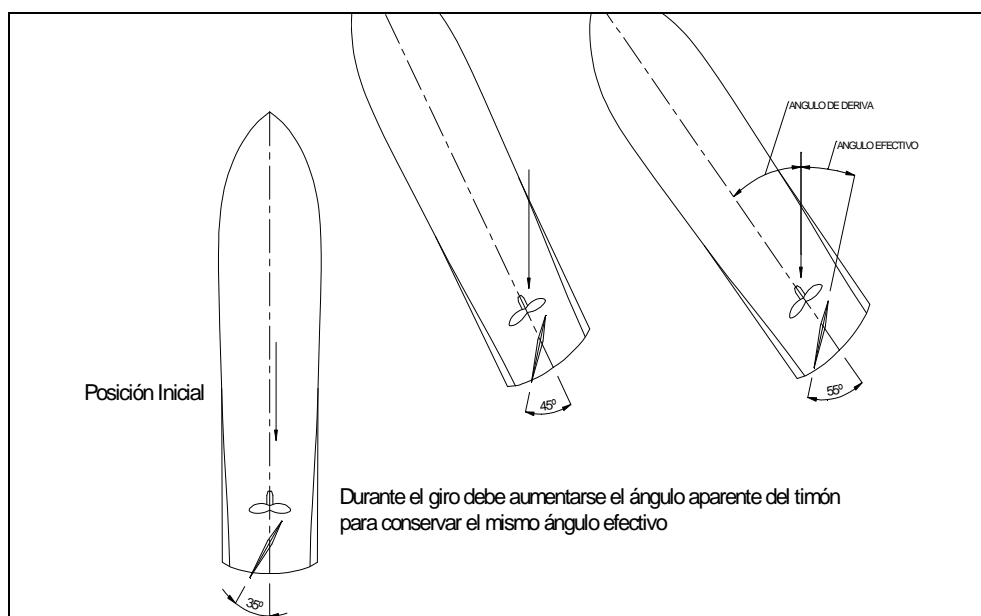


Fig. 3.22 Ángulo de deriva y ángulo efectivo del timón. (Ref. Cruceros y Lanchas Veloces, Juan Baader, Pág. 338)

A continuación se muestra los ángulos máximos aconsejables entre el timón y la línea de crujía:

CUADRO N°06

Embarcaciones que giran con lentitud	32 a 36°
Embarcaciones con facilidad de giro normal	45 a 50°
Embarcaciones con extrema facilidad de giro	55 a 60°

Un punto importante cuando se tiene dos hélices y dos timones, es colocar los timones con el debido ángulo hidráulico. Ver siguiente figura.

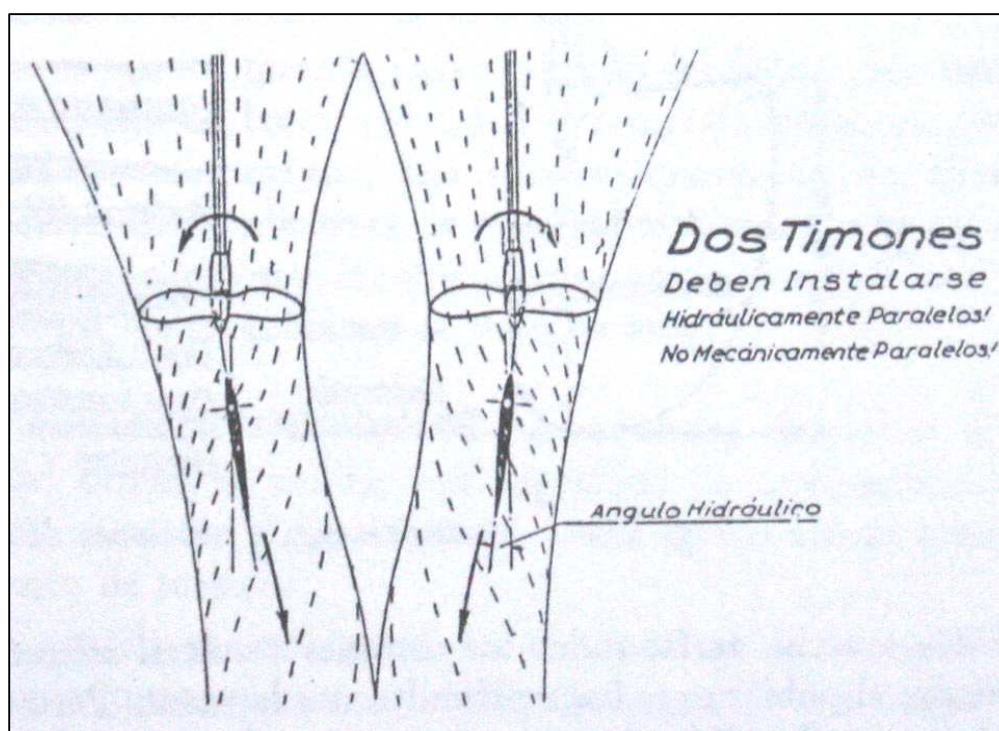


Fig. 3.23 Ángulo hidráulico. (Ref. Cruceros y Lanchas Veloces, Juan Baader, Pág. 338)

En la mayoría de los casos se tiene una estimación del ángulo hidráulico entre 2 a 3° medidas desde la crujía.

Para establecer el ángulo hidráulico o de desvío de la corriente, se recomienda que sea experimental. En la mayoría de las embarcaciones será factible accionar las cañas de timón con la mano, buscando así el punto de mínima resistencia igual al mínimo momento ejercido. Solo a raíz de una prueba de esta naturaleza se establecerá la mejor posición de ambos timones.



### 3.15. ESTABILIDAD INTACTA

Basado en la determinación de la altura metacéntrica (GM), siendo su valor relevante para saber si la embarcación posee buena estabilidad. En el estudio de estabilidad se analizan dos casos; estabilidad estática y estabilidad dinámica.

#### 3.15.1. Estabilidad estática

Su análisis está dirigido en el cálculo del brazo GZ, para un determinado ángulo de inclinación y desplazamiento. El siguiente esquema muestra una embarcación con un desplazamiento ( $\Delta$ ) y con un centro de gravedad (G), escorado a distintos ángulos. Se observa que para cada uno de ellos quedará perfectamente fijada la posición del centro de carena (B). Las únicas fuerzas actuantes en la embarcación son el peso y el empuje, siendo sus módulos iguales. Formándose la cupla =  $\Delta * GZ$ . Esta cupla será adrizante si trata de adrizar a la embarcación y será escorante en el caso contrario.

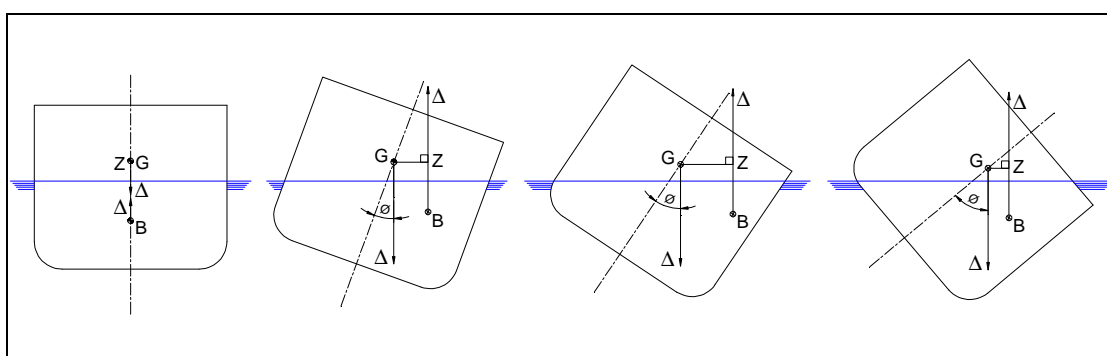


Fig. 3.24 Variaciones del brazo GZ. (Ref. Elementos de Arquitectura Naval, Antonio Mandelli, Pág. 47)

El brazo GZ se llamará brazo adrizante o escorante, según sea el caso. Llevando los valores del brazo adrizante en función del ángulo de inclinación ( $\theta$ ) obtenemos la

siguiente gráfica, en donde la cupla adrizante =  $C = \Delta * GZ$ , siendo el desplazamiento constante.

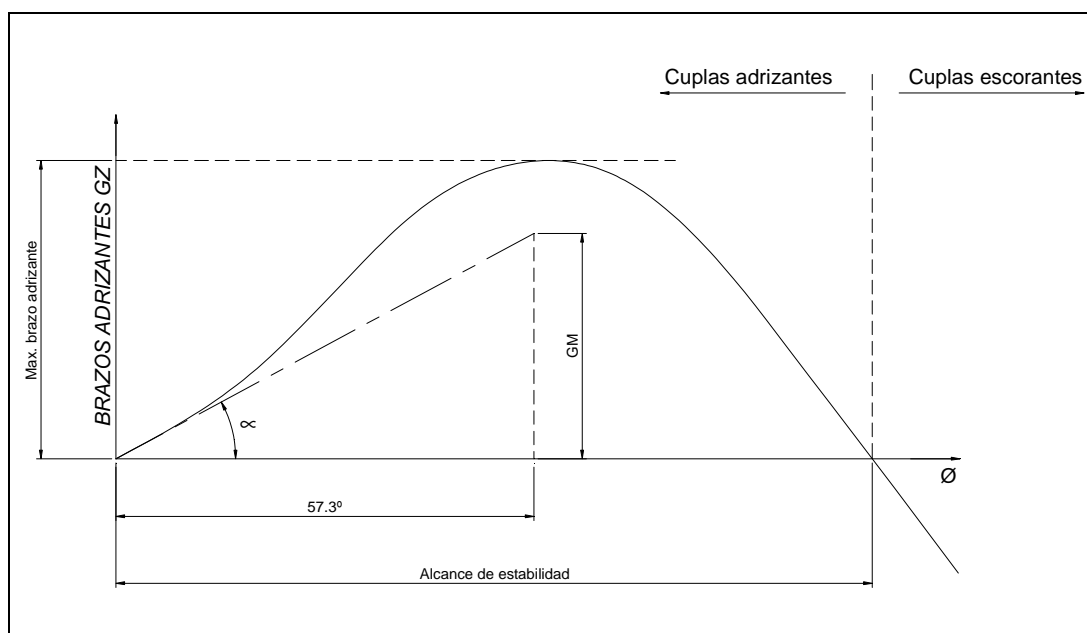


Fig. 3.25 Curva de estabilidad estática. (Ref. Elementos de Arquitectura Naval, Antonio Mandelli, Pág. 48)

Ambas curvas, la de brazos adrizantes y la de cuplas adrizantes, se designan con el nombre de curvas de estabilidad estática.

Para determinar las curvas cruzadas de estabilidad, tomamos un desplazamiento fijo y determinamos el valor de  $GZ$  para diferentes ángulos de inclinación. Obteniéndose la siguiente gráfica.

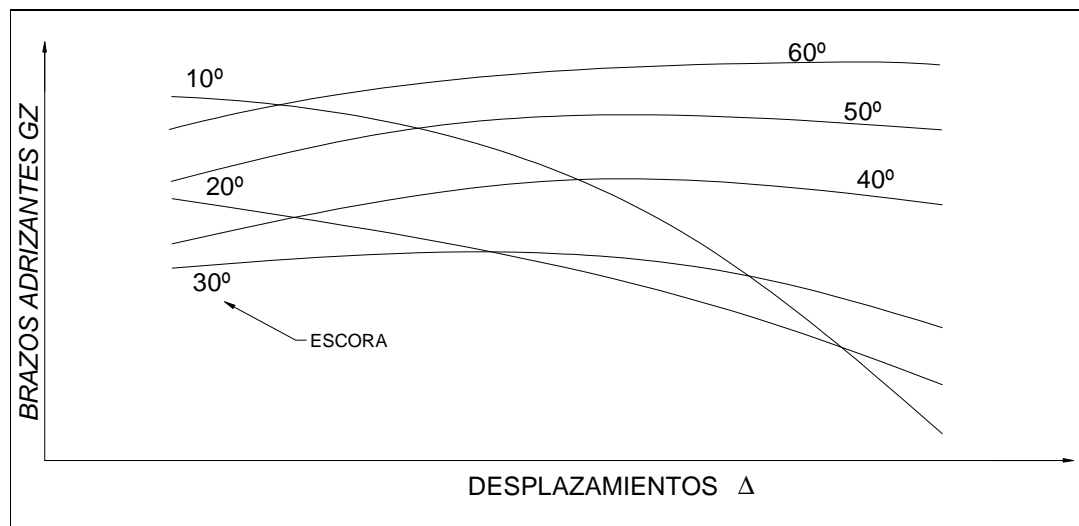


Fig. 3.25 Curva cruzadas de estabilidad.

### 3.15.2. Estabilidad dinámica

Toda fuerza que genere movimiento, está ligado a la energía, esta energía es calculable y nos permite dar un análisis para determinar las condiciones finales de los fenómenos físicos producidos sobre la embarcación. Al estar una embarcación adrizada y que deseamos escorarlo hasta un determinado ángulo, para ello deberemos invertir cierta cantidad de energía, la que deseamos cuantificar.

El trabajo total para el escorado esta dado por la fórmula:

$$T = \int_{\phi_i}^{\phi_f} dT = \int_{\phi_i}^{\phi_f} C d\phi \quad (3.15.2.1)^4$$

Donde:

C: cupla adrizante ( $C = \Delta * GZ$ )

$\phi$ : Ángulo de escora

<sup>4</sup> Elementos de Arquitectura Naval, Antonio Mandelli, Pág.76

Al disponer de la curva de cuplas adrizantes en función del ángulo de inclinación, entonces el área bajo esta curva viene ser el trabajo.

La embarcación al estar sujeto a fuerzas externas tales como la acción de olas, el viento, etc., que entregan energía para escorarlo. Esta energía es la misma dada en la ecuación (3.15.2.1), ya que es el trabajo de aquellas fuerzas externas que logran escorar al buque hasta un determinado ángulo, y se encuentra almacenada en el buque en forma de energía potencial mientras esta mantenga dicho ángulo de escora. Por tanto, la ecuación (3.15.2.1) representa la capacidad del buque para absorber y almacenar energía suministrada por causas externas. Se llama por ello estabilidad dinámica del buque hasta la escora de cierto ángulo. Si el ángulo de inclinación llega a un valor en donde la cupla es cero, entonces toma el nombre de estabilidad dinámica total y dicha área bajo la curva representa la energía que puede absorber el buque hasta agotar su estabilidad estática. Ver siguiente esquema.

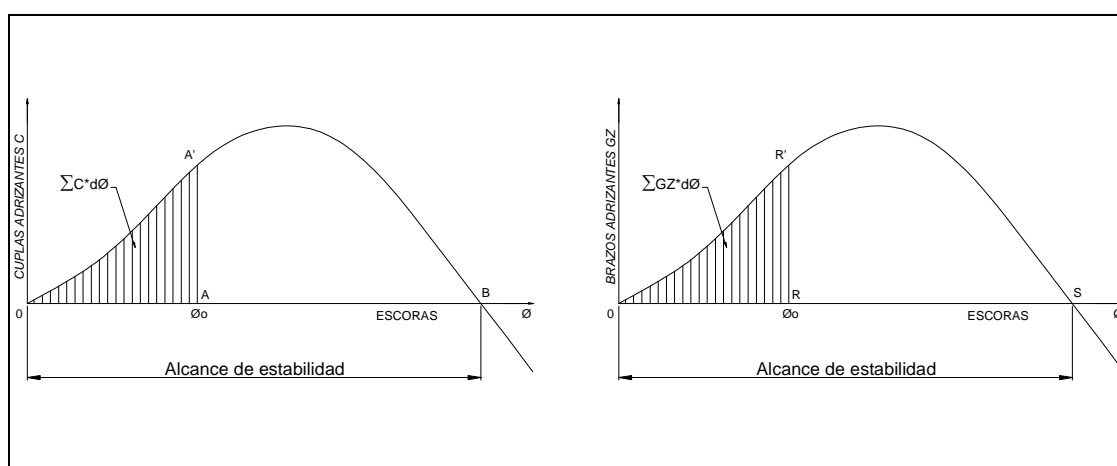


Fig. 3.27 Cupla adrizante y brazo adrizante. (Ref. Elementos de Arquitectura Naval, Antonio Mandelli, Pág. 76)

La importancia de la energía dinámica es que el buque tenga la capacidad suficiente para absorber cierta energía externa sin escorarse más allá de su alcance de estabilidad. El siguiente esquema muestra los efectos del viento sobre el área de velamen de la embarcación, que para efecto de explicación se tiene el caso de un velero típico, cumpliéndose estos fenómenos para cualquier otra embarcación.

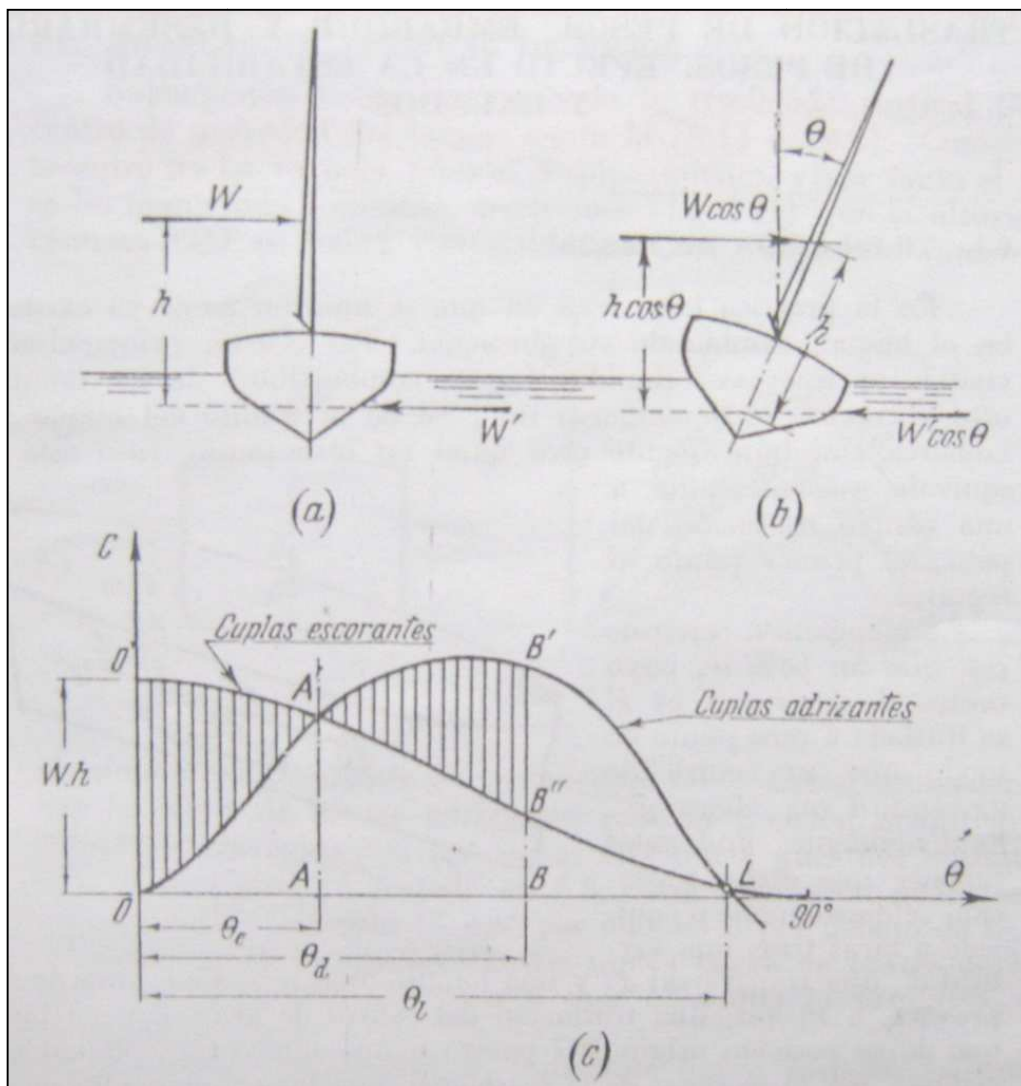


Fig. 3.28 Cupla adrizante y cuplas escorantes. (Ref. Elementos de Arquitectura Naval, Antonio Mandelli, Pág. 78)

De la gráfica anterior, se puede observar que el área bajo la curva de la cupla adrizante debe ser mayor que el área de la cupla escorante, para tener la reserva de energía en el caso de la existencia de vientos que logren contrarrestar la energía de reserva dada por las cuplas adrizantes.

### **3.15.3. Criterios de estabilidad aplicados a todos los buques**

El criterio a emplearse en el presente estudio está dado por la Organización Marítima Internacional (OMI), esta entidad brinda un conjunto de normas que debe cumplir un buque para que su estabilidad alcance valores mínimos que garanticen su seguridad.

Estos criterios pueden clasificarse según los parámetros que controlan en:

- Criterios en función de la altura metacéntrica.
- Criterios en función de la estabilidad estática.
- Criterios en función de la estabilidad estática y dinámica.
- Criterios en función de la estabilidad estática y la acción del viento.
- Criterios en función del período y amplitud del balance.

Existen también diferentes criterios creados para distintos tipos y tamaños de embarcaciones, dado que es muy amplia la variedad de buques y muy difícil que un solo criterio puede ser aplicado de forma universal.

La Organización Marítima Internacional, (OMI) fijó un criterio de orden mundial para los buques de pesca, carga y pasajeros menores a 100 m de eslora.

### **3.15.3.1 Criterios generales de estabilidad sin avería para todos los buques**

#### **3.15.3.1.1 Ámbito de aplicación**

Se recomiendan los siguientes criterios para buques de pasaje y buques de carga.

#### **3.15.3.1.2 Criterios generales recomendados**

**3.15.3.1.2.1.** El área bajo la curva de brazos adrizantes (curva de brazos GZ) no será inferior a 0,055 m.rad hasta un ángulo de escora  $\theta = 30^\circ$  ni inferior a 0,09 m.rad hasta un ángulo de escora  $\theta = 40^\circ$  o hasta el ángulo de inundación  $\theta_f^5$  si éste es inferior a  $40^\circ$ . Además, el área bajo la curva de brazos adrizantes (curva de brazos GZ) entre los ángulos de escora de  $30^\circ$  y  $40^\circ$  o de  $30^\circ$  y  $\theta_f$ , si este ángulo es inferior a  $40^\circ$ , no será inferior a 0,03 m.rad.

**3.15.3.1.2.2.** El brazo adrizante GZ será como mínimo de 0,20 m a un ángulo de escora igual o superior a  $30^\circ$ .

**3.15.3.1.2.3.** El brazo adrizante máximo corresponderá a un ángulo de escora preferiblemente superior a  $30^\circ$  pero no inferior a  $25^\circ$ .

**3.15.3.1.2.4.** La altura metacéntrica inicial GMo no será inferior a 0,15 m.

---

<sup>5</sup>  $\theta_f$  es el ángulo de escora al que se sumergen las aberturas del casco, de superestructuras o de casetas que no pueden cerrarse de modo estanco a la intemperie. Al aplicar este criterio no se considerarán abiertas las pequeñas aberturas por las que no pueda producirse inundación progresiva.

**3.15.3.1.2.5.** Además, tratándose de buques de pasaje, el ángulo de escora producido por la aglomeración de pasajeros en una banda, tal como se define en los párrafos 3.15.3.5.2.6 a 3.15.3.5.2.9, no excederá de 10°.

**3.15.3.1.2.6.** Además, tratándose de buques de pasaje, el ángulo de escora debido a una maniobra de giro no excederá de 10° si se calcula utilizando la fórmula siguiente:

$$M_R = 0.02 \times \frac{V_0^2}{L} \times (KG - \frac{d}{2}) \quad (3.15.3.1.2.6.1)$$

Donde:

$M_R$ : momento escorante [m\*TM]

$V_0$ : velocidad de servicio [m/s]

$L$ : eslora en la flotación [m.]

$\Delta$ : desplazamiento [TM.]

$d$ : desplazamiento [TM.]

$KG$ : altura del centro de gravedad sobre la quilla [m.]

**3.15.3.1.2.7.** En los buques dotados de dispositivos antibalance, la administración comprobará que cuando éstos estén en funcionamiento se cumplen los criterios de estabilidad anteriores.

**3.15.3.1.2.8.** Hay una serie de fenómenos, tales como la acción del viento de través en buques con mucha superficie expuesta, la acumulación de hielo en la obra muerta, el agua embarcada en cubierta, las características de balance, la mar de popa, etc., que influyen de manera desfavorable en la estabilidad, por lo que se aconseja a la Administración que los tenga en cuenta siempre que lo juzgue necesario.



**3.15.3.1.2.9.** Se tomarán medidas para disponer de un margen seguro de estabilidad en todas las etapas del viaje teniendo en cuenta la adición de pesos, tales como los debidos a la absorción de agua y el englamiento (los pormenores relativos a la acumulación de hielo producida por el englamiento) y la pérdida de peso, tal como la debida al consumo de combustible y provisiones.

**3.15.3.1.2.10.** En el caso de buques que transporten contaminantes oleosos a granel, la Administración se cerciorará de que durante todas las operaciones de carga y de lastrado se satisfacen los criterios indicados en 3.15.3.1.2.

### **3.15.3.2 Criterio de viento y balance intensos (criterio meteorológico)**

#### **3.15.3.2.1 Ámbito de aplicación**

Este criterio complementa el criterio de estabilidad que figura en la sección 3.15.3.1. Los criterios más rigurosos de la sección 3.15.3.1 y el criterio meteorológico regirán las prescripciones mínimas aplicables a los buques de pasaje o de carga de eslora igual o superior a 24 m.

#### **3.15.3.2.2 Criterio meteorológico recomendado**

**3.15.3.2.2.1.** Habrá que demostrar la aptitud del buque para resistir los efectos combinados del viento de través y del balance respecto de cada condición normal.

1. Se someterá el buque a la presión de un viento constante que actúe perpendicularmente al plano de crujía, lo que dará como resultado el correspondiente brazo escorante provocado por el viento constante ( $lw_1$ ).

2. Se supondrá que a partir del ángulo de equilibrio resultante  $\theta_0$ , el buque se balancea por la acción de las olas hasta alcanzar un ángulo de balance ( $\theta_1$ ) a barlovento. Se prestará atención al efecto de un viento constante de forma que se eviten ángulos de escora resultantes que sean excesivos<sup>6</sup>.
3. A continuación se someterá al buque a la presión de una ráfaga de viento que dará como resultado el correspondiente brazo escorante ( $lw_2$ ).
4. En estas circunstancias, el área "b" deberá ser igual o superior al área "a".
5. En las condiciones normales de carga que se indican en la sección 3.15.3.5 se deben tener en cuenta los efectos de superficie libre (sección 3.15.3.3).

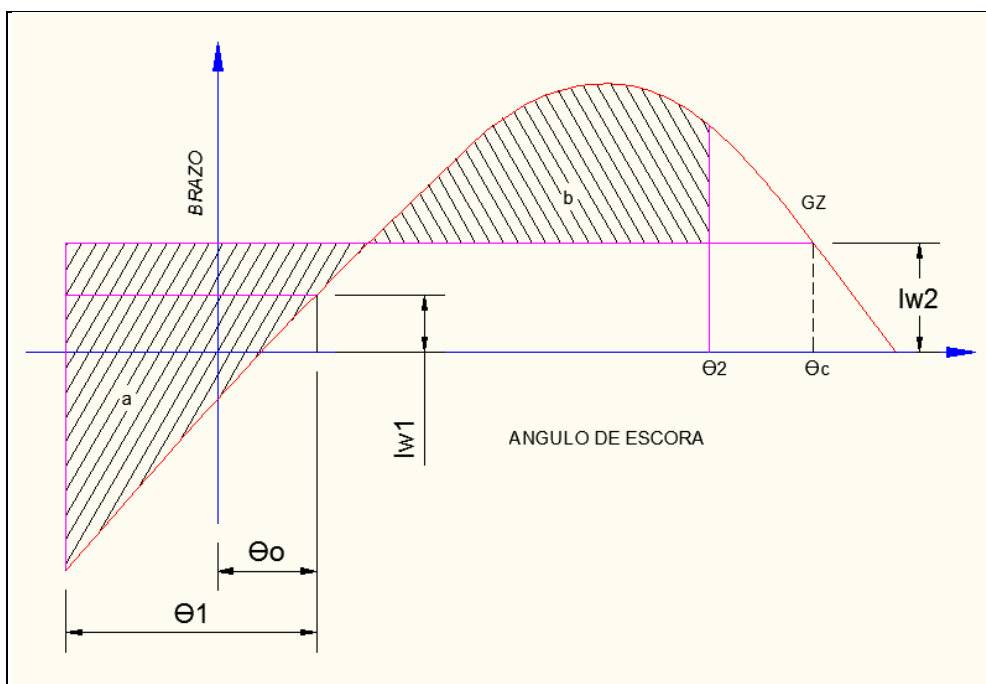


Fig. 3.29 Viento y balance intensos.

<sup>6</sup> El ángulo de escora provocado por un viento constante ( $\theta_0$ ) debe limitarse a un ángulo determinado que sea satisfactorio a juicio de la Administración. Como orientación se sugieren  $16^\circ$  o el 80% del ángulo de inmersión del borde de la cubierta, si este valor es menor.

$\theta_0$ : Ángulo de escora provocado por un viento constante (véase 3.15.3.2.2.1.2. y la correspondiente nota de pie de página)

$\theta_1$ : Ángulo de balance a barlovento debido a la acción de las olas

$\theta_2$ : Ángulo al que se produce inundación descendente ( $\theta_f$ ) o  $50^\circ$ , o  $\theta_c$ , tomando de estos valores el menor,

Donde:

$\theta_f$ : Ángulo de escora al que se sumergen las aberturas del casco, superestructuras o casetas que no puedan cerrarse de modo estanco a la intemperie. Al aplicar este criterio no hará falta considerar abiertas las pequeñas aberturas por las que no pueda producirse inundación progresiva.

$\theta_c$ : Ángulo de la segunda intersección entre la curva de brazos escorantes  $lw_2$  y la de brazos GZ.

**3.15.3.2.2.2.** Los brazos escorantes  $lw_1$  y  $lw_2$  provocados por el viento, a que se hace referencia en 3.15.3.2.2.1.1 y 3.15.3.2.2.1.3 son valores constantes a todos los ángulos de inclinación y se calcularán del modo siguiente:

$$lw_1 = \frac{P \times A \times Z}{1000 \times g \times \Delta} (m) \quad (3.15.3.2.2.2.1)$$

$$lw_2 = 1.5 \times lw_1 (m) \quad (3.15.3.2.2.2.2)$$

Donde:

$P = 504 \text{ Nm}^2$ . El valor de  $P$  utilizado para los buques en servicio restringido podrá reducirse a reserva de que lo apruebe la Administración;

$A$  = área lateral proyectada de la parte del buque y de la cubertada que quede por encima de la flotación (m<sup>2</sup>);

$Z$  = distancia vertical desde el centro del área  $A$  hasta el centro del área lateral de la obra viva, o aproximadamente hasta el punto medio del calado (m);

$\Delta$  = desplazamiento (t)

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$

El ángulo de balance ( $\theta_1$ )<sup>7</sup> a que se hace referencia en 3.15.3.2.2.1.2 se calculará del modo siguiente:

$$\theta_1 = 109 * k * X_1 * X_2 * \sqrt{rs} \text{ (grados)} \quad (3.15.3.2.2.2.3)$$

Donde:

$X_1$  = factor indicado en el CUADRO N°07

$X_2$  = factor indicado en el CUADRO N°08

$k$  = factor que corresponde a lo siguiente:

$k = 1,0$  respecto de un buque de pantoque redondo que no tenga quillas de balance ni quilla de barra;

$k = 0,7$  respecto de un buque de pantoque quebrado;

$k$  = el valor que se indica en el CUADRO N°09 respecto de un buque con quillas de balance, quilla de barra o ambas.

---

<sup>7</sup> Respecto de los buques dotados de dispositivos antibalance, el ángulo de balance se determinará sin tomar en consideración el funcionamiento de esos dispositivos.

$$r = 0,73 + 0,6 \text{ OG}/d \quad (3.15.3.2.2.2.4)$$

Donde:

OG = distancia entre el centro de gravedad y la flotación (m) (+ si el centro de gravedad queda por encima de la flotación, negativa si queda por debajo)

d = calado medio de trazado del buque (m)

s = factor indicado en el CUADRO N°10

$$\text{Periodo de balance } T = \frac{2 \text{ C B}}{\sqrt{\text{GM}}} \text{ (s)}$$

Donde:

$$C = 0,373 + 0,023 (B/d) - 0,043 (L/100).$$

Los símbolos que aparecen en los cuadros y en la fórmula del periodo de balance tienen los siguientes significados:

L = eslora en la flotación del buque (m)

B = manga de trazado del buque (m)

d = calado medio de trazado del buque (m)

CB = coeficiente de bloque

Ak = área total de las quillas de balance o área de la proyección lateral de la quilla de barra, o suma de estas áreas (m<sup>2</sup>)

GM = altura metacéntrica corregida por el efecto de superficie libre (m).

CUADRO N°07

B/d	X <sub>1</sub>
≤ 2,4	1,0
2,5	0,98
2,6	0,96
2,7	0,95
2,8	0,93
2,9	0,91
3,0	0,90
3,1	0,88
3,2	0,86
3,4	0,82
≥ 3,5	0,80

CUADRO N°08

C <sub>B</sub>	X <sub>2</sub>
≤ 0,45	0,75
0,50	0,82
0,55	0,89
0,60	0,95
0,65	0,97
≥ 0,70	1,0

CUADRO N°09

$\frac{A_k \times 100}{L \times B}$	k
0	1,0
1,0	0,98
1,5	0,95
2,0	0,88
2,5	0,79
3,0	0,74
3,5	0,72
≥ 4,0	0,70

CUADRO N°10

T	s
$\leq 6$	0,100
7	0,098
8	0,093
12	0,065
14	0,053
16	0,044
18	0,038
$\geq 20$	0,035

### 3.15.3.3 Efectos de las superficies libres de los líquidos en los tanques

En todas las condiciones de carga, la altura metacéntrica inicial y las curvas de estabilidad se deberán corregir a fin de considerar el efecto de las superficies libres de los líquidos existentes en los tanques, partiendo de los supuestos siguientes:

**3.15.3.3.1** Los tanques que se tengan en cuenta al determinar los efectos de los líquidos sobre la estabilidad para todos los ángulos de inclinación incluirán los tanques aislados o los grupos de tanques para cada clase de líquidos (incluidos los de agua de lastre) que según las condiciones de servicio puedan tener superficies libres al mismo tiempo.

**3.15.3.3.2** Para determinar esta corrección por superficie libre, los tanques que se supongan parcialmente llenos serán aquellos que causen el máximo momento por superficie libre,  $Mf.s.$  a una inclinación de 30 cuando estén llenos al 50% de su capacidad.

**3.15.3.3.3** El valor  $Mf.s.$  para cada tanque se puede deducir de la fórmula:

$$Mf.s. = vbyk\sqrt{\delta}$$

Donde:

Mf.s = es el momento por superficie libre a una inclinación de 30° en tonelámetros.

v = es la capacidad total del tanque, en m<sup>3</sup>.

b = es la anchura máxima del tanque, en m.

$\gamma$  = es el peso específico del líquido contenido en el tanque, en m<sup>3</sup>/t.

$\delta$  = es igual a  $v/blh$  = (coeficiente de bloque del tanque).

h = es la altura máxima del tanque, en m.

l = es la longitud máxima del tanque, en m.

k = es un coeficiente adimensional que se obtiene en la tabla siguiente, según la relación b/h. Los valores intermedios se determinan por interpolación.

**3.15.3.3.4** No es necesario incluir en los cálculos los tanques pequeños que cumplen la condición dada por la fórmula siguiente, empleando el valor de k que corresponde a una inclinación de 30°:

$$\frac{vb\gamma k\sqrt{\delta}}{\Delta_{min}} < 0,01 m$$

Donde:

$\Delta_{min}$  = desplazamiento mínimo del buque, en toneladas métricas.

**3.15.3.3.5** No se tendrán en cuenta en los cálculos los residuos de líquidos que quedan normalmente en los tanques vacíos.



$$k = \frac{\sin \theta}{12} \left( 1 + \frac{\tan^2 \theta}{2} \right) \times b/h$$

siendo  $\cot \theta \geq b/h$

$$k = \frac{\cos \theta}{8} \left( 1 + \frac{\tan \theta}{b/h} \right) - \frac{\cos \theta}{12(b/h)^2} \left( 1 + \frac{\cot^2 \theta}{2} \right)$$

siendo  $\cot \theta \leq b/h$

$\theta$ b/h	5°	10°	15°	20°	30°	40°	45°	50°	60°	70°	75°	80°	90°	$\theta$ b/h
20	0,11	0,12	0,12	0,12	0,11	0,10	0,09	0,09	0,07	0,05	0,04	0,03	0,01	20
10	0,07	0,11	0,12	0,12	0,11	0,10	0,10	0,09	0,07	0,05	0,04	0,03	0,01	10
5	0,04	0,07	0,10	0,11	0,11	0,11	0,10	0,10	0,08	0,07	0,06	0,05	0,03	5
3	0,02	0,04	0,07	0,09	0,11	0,11	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,04	3
2	0,01	0,03	0,04	0,06	0,09	0,11	0,11	0,11	0,10	0,09	0,09	0,08	0,06	2
1,5	0,01	0,02	0,03	0,05	0,07	0,10	0,11	0,11	0,11	0,11	0,10	0,10	0,08	1,5
1	0,01	0,01	0,02	0,03	0,05	0,07	0,09	0,10	0,12	0,13	0,13	0,13	0,13	1
0,75	0,01	0,01	0,02	0,02	0,04	0,05	0,07	0,08	0,12	0,15	0,16	0,16	0,17	0,75
0,5	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,04	0,04	0,05	0,09	0,16	0,18	0,21	0,25	0,5
0,3	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,02	0,03	0,03	0,05	0,11	0,19	0,27	0,42	0,3
0,2	0,00	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,04	0,07	0,13	0,27	0,63	0,2
0,1	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01	0,04	0,06	0,14	1,25	0,1

Tabla - Valores del coeficiente K para calcular las correcciones por superficie libre

### **3.15.3.4 Evaluación del cumplimiento de los criterios de estabilidad**

**3.15.3.4.1** Para evaluar en general si se satisfacen los criterios de estabilidad, se trazarán las curvas de estabilidad correspondientes a las condiciones principales de carga previstas por el propietario en relación con las operaciones del buque.

**3.15.3.4.2** Si el propietario del buque no facilita información suficientemente detallada acerca de las mencionadas condiciones de carga, se realizarán los cálculos correspondientes a las condiciones típicas de carga.

### **3.15.3.5 Condiciones normales de la carga que deben examinarse**

#### **3.15.3.5.1 Condiciones de carga**

Las condiciones típicas de carga a que se hace referencia en el texto del presente Código son las siguientes:

##### **3.15.3.5.1.1 Buques de pasaje:**

1. buque en la condición de salida a plena carga, con la totalidad de provisiones y combustible y el completo de pasajeros con su equipaje;
2. buque en la condición de llegada a plena carga, con la totalidad de pasajeros con su equipaje, pero con sólo el 10% de provisiones y combustible;
3. buque sin carga pero con la totalidad de provisiones y combustible y de pasajeros con su equipaje;
4. buque en las mismas condiciones que en 3. supra, pero con sólo el 10% de provisiones y combustible.

**3.15.3.5.1.2 Buques de carga:**

1. buque en la condición de salida a plena carga, distribuida ésta de forma homogénea en todos los espacios de carga y con el total de provisiones y combustible;
2. buque en la condición de llegada a plena carga, distribuida ésta de forma homogénea en todos los espacios de carga y con el 10% de provisiones y combustible;
3. buque en la condición de salida en lastre, sin carga, pero con la totalidad de provisiones y combustible;
4. buque en la condición de llegada en lastre, sin carga, y con el 10% de provisiones y combustible;

**3.15.3.5.1.3 Buques de carga destinados a llevar carga en cubierta:**

1. buque en la condición de salida a plena carga, distribuida ésta de forma homogénea en las bodegas, con una cubertada de medidas y peso especificados y con la totalidad de provisiones y combustible;
2. buque en la condición de llegada a plena carga, distribuida ésta de forma homogénea en las bodegas, con una cubertada de medidas y peso especificados, y con el 10% de provisiones y combustible;

**3.15.3.5.2 Supuestos para el cálculo de las condiciones de carga**

**3.15.3.5.2.1** En las condiciones de plena carga mencionadas en 3.15.3.5.1.2.1, 3.15.3.5.1.2.2, 3.15.3.5.1.3.1 y 3.15.3.5.1.3.2, si un buque de carga seca tiene tanques para carga líquida, el peso muerto efectivo en las condiciones de carga aquí descritas se

distribuirá partiendo de dos supuestos, a saber, con los tanques de carga llenos y con los tanques de carga vacíos.

**3.15.3.5.2.2** En las condiciones indicadas en 3.15.3.5.1.1.1, 3.15.3.5.1.2.1 y 3.15.3.5.1.3.1, se supondrá que el buque está cargado hasta su línea de carga de compartimentado o su línea de carga de verano o, si está destinado a transportar cubiertas de madera, hasta su línea de carga de verano para buques con cubierta de madera, con los tanques de lastre vacíos.

**3.15.3.5.2.3** Si en alguna condición de carga es necesario tomar agua de lastre se calcularán diagramas adicionales para esta situación, indicándose la cantidad y disposición del agua de lastre.

**3.15.3.5.2.4** Se supondrá en todos los casos que la carga en las bodegas es totalmente homogénea, a menos que esta condición sea incompatible con el servicio normal a que esté dedicado el buque.

**3.15.3.5.2.5** Siempre que se transporte carga en cubierta, se supondrá e indicará un peso de estiba que responda a la realidad, indicando también la altura de la cubierta.

**3.15.3.5.2.6** Se supondrá un peso de 75 kg por pasajero, si bien se permitirá reducir este valor, aunque nunca a menos de 60 kg, cuando esté justificado. La Administración determinará, además el peso y distribución del equipaje.

**3.15.3.5.2.7** La altura del centro de gravedad para pasajeros se supondrá igual a:

1. 1,0 m por encima del nivel de cubierta estando los pasajeros de pie. Si es necesario, se tendrán en cuenta la brusca y el arrufo de la cubierta;
2. 0,30 m por encima de los asientos estando los pasajeros sentados.

**3.15.3.5.2.8** Se supondrá que los pasajeros y su equipaje se encuentran en los espacios destinados normalmente para ellos cuando se trate de evaluar el cumplimiento de los criterios que figuran en 3.15.3.1.2.1 a 3.15.3.1.2.4 del Código.

**3.15.3.5.2.9** Al comprobar el cumplimiento de los criterios que figuran en 3.15.3.1.2.4 y 3.15.3.1.2.6 del Código, se supondrá respectivamente que los pasajeros sin equipaje están distribuidos de modo que se produzca la combinación más desfavorable de momento escorante y/o de altura metacéntrica inicial que puedan darse en la práctica. A este respecto, se prevé que no será necesario tomar un valor superior a cuatro personas por metro cuadrado.

### **3.15.3.6 Cálculo de las curvas de estabilidad**

#### **3.15.3.6.1 Cuestiones generales**

**3.15.3.6.1.1** Las curvas hidrostáticas y de estabilidad se trazarán normalmente con respecto al asiento de proyecto. Sin embargo, cuando el asiento operacional o la forma y disposición del buque sean tales que un cambio de asiento produzca un efecto apreciable en los valores de los brazos adrizantes, se tendrá en cuenta el mencionado cambio de asiento.

**3.15.3.6.1.2** Al realizar los cálculos se tendrá en cuenta el volumen del casco hasta la superficie exterior del revestimiento de la cubierta. En el casco de buques de madera, se tomarán las dimensiones fuera de forros.

### **3.15.3.6.2 Superestructuras, casetas, etc., que pueden tenerse en cuenta**

**3.15.3.6.2.1** Pueden tenerse en cuenta las superestructuras cerradas que cumplan con la regla 3 10) b) del Convenio de Líneas de Carga, 1966.

**3.15.3.6.2.2** También podrá tenerse en cuenta el segundo piso de superestructuras cerradas similares a las citadas.

**3.15.3.6.2.3** Asimismo, las casetas situadas en la cubierta de francobordo, siempre que cumplan con las condiciones exigidas para las superestructuras cerradas, según se estipulan en la regla 3 10) b) del Convenio de Líneas de Carga, 1966.

**3.15.3.6.2.4** No se pueden considerar como espacios cerrados las casetas que cumpliendo con las condiciones anteriores no tengan otra salida a una cubierta superior; sin embargo, las aberturas de cubierta en el interior de esas casetas se considerarán cerradas aunque no tengan medios de cierre propios.

**3.15.3.6.2.5** Las casetas cuyas puertas de acceso no cumplan con lo dispuesto en la regla 12 del Convenio de Líneas de Carga, 1966, tampoco se tendrán en cuenta; sin embargo, cualquier abertura situada en el interior de dichas casetas se considerará cerrada si sus medios de cierre cumplen con lo prescrito en las reglas 15, 17 ó 18 de dicho Convenio.

**3.15.3.6.2.6** No se tendrán en cuenta las casetas sobre cubiertas situadas por encima de la de francobordo, pero las aberturas en cubierta que contengan podrán considerarse cerradas.

**3.15.3.6.2.7** Las superestructuras y casetas que no se consideren cerradas podrán tenerse en cuenta al realizar los cálculos de estabilidad hasta el ángulo de escora al que se sumerjan sus aberturas. (La curva de estabilidad estática presentará para este ángulo uno

o más escalones, y en los cálculos siguientes se supondrá que no existe un espacio inundado).

**3.15.3.6.2.8** En los casos en que el buque pudiera llegar a hundirse por causa de inundación a través de cualquier abertura, la curva de estabilidad se interrumpirá en el ángulo de inundación correspondiente y se considerará que el buque, en ese instante, ha perdido por completo su estabilidad.

**3.15.3.6.2.9** Las pequeñas aberturas, como las que dan paso a cables o cadenas, aparejos o anclas, así como los orificios de imbornales y de tubos de descarga al mar, se considerarán cerrados si se sumergen a un ángulo de escora superior a 30°. Si se sumergen a un ángulo de escora igual o inferior a 30° y la Administración considera que pueden dar lugar a inundación apreciable, estas aberturas se supondrán abiertas.

**3.15.3.6.2.10** También podrán tenerse en cuenta los troncos, así como las escotillas, teniendo en cuenta la eficacia de los cierres de éstas.

Estas normas dadas por la OMI, están dadas para cumplir con el mínimo requerido a nivel general, ahora para una embarcación cuya zona de navegación se encuentra en la Amazonía peruana solo se tomarán aquellas que estén de acuerdo este, un caso es el engelamiento<sup>8</sup> no será considerado por tratarse de una zona con altas temperaturas.

---

<sup>8</sup> Se denomina engelamiento al proceso de depósito de hielo sobre una superficie, ya sea por roción engelante, niebla subfundida, precipitación engelante (lluvia o llovizna) y nieve mojada, o por una combinación de estos fenómenos.

### **3.16. ESTABILIDAD EN CONDICIÓN INUNDADA**

En esta parte, se realizarán los cálculos para determinar la altura metacéntrica cuando la embarcación se encuentra con uno o más compartimentos inundados. Obtenido este valor, se determinará el grado de estabilidad que presenta, además de su condición de flotabilidad.

Los criterios de estabilidad dados por la OMI no son aplicables en esta condición, otorgando al diseñador la responsabilidad en sus márgenes de seguridad.

### **3.17. DISEÑO DE DETALLES**

La etapa final de diseño de los buques es el desarrollo de planes detallados de trabajo. Estos planes son las instrucciones de instalación y construcción de la nave montadores, soldadores, armadores, trabajadores del metal, proveedores de maquinaria, plomeros, etc. Como tal, no se consideran parte del proceso de diseño de base. Un elemento único a considerar en esta etapa de diseño es que hasta este momento, cada fase del diseño se pasa de un grupo de ingeniería a otra. En esta etapa el intercambio es de ingeniero de artesanos, es decir, producto del ingeniero en este punto ya no es para ser interpretada, ajustado o corregido por cualquier otro ingeniero. Este producto de ingeniería tiene que definir claramente el resultado final deseado y ser producible y operable.



En resumen, este capítulo considera el diseño de base como la parte del proceso global de diseño de los buques que comienza con el diseño de concepto y diseño preliminar lleva al punto donde no hay garantías suficientes de que las principales características se han determinado con fiabilidad suficiente para permitir el desarrollo ordenado de los planes y especificaciones del contrato. Este desarrollo constituye una base para obtener los precios de los astilleros dentro de un rango de precios predeterminado que se traducirá en un barco eficiente con las características de funcionamiento necesarios.

### **3.18. FORMULACIONES**

#### **3.18.1. Determinación de la resistencia al avance del convoy a plena carga**

Para determinar la resistencia al avance es recomendable realizar una prueba de modelos que nos permita estimar con un margen confiable para cumplir con los requerimientos del Armador. La prueba de modelos se realiza en un canal de experiencias hidrodinámicas, en dicha prueba se obtiene información necesaria para determinar el valor de la potencia efectiva.

$$R_T = R_F + R_R \quad (3.18.1.1)$$

Donde:

$R_T$ : Resistencia total [Kg.]

$R_F$ : Resistencia friccional [Kg.]

$R_R$ : Resistencia residual [Kg.]

### 3.18.2. Cálculo de la capacidad de combustible a transportar, que está en función de la autonomía y el motor seleccionado

$$V = A \times C_M \quad (3.18.2.1)$$

Donde:

$V$ : Volumen de combustible [galones]

$A$ : Autonomía [horas]<sup>9</sup>

$C_M$ : Consumo del motor [galones/hora]

### 3.18.3. Estimación de las dimensiones principales del empujador, con la limitación del calado

Normalmente en los ríos de la Amazonía peruana se tiene la limitación del calado, entonces básicamente es un dato, luego se escoge el coeficiente de bloque que va tener los pontones, el coeficiente de bloque para catamaranes está en el orden de 0.30, sin embargo este tipo de embarcaciones son diseñadas para recreo, por tanto, es razonable que la forma del casco debe ser más afinado, en cambio para el empujador tipo catamarán se requiere que su contextura sea más robusta, para resistir los esfuerzos provocados por la acción del transporte de las barcas, entonces para nuestro estudio fijaremos un máximo de 0.40 de coeficiente de bloque del pontón, siendo este valor menor a un tipo monocasco, en vista que por tener el empujador tipo catamarán una manga amplia comparado con un empujador tipo monocasco, esta le permite tener mejor

---

<sup>9</sup> La autonomía generalmente está dado en días, sin embargo puede ser convertido en horas para los cálculos requeridos, como es para la presente fórmula.

estabilidad transversal, y por tanto, la manga del pontón tiende a disminuir, en efecto, el coeficiente de bloque es menor, siendo a su vez la forma del pontón más afinada respecto a un monocasco.

Calculado el peso preliminar de los equipos, maquinarias, consumibles, dotación, etc. (ver la fórmula 3.12.1.1) , y que por el principio de Arquímedes (físico que afirma que un cuerpo total o parcialmente sumergido en un fluido estático, será empujado con una fuerza ascendente igual al peso del volumen de fluido desplazado por dicho objeto), esto nos permite saber que el peso del volumen de la carena debe de ser mayor al peso preliminar ( $P_p$  ). Por otra parte, nos faltaría encontrar la relación entre la eslora y la manga del pontón, para esto recurrimos a valores estadísticos que nos muestran que la relación entre estos parámetros esta en el orden de 7, lográndose un perfil con tendencias hidrodinámicas. Ahora con estas condiciones, podemos emplear una serie tabulada de dimensiones y ver cuál cumple con los criterios establecidos. A continuación se muestra un cuadro referencial de una serie tabulada para determinar el peso aproximado de acero, que está en función del número cúbico y un porcentaje obtenido de la experiencia de otros proyectos realizados que actualmente se encuentran en servicio, las líneas azules mostradas en el CUADRO N°11 indican la secuencia del cálculo programado en la hoja de Excel, se parte de valores en base a embarcaciones de características aproximadas, es decir, que guarden relación en las dimensiones y la potencia, al igual que su capacidad de transporte de carga.

CUADRO N°11

Item	Esloira (Lf)	Relacion (L/Bp)	Manga del pontón (Bp)	Calado (T)	Francobordo	Puntal (H)	$2*Lf*Bp*H$	Peso Acero Aproximado
	Metros	Estadístico	Metros	Metros	Metros	Metros	[ ]	Toneladas
	B	C	D=B/C	E	F	G=E+F	J=2*B*D*G	K=27%*J
1	25.00	7.00	3.57	1.50	0.50	2.00	357.14	96.43
2	24.00	7.00	3.43	1.50	0.50	2.00	329.14	88.87
3	23.00	7.00	3.29	1.50	0.50	2.00	302.29	81.62
4	22.00	7.00	3.14	1.50	0.50	2.00	276.57	74.67
5	21.00	7.00	3.00	1.50	0.50	2.00	252.00	68.04
6	20.00	7.00	2.86	1.50	0.50	2.00	228.57	61.71
7	19.00	7.00	2.71	1.50	0.50	2.00	206.29	55.70
8	18.00	7.00	2.57	1.50	0.50	2.00	185.14	49.99
9	17.00	7.00	2.43	1.50	0.50	2.00	165.14	44.59
10	16.00	7.00	2.29	1.50	0.50	2.00	146.29	39.50

### 3.18.4. Cálculo del valor de Froude

Por hidrodinámica se conoce que para embarcaciones de velocidades relativamente bajas, el valor del número de Froude debe encontrarse hasta un máximo de 0.40, valor en el cual las pérdidas de energía por formación de olas son menores, aquellas embarcaciones que no superen el número de Froude de 0.40 se le conoce como embarcaciones de desplazamiento, en el siguiente nivel están las embarcaciones de semidesplazamiento y luego las de planeo.

### 3.18.5. Cálculo de las curvas hidrostáticas

En este punto se determinarán los atributos de las carenas, para diferentes calados se determinaran los valores que nos permitan ver las cualidades del casco, es decir el comportamiento bajo cargas dispuestas. Para ello se cuenta con las siguientes fórmulas:

**a. Altura del centro de carena:**

$$KB = \frac{\sum_{i=1}^n V_i * kb_i}{V} \quad (3.18.5.1)$$

**b. Radio metacéntrico transversal:**

$$KMT = KB + BMT \quad (3.18.5.2)$$

**c. Radio metacéntrico longitudinal:**

$$KML = KB + BML \quad (3.18.5.3)$$

**d. Toneladas por centímetro de inmersión:**

$$TPC = \frac{\delta \times Awp \times 1m.}{100} \quad (3.18.5.4)$$

Donde:

*TPC*: Tonelada por centímetro de inmersión [Ton./cm.]

$\delta$ : Densidad del agua [Ton./m<sup>3</sup>]

*Awp*: Área del plano de agua [m<sup>2</sup>.]

**e. Momento para variar el asiento en 1 centímetro:**

$$MTC = \frac{\Delta \times GML}{L} \quad (3.18.5.5)$$

Donde:

*MTC*: Momento para variar el asiento en un centímetro [Ton.xcm.]

$\Delta$ : Desplazamiento [Toneladas métricas]

*GML*: Distancia del metacentro longitudinal al centro de gravedad [m.]

*L*: Eslora [m.]

**f. Distancia del centro de carena a la sección media:**

$$LCB = \frac{\Sigma \text{Momentos de Volúmenes}}{\text{Volumen Total}} \quad (3.18.5.6)$$

**g. Distancia del centro de flotación a la sección media:**

$$LCF = \frac{\Sigma \text{Momentos de Áreas}}{\text{Área Total}} \quad (3.18.5.7)$$

**h. Superficie mojada:**

$$SM = C \times \sqrt{\Delta x Lf} \quad (3.18.5.8)^{10}$$

Donde:

$SM$ : Superficie mojada [m<sup>2</sup>.]

$C$ : Coeficiente de aproximación igual a 2.58 [ ]

$\Delta$ : Desplazamiento [Toneladas métricas]

$Lf$ : Eslora de flotación [m.]

**i. Coeficiente de bloque:**

$$Cb = \frac{\nabla}{Lf \times 2 \times Bp \times T} \quad (3.18.5.9)$$

Donde:

$Cb$ : Coeficiente de bloque [ ]

$\nabla$ : Volumen sumergido del casco [m<sup>3</sup>.]

$Lf$ : Eslora de flotación [m.]

$Bp$ : Manga del pontón [m.]

$T$ : Calado [m.]

---

<sup>10</sup> Apuntes de clase Teoría del Buque II

**j. Coeficiente prismático:**

$$Cp = \frac{Cm}{Cb} \quad (3.18.5.10)$$

Donde:

$Cm$ : Coeficiente de la maestra [ ]

$Cb$ : Coeficiente de bloque [ ]

**k. Coeficiente de la maestra:**

$$Cm = \frac{\text{Área de la sección transversal desde la base hasta el nivel de agua}}{T \times Bp} \quad (3.18.5.11)$$

Donde:

$Cm$ : Coeficiente de la maestra [ ]

$T$ : Calado [m.]

$Bp$ : Manga del pontón [m.]

**3.18.6. Cálculo de la altura metacéntrica transversal**

Es un punto importante para ver la estabilidad del empujador, además nos permitirá ver los alcances para grandes inclinaciones. Para ello se tiene la siguiente fórmula:

$$GM = KMT - KG \quad (3.18.6.1)$$

Donde:

$GM$ : Altura metacéntrica [m.]

$KMT$ : Radio metacéntrico transversal [m.]

$KG$ : Altura del centro de gravedad medida desde la línea base [m.]

## **CAPITULO IV**

### **DATOS Y CÁLCULOS PARA EL DISEÑO DEL EMPUJADOR**

En este capítulo se consignan los datos referenciales del Armador y de embarcaciones construidas. También se muestran los cálculos realizados para el diseño del empujador tipo catamarán, cumpliéndose con los estándares de construcción brindados por la clasificadora American Bureau of Shipping, incluyéndose la aplicación de formulaciones brindados por diferentes autores, que fueron citados en el Capítulo III.

#### **4.1. REQUERIMIENTOS DEL ARMADOR**

En esta parte se fija los requerimientos del Armador, entre los más importantes se tiene la capacidad a transportar, la velocidad y estos están directamente relacionados con la potencia a instalarse. En las bases mostradas en el concurso de licitación se muestra los siguientes requerimientos para el diseño del nuevo empujador:

- Calado debe ser menor a 5 pies para libre navegación de los ríos de la Amazonía Peruana en tiempo de vaciante (temporada de bajo nivel del río), estando el empujador a plena carga.
- Velocidad de siete (07) nudos en régimen de trabajo en aguas tranquilas.



- Capacidad de transporte de 40,000 Barriles de combustible en barcasas de acero.
- Debe contar con camarotes y servicios como: cocina, comedor, servicios higiénicos, entretenimiento y descanso adecuado para días consecutivos de navegación para siete (07) tripulantes (01 patrón, 02 timoneles, 02 mecánicos, 01 cocinero, 01 auxiliar) y dos (02) invitados.
- Autonomía de quince (15) días.

## **4.2. PROPORCIONES Y PROPUESTA PRELIMINAR**

En los requerimientos del Armador, nos menciona que la capacidad de transporte debe ser de 40,000 barriles de combustible en barcasas de acero, por tanto, presentamos el CUADRO N°01 como base referencial para la estimación de la dimensión de la barcaza que transportará dicha carga.

### **4.2.1 Estimación de las dimensiones de las barcasas**

Las barcasas que prestan servicio activo para el transporte de crudo, en el CUADRO N°01 se muestran algunas de ellas con sus respectivas capacidades de carga, considerando como carga el crudo con una densidad de 0.93 toneladas por metro cúbico. Se pueden tener una o más barcasas y que en suma tengan la misma capacidad de transporte, la finalidad es cumplir con los 40,000.00 barriles de crudo, sin embargo cada configuración tiene un nivel de resistencia diferente, en el cual se tiene que realizar los cálculos respectivos para determinar la energía que tiene que aplicarse para el transporte

de la carga, además se tiene que ver el punto de gobernabilidad, es decir, un convoy más largo requerirá mayor gobierno.

CUADRO N°01

N°	EMBARCACION	L	B	D	H	DESPLAZ.	CAP. CARGA	CARGA MAX.	CARGA USUAL
		(m.)	(m.)	(m.)	(m.)	(TM.)	(TM.)	(BBL.)	(BBL.)
1	B/C RIO MORONA	78.00	15.00	4.55	3.89	3,641.04	2,845.36	26,567.59	14,612.18
2	B/C PASTAZA	78.00	15.00	4.55	3.89	3,641.04	2,845.36	26,567.59	14,612.18
3	B/C RIO TIGRE	78.00	15.00	4.55	3.89	3,641.04	2,845.36	26,567.59	14,612.18
4	B/C RIO HUALLAGA	78.00	15.00	4.55	3.89	3,641.04	2,845.36	26,567.59	14,612.18
5	B/C RIO CORRIENTES	62.00	10.67	3.20	2.59	1,370.71	1,054.22	9,843.48	5,413.91
6	B/C RIO CHAMBIRA	62.00	10.67	3.20	2.59	1,370.71	1,054.22	9,843.48	5,413.91
7	B/C RIO TAPICHE	62.00	10.67	3.20	2.59	1,370.71	1,054.22	9,843.48	5,413.91
8	B/C RIO PACAYA	62.00	10.67	3.20	2.59	1,370.71	1,054.22	9,843.48	5,413.91
9	B/C RIO NANAY	59.45	10.67	3.35	2.59	1,314.33	996.58	9,305.23	5,117.88
10	B/C RIO ITAYA	54.15	12.30	2.22	2.10	1,118.96	898.06	8,385.34	4,611.94
11	B/C RIO UCAYALI	50.00	12.00	2.40	2.05	984.00	768.77	7,178.12	3,947.97
12	B/C RIO MARAÑON	50.00	12.00	2.40	2.05	984.00	768.77	7,178.12	3,947.97
13	B/C RIO CAPIRONA	53.03	10.66	2.74	2.10	949.70	718.08	6,704.86	3,687.67
14	B/C RIO PAVAYACU	53.03	10.66	2.74	2.10	949.70	718.08	6,704.86	3,687.67
15	B/C MOMON	54.15	12.30	2.22	2.10	1,118.96	898.06	8,385.34	4,611.94
16	B/C YANAYACU	33.81	10.00	2.10	1.80	486.86	380.74	3,555.06	1,955.28
17	B/C HUAZAGA	21.56	6.50	1.50	1.20	134.53	103.11	962.72	529.49
18	B/C SGTO LORES	38.20	9.00	2.00	1.80	495.07	392.32	3,663.20	2,014.76
19	B/C PATOYACU	44.60	10.00	2.10	1.80	642.24	502.25	4,689.61	2,579.29
20	B/C ZECOHAP	36.58	9.14	2.13	1.82	486.80	380.36	3,551.48	1,953.31
21	B/C SANTA ROSA	33.00	10.00	1.80	1.50	396.00	307.21	2,868.44	1,577.64
22	B/C ANDOAS	21.35	6.44	1.40	1.10	120.99	92.21	861.01	473.56
23	B/C AGUAS CALIENTES	21.39	6.10	1.52	1.30	135.70	106.05	990.25	544.64

(Ref. Base de datos de la empresa EGIAN E.I.R.L.)

Del cuadro anterior, podemos ver que para cumplir con el requerimiento del Armador, debemos de considerar como barcazas del convoy a la barcaza “Río Morona” y la “Pastaza”, entonces en base a estos dos artefactos se realizaran los estudios para determinar la potencia necesaria que se va instalar al empujador.

#### 4.2.2 Cálculo de la potencia

Para su cálculo usaremos la fórmula (3.11.1.2), que nos permite estimar el valor de la potencia, y para mejor aproximación se recomienda realizar la prueba de modelos en un canal de experiencias hidrodinámicas. Ahora procedemos a realizar los cálculos con la fórmula de Kari (3.11.1.2), se tiene:

CUADRO N°02

Embarcación	Desplazamiento (TM.)	Cap. Carga (BBL.)	Manga (m.)	Eslora (m.)	Velocidad (nudos)	Potencia (HP)
B/C RIO MORONA	3100.00	26000.00	15.00	76.00	7.00	364.31
B/C PASTAZA	3100.00	26000.00	15.00	76.00	7.00	364.31

El convoy estará conformado por el empujador y las dos (02) barcazas descritas en el cuadro anterior, cumpliéndose la capacidad de transporte de 40,000 barriles de crudo. El valor de la potencia estimada nos dará el peso de cada motor principal que el empujador y nos servirá para determinar las dimensiones principales.

#### 4.2.3 Estimación del peso a plena carga del empujador

Integrado básicamente por el peso de los motores principales, combustible, el casco, superestructura, tripulación, etc.

##### 4.2.3.1 Peso de las maquinarias

Para el presente análisis usamos la disposición de dos (02) motores diesel, en el CUADRO N°02 se puede observar que como mínimo se requiere motores de potencia 365 HP para cada barcaza, sin embargo, el empujador también requiere para sí mismo

una cantidad de energía, esta energía viene ser el 10% de la potencia usada para las barcas, obteniéndose 410 HP de potencia en cada motor, ahora con este valor calculado pasamos a ver en los catálogos de motores para obtener de forma aproximada el peso.

Por tanto, al revisar los catálogos de Caterpillar se observa que el peso para la potencia de 450 HP está en el orden de **1,650** kilogramos, siendo este el más cercano a la potencia requerida, se opta que la potencia instalada sea mayor a la calculada, así tenemos un mayor margen de seguridad para cumplir con los requerimientos, como es el caso de la velocidad.

Para la generación eléctrica se considerará en principio un grupo electrógeno de 8 kW, potencia estimada en base a trabajos realizados para estos tipos de servicio, en efecto, se tiene un peso de **900** kilogramos, la capacidad que va tener el grupo electrógeno se determina en el balance eléctrico.

En suma, se tiene como peso de las maquinarias:  $1,650 + 1,650 + 900 = \mathbf{4,600}$  **kilogramos**

#### **4.2.3.2 Peso del combustible**

Hacemos uso de la fórmula (3.18.2.1), para esto necesitamos la autonomía y el consumo del motor.

Autonomía = 15 días

Consumo = 82.2 litros/hora

Para un motor de 450 HP la capacidad de combustible requerida para los quince días (15) días es de 29,592.00 litros.

A continuación presentamos el cuadro de resumen:

CUADRO N°03

Descripción	Consumo del Motor	Autonomía	Capacidad	Capacidad
	(litros/horas)	(días)	(litros)	(TM.)
Motor N°01	82.20	15	29,592.00	25.15
Motor N°02	82.20	15	29,592.00	25.15
Grupo Electrónico	6.80	15	2,448.00	2.08
<b>Total</b>			<b>61,632.00</b>	<b>52.39</b>

La densidad considerada para el combustible es de 850Kg/m<sup>3</sup>.

#### 4.2.3.3 Cuadros referenciales de empujadores y catamaranes

Entre los empujadores del tipo monocasco cuya base de datos es obtenida de la empresa EGIAN EIRL, se tiene el siguiente cuadro:

CUADRO N°04

NOMBRE	ESLORA	MANGA	PUNTAL	VELOCIDAD	POT./MOT.	N° MOTORES	POT. TOTAL
	(m.)	(m.)	(m.)	(Nudos)	(HP.)	(Cant.)	(HP.)
AA	12.58	3.60	1.40	7.50	190	1	190.00
JORGE	20.00	7.00	1.60	7.50	365	2	730.00
EDWIN MATIAS	13.55	6.08	1.30	9.00	215	2	430.00
MAX ERNESTO	13.50	5.60	1.20	7.00	120	1	120.00
ALEXANDER Y LEONARDO	20.00	8.00	2.00	9.00	600	2	1200.00
SANSON	13.00	3.50	1.20	7.50	310	3	930.00
CIUDAD DE IQUITOS	38.00	12.00	3.50	7.00	1485	3	4455.00
NAUTA	15.30	9.10	2.20	9.00	625	2	1250.00

El siguiente cuadro muestra las dimensiones obtenida de la publicación de catamaranes en el Internet.

CUADRO N°05

Nombre	Eslora Total	Eslora de flot.	Manga Total	Manga Ponton	Calado	Desplazamiento	Potencia	L/Bponton
	(m.)	(m.)	(m.)	(m.)	(m.)	(TM.)	(HP)	
Catamaran-lagoon-380	11.50	10.50	6.63	2.00	1.15	7.12	2X29	5.75
Catamaran-power 44	13.04	12.04	6.42	2.00	1.20	11.20	2x315	6.52
Catamaran-lagoon-470	14.50	13.50	7.90	2.00	1.35	16.20	2x56	7.25
Catamaran-lagoon-500	15.54	14.54	8.53	2.00	1.40	19.32		7.77
Catamaran-lagoon-620	17.06	16.06	9.78	2.50	1.55	37.64	2x110	6.82
Catamaran Sunreef 62	18.90	17.90	9.30	2.50	1.40	35.12		7.56
Catamaran Santtina - Yacht	21.15	20.15	9.34	3.00	1.35	42.00	2X280	7.05
Catamaran 250 pax fibra	26.00	25.00	7.50	3.00	1.70	55.00		8.67

También se encontró datos referenciales realizado por la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales de Madrid, obteniéndose el siguiente cuadro:

CUADRO N°06

	TANAVAL	M8501	M8502	M8502	BAZAN
Eslora del casco sumergido (m)	19.50	28.80	28.80	28.80	31.45
Calado (m)	2.49	3.60	3.60	3.60	5.19
Máximo radio del casco sumergido (m)	0.71	1.20	1.20	1.20	1.39
Distancia del eje de los cascos a crujía (m)	3.38	4.80	4.80	4.80	6.40
Desplazamiento (m <sup>3</sup> )	78.29	227.80	273.47	273.47	455.62
Abscisa centro de carena (m)	11.19	12.16	13.72	13.72	18.30
Abolsa centro de área de la flotación (m)	9.58	11.02	10.19	10.19	14.86
Área en la flotación (m <sup>2</sup> )	19.83	44.87	40.10	40.10	63.29
Ordenada centro de carena (m)	1.04	1.57	1.54	1.54	2.27
Radio metacéntrico transversal (m)	2.89	3.73	3.39	3.39	5.69
Radio metacéntrico longitudinal (m)	6.19	5.00	4.15	4.15	9.08
Coefficiente de bloque ( )	0.24	0.23	0.27	0.27	0.22
Coefficiente de área en la flotación ( )	0.15	0.20	0.18	0.18	0.15
Sup. mojada de un casco sumergido (m <sup>2</sup> )	69.11	152.87	156.65	156.65	198.38
Manga del Pontón (m)	2.10	2.99	3.05	3.05	3.96
Manga Total (m)	6.72	9.55	9.77	9.77	12.69
Relación (L/Bponton)	9.29	9.65	9.43	9.43	7.93

#### **4.2.3.4 Relación y coeficiente de bloque**

De los cuadros referenciales mostrados en la sección anterior, se determina que el valor de la eslora de flotación y la manga del pontón están en el intervalo de 5.75 a 9.63, sin embargo, estas embarcaciones son para el servicio de recreo, es decir son diseñados para desarrollar bajas resistencias al avance, más no para dar un servicio transporte de carga como es el caso del empujador, donde la velocidad de navegación es mucho menor. También se observa que el coeficiente de bloque de los catamaranes está entre 0.22 y 0.27, valores que también son ajustados en base a la velocidad, siendo el valor promedio de 14 nudos, sin embargo, el empujador para el presente estudio requiere de 7 nudos, valor por el cual nos permite establecer un mayor coeficiente de bloque del pontón, para esto fijamos un valor de 0.70 y para la relación eslora de flotación y manga del pontón el valor de 7.00, en cuanto al puntal se tiene fijado entre los requerimientos del Armador y la Dirección General de Capitanías y Guardacostas, dando un valor de 2.00 metros.

#### **4.2.3.5 Peso del casco y superestructura**

Con la relación y requerimientos del Armador, se elabora una hoja de cálculo en EXCEL para determinar el peso aproximado de acero que tendrá el empujador. El porcentaje aplicado para el cálculo del peso de acero, es un valor estadístico determinado por la empresa EGIAN EIRL, siendo un valor obtenido de los metrados realizados de diferentes proyectos relacionado a empujadores, considerándose que tiene una estructura más reforzada que aquellas que prestan otro tipo de servicio comercial.

Se muestra en el CUADRO N°07 diez (10) posibles casos, más adelante se verá cual es el más conveniente para el proyecto.

CUADRO N°07

Item	Eslora (Lf)	Relacion (L/Bp)	Manga del pontón (Bp)	Calado (T)	Francobordo	Puntal (H)	$2*Lf*Bp*H$	Peso Acero Aproximado
	Metros	Estadístico	Metros	Metros	Metros	Metros	( )	Toneladas
	B	C	$D=B/C$	E	F	$G=E+F$	$J=2*B*D*G$	$K=27\%*J$
1	25.00	7.00	3.57	1.50	0.50	2.00	357.14	96.43
2	24.00	7.00	3.43	1.50	0.50	2.00	329.14	88.87
3	23.00	7.00	3.29	1.50	0.50	2.00	302.29	81.62
4	22.00	7.00	3.14	1.50	0.50	2.00	276.57	74.67
5	21.00	7.00	3.00	1.50	0.50	2.00	252.00	68.04
6	20.00	7.00	2.86	1.50	0.50	2.00	228.57	61.71
7	19.00	7.00	2.71	1.50	0.50	2.00	206.29	55.70
8	18.00	7.00	2.57	1.50	0.50	2.00	185.14	49.99
9	17.00	7.00	2.43	1.50	0.50	2.00	165.14	44.59
10	16.00	7.00	2.29	1.50	0.50	2.00	146.29	39.50

#### 4.2.3.6 Peso de la dotación, equipos y agua

Normalmente el peso de una persona en promedio está en el orden de los 75 kilogramos, a esto le añadimos sus efectos personales que está aproximadamente en 25 kilogramos, haciendo un total de 100 kilogramos por persona.



En los equipos se considera la radio, el sonar, guindolas, pistolas de destello, los extintores de fuego, los tableros eléctricos, gavetas, cocinas, mesas, sillas, etc.

Para determinar la cantidad de agua potable, nos basamos en la cantidad necesaria por persona por día que es de 15 litros, siendo las aplicaciones básicas de darse un baño, lavarse las manos y preparación de los alimentos, luego calculamos la cantidad total que debe llevar el empujador, para ello recurrimos a los requerimientos del Armador, que son; el número de personal abordo y la cantidad de días de la travesía, es decir la autonomía. Entonces la cantidad de agua estará dada por el producto de la cantidad unitaria (15 litros), la autonomía (15 días) y el número de personal (09).

En el CUADRO N°08 se muestra el resumen.

CUADRO N°08

Item	Descripción	Cant.	Unidad	Peso Unitario (Kg.)	Peso Total (Kg.)
1	Dotación	9	Unid.	100.00	900.00
2	Equipos	1	Glob.	1,000.00	1,000.00
3	Agua	1	Glob.	2,025.00	2,025.00
	<b>Total</b>				<b>3,925.00</b>

Por tanto, determinado los pesos principales que conforman la nave, pasamos a realizar el cuadro general para determinar el peso a plena carga del empujador. El cuadro nos permitirá elegir la mejor opción para determinar las dimensiones del empujador tipo catamarán.

CUADRO N°09

Item	Velocidad	Eslora (Lf)	Relacion (L/B)	Manga del pontón (Bp)	Calado (T)	Francobordo	Puntal (H)	Gravedad	Nº Froude	Nº Cúbico	Peso Acero Aproximado	Peso Maquinaria, Equipos, Consumibles, Tripulación, etc.	Desplazamiento del empujador	Coefficiente de Bloque de cada pontón
	Nudos	Metros	Estadístico	Metros	Metros	Metros	Metros	Metros/s2	[ ]	[ ]	Toneladas	Toneladas	Toneladas	[ ]
	A	B	C	D=B/C	E	F	G=E+F	H	$I=A/(\text{raiz}(H*B))$	$J=2*B*D*G$	$K=27\%*J$	L	M=K+L	$N=M/(2*B*D*E)$
1	7.00	25.00	7.00	3.57	1.50	0.50	2.00	9.81	0.23	357.14	96.43	60.52	156.94	0.59
2	7.00	24.00	7.00	3.43	1.50	0.50	2.00	9.81	0.23	329.14	88.87	60.52	149.38	0.61
3	7.00	23.00	7.00	3.29	1.50	0.50	2.00	9.81	0.24	302.29	81.62	60.52	142.13	0.63
4	7.00	22.00	7.00	3.14	1.50	0.50	2.00	9.81	0.24	276.57	74.67	60.52	135.19	0.65
5	7.00	21.00	7.00	3.00	1.50	0.50	2.00	9.81	0.25	252.00	68.04	60.52	128.56	0.68
6	7.00	20.00	7.00	2.86	1.50	0.50	2.00	9.81	0.25	228.57	61.71	60.52	122.23	0.71
7	7.00	19.00	7.00	2.71	1.50	0.50	2.00	9.81	0.26	206.29	55.70	60.52	116.21	0.75
8	7.00	18.00	7.00	2.57	1.50	0.50	2.00	9.81	0.27	185.14	49.99	60.52	110.50	0.80
9	7.00	17.00	7.00	2.43	1.50	0.50	2.00	9.81	0.28	165.14	44.59	60.52	105.10	0.85
10	7.00	16.00	7.00	2.29	1.50	0.50	2.00	9.81	0.28	146.29	39.50	60.52	100.01	0.91

Como el valor del coeficiente de bloque para cada pontón debe estar alrededor de 0.70 para este caso, entonces estaría resuelto una de nuestras variables, ahora del CUADRO N°09 de las tabulaciones realizadas podemos ver que al aumentar la eslora aumentamos el peso de acero y por consiguiente el precio en su construcción, por tanto, elegimos el Ítem N°05 como punto de partida, más adelante se realizarán las modificaciones necesarias para obtener la disposición final.

### 4.3. LÍNEAS DE FORMA DEL EMPUJADOR

En el CUADRO N°09 se determina las dimensiones principales que va tener el empujador tipo catamarán, sin embargo realizamos una modificación respecto a la eslora, aumentado esta en un (01) metro, con la finalidad de aumentar la capacidad de carga y tener un margen de reserva en su flotabilidad. Por tanto, la disposición tendrá las siguientes dimensiones:

- Eslora: 22.00 metros
- Manga del pontón: 3.00 metros
- Puntal: 2.00 metros

Ahora nos faltaría determinar la manga que va tener el empujador. Para determinar este valor necesitamos determinar el tamaño que va tener la sala de máquinas y para ello necesitamos determinar la distancia de separación entre las líneas de propulsión.

La distancia entre las líneas de propulsión esta dado por la ubicación de los motores, los motores principales deben de estar separados a una distancia tal que no interfiera con el libre tránsito. Cada motor tiene un ancho aproximado de un (01) metro, los fabricantes consideran una distancia mínima de separación de un (01) metro. En la sección (4.10.2) se determina el diámetro de la hélice, siendo de 1.06 metros, la separación entre las hélices debe ser mayor a un (01) diámetro de ellas, es decir, 1.06 metros medida desde sus bordes de la pala en la zona interna, por tanto, respecto a la ubicación de los motores se tiene que la separación entre las líneas de propulsión es de

dos (02) metros y respecto a la separación de las hélices es de 2.12 metros, en efecto se opta por el mayor valor.

Teniéndose la separación mínima requerida entre las líneas de propulsión, el valor de 2.12 metros, este valor sin embargo para fines constructivos se opta por 2.5 metros. Ahora por estar las hélices ubicadas en la parte central de los pontones, esta debe estar separada en más de un (01) diámetro entre ellas como mínimo, por tanto, consideramos un valor de 1.50 metros, dando un valor total de 6.50 metros entre los pontones.

Con el procedimiento descrito anteriormente, tenemos que la manga requerida para el diseño del empujador tipo catamarán es de 12.50 metros.

Las dimensiones anteriores vienen ser las acotaciones del empujador, el cual fija el desarrollo de las líneas de forma. Ahora, estas líneas básicamente se realizan a partir de otras líneas, en efecto, se partió de aquellas líneas de los empujadores tipo monocasco, aquellos principios de los raseles de proa se conservan para evitar demasiada formación de olas, puesto que estas perjudican a las pequeñas embarcaciones, además mejora la configuración de la resistencia estructural, a estas líneas del tipo monocasco, se le realiza un corte por cruzía y se las separa a una determinada distancia, luego se le da la forma hidrodinámica del tipo ala, para evitar demasiada resistencia al avance, siendo inclusive menor a la del tipo monocasco. Otro punto importante que recalcar es que las líneas de forma del empujador tipo catamarán, tiene una finalidad primordial para el efecto del rendimiento de la propulsión, que más adelante se podrá observar.

A continuación se presenta el esquema preliminar del casco del empujador tipo catamarán y las líneas de corriente de agua en la que se encuentra inmersa a una determinada velocidad de navegación.

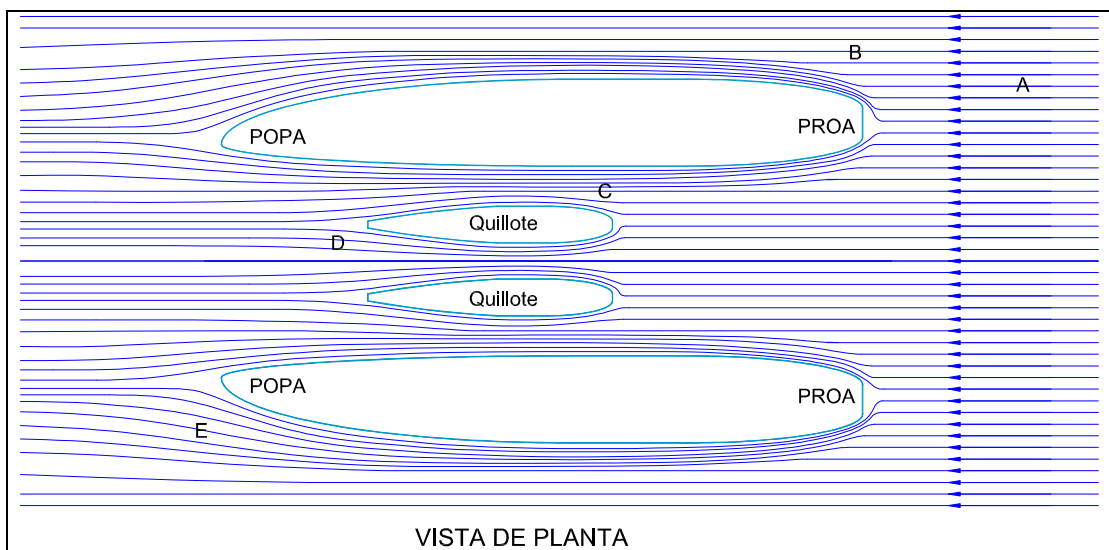


Fig. 4.4 Vista del comportamiento de las líneas de corriente frente al casco del empujador fluvial.

En la figura anterior podemos apreciar que al tocar la líneas de corriente con la proa, estas forman un aumento de nivel del agua que se dirigen a popa, este aumento de nivel se dan en la zona “B”, “C”, siendo el más importante la zona “B”, en esta zona el flujo aumenta su nivel haciendo que la hélice se encuentre a mayor presión, por tanto, su eficiencia mejora. Las zonas “D” y “E” deben de terminar sin producir demasiados vórtices, por eso la forma del casco en la popa debe terminar de forma suave, sin cambios bruscos en su geometría. Se sabe que los vórtices producen demasiada pérdida de energía y es por eso que se debe disminuir su formación.

Por otro lado, el empujador o cualquier embarcación debe ser diseñado en función de la ola que va producir, para esto nos basamos en la geometría de la ola trocoidal, donde el largo de la ola está dado por:

$$L_o = \frac{2\pi}{g} V^2 \quad (4.3.1)^{11}$$

Siendo:

g: aceleración de la gravedad (9.81 m/s<sup>2</sup>)

V: velocidad del empujador [m/s.]

Por tanto, reemplazamos el valor de la velocidad ( $V = 7$  nudos = 3.6 m/s) en la ecuación (4.3.1) y obtenemos el valor del largo de la ola, siendo  $L_o = 8.3$  m.

En la siguiente figura se puede observar el comportamiento de la ola trocoidal y sus formulaciones:



Fig. 4.5 Geometría de la ola trocoidal. (Ref. Cruceros y Lanchas Veloces, Juan Baader, Pág. 30)

<sup>11</sup> Cruceros y Lanchas Veloces, Juan Baader, Pág. 30

Para determinar el largo relativo de la ola, se tiene la figura siguiente:

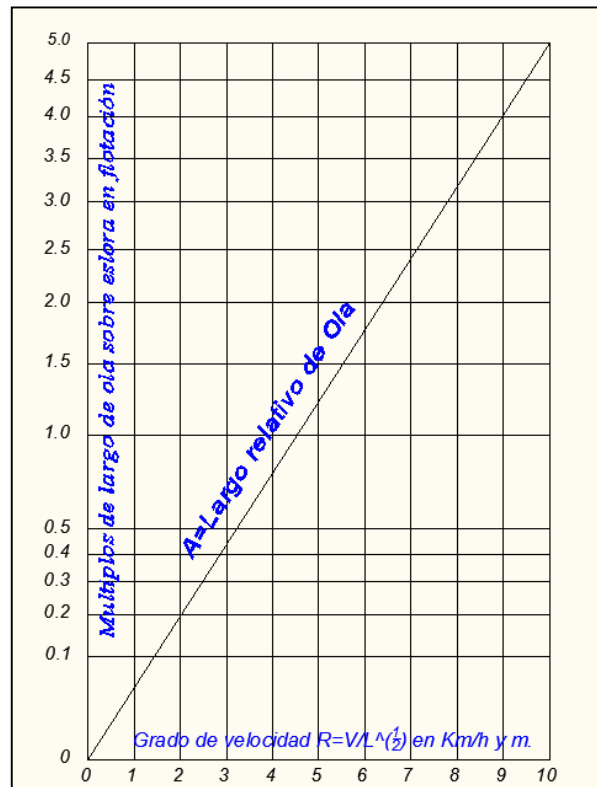


Fig. 4.6 Largo relativo de la Ola. (Ref. Cruceros y Lanchas Veloces, Juan Baader, Pág. 31)

Con los datos antes presentados, pasamos a determinar el largo relativo de la ola, siendo el grado de velocidad igual a 2.76 ( $V = 12.964$  km/hora y  $L = 22$  m.). Por tanto, el largo relativo de la ola es de 0.37 ( $A = 0.37$ ).

Ahora representamos el largo de la ola en la vista de perfil del empujador tipo catamarán en la siguiente figura.

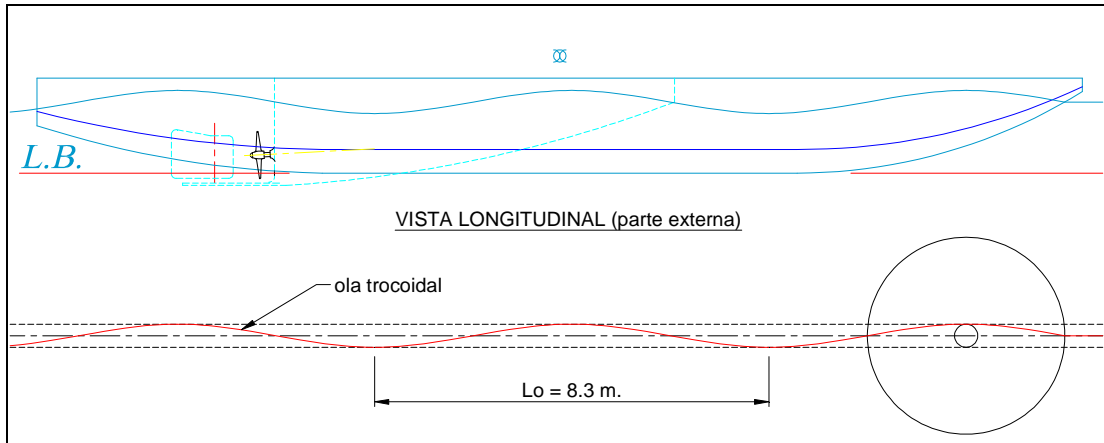


Fig. 4.7 Vista del perfil de ola frente al casco tipo catamarán.

El perfil de olas generado por el casco es aceptable, puesto que no presenta una situación de arrufo o quebranto, se puede observar que se forman tres (03) crestas, haciendo que los esfuerzos sean menores. Además podemos observar que la hélice se encuentra a una mayor presión hidrostática, lográndose mejorar la eficiencia propulsiva, es decir, se disminuye el resbalamiento producido por la hélice.

En el siguiente esquema podemos apreciar el comportamiento interno del agua en la parte interna del empujador tipo catamarán, es decir entre los pontones.

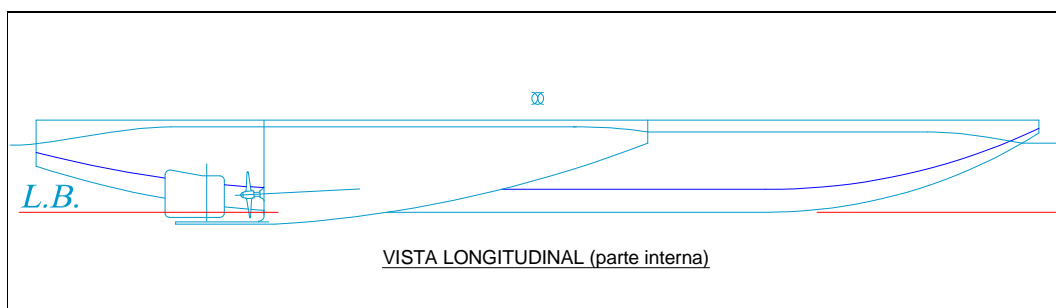


Fig. 4.8 Vista del comportamiento del agua entre los pontones que conforma el empujador tipo catamarán.



Al ingresar el fluido entre los pontones podemos observar el aumento de nivel, debido a la canalización del fluido, en esta zona la formación de ola no es relevante, en vista que el comportamiento es continuo. Esta canalización hace que el nivel en la zona de propulsión sea mayor y por tal razón la propulsión mejora al estar sometido a mayor presión, siendo esta disposición factible para las zonas de poca profundidad.

Por tanto, con los estudios realizados, podemos proceder con la elaboración de las líneas de forma con las dimensiones calculadas.

El plano de líneas de forma se presenta en el Plano N°02, allí se aprecian en tres vistas; la vista longitudinal, vista transversal y de planta, también va acompañado de la tabla de puntos. En este plano no figura la curva de bao, en vista que el casco es del tipo catamarán, además en los ríos no se presenta olas como es el caso de los mares. Pero para los pisos de la superestructura sí son considerados por tener mayores efectos por estar a una distancia mayor que la primera cubierta.

#### **4.4. CURVAS HIDROSTÁTICAS, CRUZADAS Y DE BONJEAN**

##### **4.4.1 Curvas Hidrostáticas**

Para la determinación de las curvas hidrostáticas se utilizó el programa de EXCEL, considerándose carenas rectas y la densidad del agua de 1000 Kg./m<sup>3</sup>. Los cálculos están en base al plano de líneas de forma (Plano N°02), es decir no se consideró los espesores dados por las planchas, sin embargo esta imprecisión es despreciable, considerándose el 0.02% el máximo valor como medida de volumen. De los cálculos se desarrollaron los siguientes cuadros.

CUADRO N°10

Calado (m)	Desplazamiento (TM)	LCB (m)	VCB (m)	LCF (m)	TPC (TM/cm)	MTcm (TM-m/deg)	KML (m)	KMT (m)
0.200	11.767	0.085f	0.112	0.092f	0.73	20.24	98.564	137.500
0.400	28.136	0.037f	0.225	0.037a	0.89	32.76	66.698	66.004
0.600	46.720	0.059f	0.338	0.171f	0.98	42.08	51.597	44.240
0.800	66.601	0.078f	0.448	0.147f	1.02	48.51	41.730	34.539
1.000	87.352	0.107f	0.557	0.267f	1.06	55.08	36.126	27.281
1.200	108.664	0.152f	0.664	0.402f	1.07	58.20	30.683	22.904
1.400	130.302	0.207f	0.770	0.553f	1.09	61.46	27.022	19.455
1.600	152.190	0.263f	0.876	0.650f	1.10	63.89	24.050	17.139
1.800	174.277	0.316f	0.981	0.690f	1.10	65.33	21.477	15.309
2.000	196.372	0.359f	1.085	0.690f	1.10	66.08	19.279	13.802

CUADRO N°11

Calado	Volumen	Coeficientes						Área de la superficie mojada
		Cp	Cb	Cms	Cwp	Cvp	Cws	
m	m <sup>3</sup>							m <sup>2</sup>
0.200	11.78	0.819	0.316	0.386	0.409	0.774	6.304	81.93
0.399	28.11	0.795	0.333	0.419	0.409	0.815	4.585	98.69
0.599	46.63	0.770	0.336	0.437	0.401	0.839	3.937	114.53
0.800	66.59	0.753	0.337	0.447	0.413	0.814	3.841	138.42
1.000	87.31	0.740	0.336	0.454	0.403	0.834	3.669	155.47
1.201	108.65	0.746	0.341	0.458	0.407	0.838	3.669	175.31
1.401	130.27	0.749	0.345	0.461	0.404	0.855	3.646	192.40
1.601	152.17	0.750	0.347	0.463	0.403	0.861	3.672	211.21
1.802	174.27	0.752	0.350	0.465	0.402	0.870	3.701	229.17
2.027	196.38	0.760	0.350	0.461	0.004	79.660	5.410	355.58

#### 4.4.2 Curvas Cruzadas

Para el cálculo se toma como referencia la línea base, se considera carenas rectas, la densidad del agua es de 1000 Kg./m<sup>3</sup>., y la ubicación del centro de gravedad a 0.02 metros de la línea base (valor supuesto que será corregido más adelante), obteniéndose las siguientes tablas, siendo las unidades en metros de los brazos adrizantes.

Es importante su determinación para realizar los análisis de los criterios de estabilidad el cual deberá de cumplir con los mínimos requeridos. En este caso la OMI fija unos criterios para todos los buques, y al no encontrar específicamente para el tipo catamarán, he asumido este criterio como base general.

Los resultados de los cálculos de los brazos adrizantes a determinados ángulos de inclinación transversal se muestran a continuación, siendo sus unidades en metros.

CUADRO N°12

Desplazamiento (TM)	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°	55°	60°
1.07	5.37	5.50	5.51	5.43	5.30	5.12	4.90	4.64	4.34	4.01	3.65	3.27
13.81	4.89	5.02	5.10	5.11	5.06	4.95	4.79	4.58	4.34	4.07	3.77	3.44
30.58	4.82	4.89	4.93	4.93	4.89	4.81	4.69	4.54	4.34	4.10	3.82	3.50
49.38	3.79	4.85	4.87	4.86	4.82	4.75	4.64	4.48	4.28	4.04	3.76	3.45
69.37	2.93	4.84	4.87	4.86	4.81	4.71	4.57	4.40	4.19	3.94	3.67	3.36
90.18	2.39	4.41	4.85	4.82	4.74	4.63	4.48	3.93	3.59	3.23	2.85	2.49
111.50	2.00	3.58	3.77	3.77	3.73	3.67	3.58	3.45	3.31	3.14	2.94	2.73
133.14	1.71	2.43	2.48	2.52	2.54	2.53	2.51	2.47	2.41	2.33	2.23	2.11
155.03	1.35	1.45	1.53	1.59	1.64	1.68	1.71	1.72	1.72	1.70	1.66	1.61
177.12	0.62	0.72	0.81	0.89	0.96	1.02	1.07	1.12	1.15	1.18	1.20	1.20
196.38	0.09	0.19	0.28	0.36	0.45	0.53	0.61	0.68	0.75	0.82	0.87	0.92

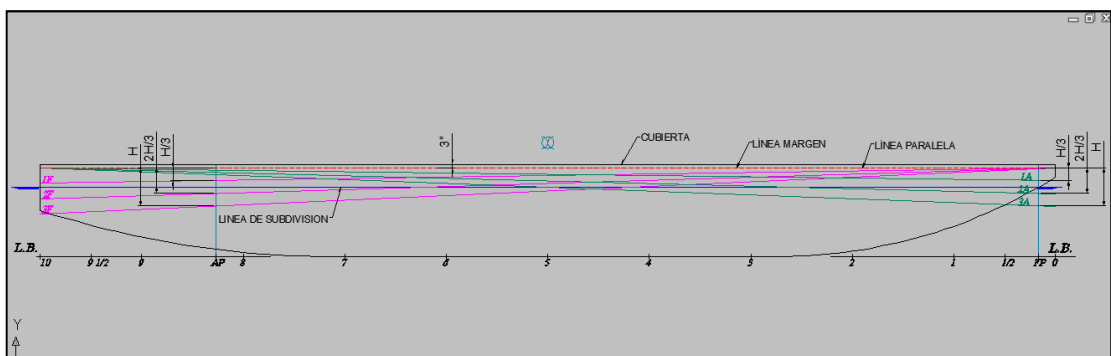
### 4.4.3 Curvas Bonjean

Estas fueron realizadas en base a las líneas de forma del plano N°02, las áreas de cada sección están representadas por curvas oblicuas, básicamente sirve para determinar el volumen sumergido cuando la embarcación se encuentre con asiento a un determinado calado medio. Para determinar las áreas se realizaron por el método de Simpson.

El plano N°18 va acompañado de una escala para la medición de dichas áreas y la integración de ellas nos determina el volumen sumergido.

## 4.5. ESLORAS INUNDABLES Y FRANCOBORDO

### 4.5.1. Esloras Inundables



$$H = 1.6 * D - 1.5 * T$$

Donde:

$D$  : Puntal medida en la sección media menos 3 pulgadas (0.076m.)

$T$  : Calado

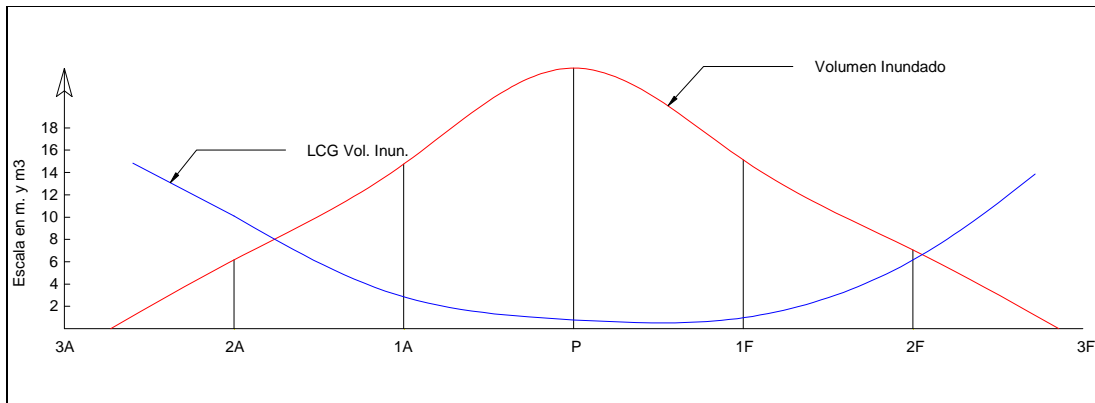
Reemplazando valores en la ecuación anterior, se tiene:

$$H = 1.6*(2.000-0.076) - 1.5*(1.500) = 0.828 \text{ m.}$$

S: SPACING OF STATIONS										
S =	2.20									
S/3 =	0.73									
STATION	SM VOL.	SM MT.	SECTION AREAS TO TRIM LINES							
			SUBDIVIS.	3A	2A	1A	PAR.	1F	2F	3F
			LOAD LINE							
0	1/2	2 1/2	0.00	0.19	0.19	0.19	0.19	0.00	0.00	0.00
1/2	2	9	0.79	1.59	1.63	1.67	1.70	1.14	0.58	0.00
1	1 1/2	6	2.06	2.87	2.96	3.04	3.13	2.50	1.86	1.22
2	4	12	3.95	4.60	4.81	4.99	5.19	4.54	3.88	3.23
3	2	4	4.37	4.77	5.05	5.34	5.65	5.05	4.47	3.89
4	4	4	4.37	4.45	4.85	5.26	5.65	5.14	4.64	4.11
5	2	0	4.37	4.12	4.63	5.11	5.61	5.19	4.78	4.35
6	4	-4	4.20	3.71	4.26	4.84	5.42	5.09	4.77	4.44
7	2	-4	3.90	3.16	3.78	4.41	5.03	4.81	4.58	4.37
8	4	-12	3.14	2.28	2.89	3.51	4.12	3.99	3.87	3.73
9	1 1/2	-6	1.77	0.94	1.47	1.98	2.50	2.46	2.41	2.36
9 1/2	2	-9	0.96	0.30	0.70	1.10	1.49	1.47	1.46	1.44
10	1/2	-2 1/2	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
FUNCION VOLUMEN			97.17	93.85	105.56	117.29	129.02	117.80	106.79	95.51
FUNCION MOMENTO			12.49	60.91	48.27	35.13	22.39	5.03	-12.06	-29.04
VOLUMEN DESPLAZADO			71.25	68.82	77.41	86.01	94.61	86.39	78.31	70.04
VOLUMEN DEL COMPART. INUNDADO				-2.43	6.16	14.75	23.36	15.13	7.05	-1.21
LCB			0.28	1.43	1.01	0.66	0.38	0.09	-0.25	-0.67
X2-X				1.14	0.72	0.38	0.10	-0.19	-0.53	-0.95
C.G.DW. HACIA LCB				-32.41	9.09	2.19	0.40	-1.08	-5.90	54.92
C.G.DW. HACIA SECC. MEDIA (Xw)				-30.99	10.10	2.85	0.78	-0.98	-6.15	54.25

Las zonas sombreadas no se tomarán en cuenta, por tratarse de valores donde la diferencia de volúmenes es negativa, es decir, la condición 3F y 3A no se producen al estar la embarcación a plena carga.

Del cuadro anterior se determina las curvas de interpolación, que viene ser la siguiente figura:



En relación a los valores de permeabilidad, los valores comunes utilizados se encuentran en el siguiente cuadro:

Alojamientos	Carga General	Sala de Máquinas	Tanques
0.95	0.60	0.85	0 ó 0.95

Datos obtenidos del Libro Antonio Mandelli, "Elementos de Arquitectura Naval".

Por razones prácticas, el valor asignado a lo largo de la eslora será de 0.75, valor que generalmente se tiene para este tipo de embarcaciones.

Por tanto, trazamos las curvas de áreas y determinamos la ubicación del centro del compartimento y su respectiva longitud. En el siguiente cuadro se muestra los cálculos realizados para determinar los valores para las diferentes inclinaciones.

TRIM LINE=	PARALELA						
Xw=	0.78	AREA SECC. MEAN=	5.63				
V <sub>DW</sub> =	23.36						
u=	0.75						
V <sub>c</sub> =	31.15						
<b>A</b>				TRIAL FLOODABLE LEGTH=V <sub>c</sub> /(SECC.AREA(MEAN))=L=	5.53		
SECC.	SECC.AREA	SM.VO	SM.MT	TRIAL X <sub>m</sub> =	0.78	CORRESPONDING X <sub>c</sub> =	1.56
FORD 0	5.66	1	2	S(STA. SPACING)=L/4=	1.38	S/3=	0.461
1	5.64	4	4	COMPT. VOL.=SUMA f(V)*S/3=	30.98		
2	5.63	2	0	COMPUTED X <sub>m</sub> =(SUMA f(M))/(SUMA f(V))*S=	0.01		
3	5.57	4	-4	APROX. FLOOD.LENGTH=L*V <sub>c</sub> /COMP.VOL=	5.56		
AFT 4	5.44	1	-2	APROX. X <sub>c</sub> =X <sub>w</sub> +X <sub>m</sub> =	0.79		
SUMA f(V)	67.200						
SUMA f(M)	0.720						
<b>B</b>				2nd TRIAL FLOODABLE LENGTH=	5.56		
SECC.	SECC.AREA	SM.VO	SM.MT	2nd TRIAL X <sub>c</sub> =	0.79		
FORD 0	5.66	1	2	S=	1.3905	S/3=	0.46349206
1	5.64	4	4	COMPT.VOL.=SUMA f(V)*S/3=	31.15		
2	5.63	2	0	X <sub>m</sub> =(SUMA f(M)/SUMA (Fv))*S=	0.01		
3	5.57	4	-4	FLOODABLE LENGTH=	5.56		
AFT 4	5.44	1	-2	X <sub>c</sub> =X <sub>w</sub> +X <sub>m</sub> =	0.79		
SUMA f(V)	67.200						
SUMA f(M)	0.720						

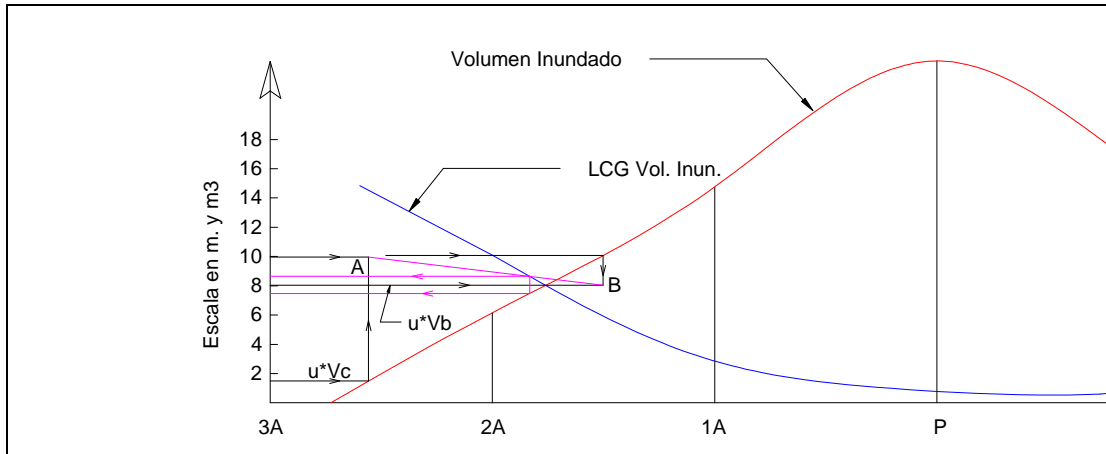
TRIM LINE=	1A						
Xw=	2.85	AREA SECC. MEAN=	5.29				
V <sub>DW</sub> =	14.75						
u=	0.75						
V <sub>c</sub> =	19.67						
<b>A</b>				TRIAL FLOODABLE LEGTH=V <sub>c</sub> /(SECC.AREA(MEAN))=L=	3.72		
SECC.	SECC.AREA	SM.VO	SM.MT	TRIAL X <sub>m</sub> =	2.85	CORRESPONDING X <sub>c</sub> =	5.7
FORD 0	5.33	1	2	S(STA. SPACING)=L/4=	0.93	S/3=	0.310
1	5.33	4	4	COMPT. VOL.=SUMA f(V)*S/3=	19.63		
2	5.29	2	0	COMPUTED X <sub>m</sub> =(SUMA f(M))/(SUMA f(V))*S=	0.01		
3	5.24	4	-4	APROX. FLOOD.LENGTH=L*V <sub>c</sub> /COMP.VOL=	3.72		
AFT 4	5.18	1	-2	APROX. X <sub>c</sub> =X <sub>w</sub> +X <sub>m</sub> =	2.86		
SUMA f(V)	63.370						
SUMA f(M)	0.660						
<b>B</b>				2nd TRIAL FLOODABLE LENGTH=	3.72		
SECC.	SECC.AREA	SM.VO	SM.MT	2nd TRIAL X <sub>c</sub> =	2.86		
FORD 0	5.33	1	2	S=	0.931	S/3=	0.31034664
1	5.33	4	4	COMPT.VOL.=SUMA f(V)*S/3=	19.67		
2	5.29	2	0	X <sub>m</sub> =(SUMA f(M)/SUMA (Fv))*S=	0.01		
3	5.24	4	-4	FLOODABLE LENGTH=	3.72		
AFT 4	5.18	1	-2	X <sub>c</sub> =X <sub>w</sub> +X <sub>m</sub> =	2.86		
SUMA f(V)	63.370						
SUMA f(M)	0.660						

TRIM LINE=	1F						
Xw=	0.98	AREA SECC. MEAN=	5.16				
V <sub>DW</sub> =	15.13						
u=	0.75						
V <sub>c</sub> =	20.17						
<b>A</b>					TRIAL FLOODABLE LEGTH=V <sub>c</sub> /(SECC.AREA(MEAN))=L=	3.91	
SECC.	SECC.AREA	SM.VO	SM.MT		TRIAL X <sub>m</sub> =	0.98	CORRESPONDING X <sub>c</sub> = 1.96
FORD 0	5.17	1	2		S(STA. SPACING)=L/4=	0.98	S/3= 0.326
1	5.19	4	4		COMPT. VOL.=SUMA f(V)*S/3=	20.09	
2	5.16	2	0		COMPUTED X <sub>m</sub> =(SUMA f(M))/(SUMA f(V))*S=	0.01	
3	5.10	4	-4		APROX. FLOOD.LENGTH=L*V <sub>c</sub> /COMP.VOL=	3.93	
AFT 4	5.02	1	-2		APROX. X <sub>c</sub> =X <sub>w</sub> +X <sub>m</sub> =	0.99	
SUMA f(V)	61.670						
SUMA f(M)	0.660						
<b>B</b>					2nd TRIAL FLOODABLE LENGTH=	3.93	
SECC.	SECC.AREA	SM.VO	SM.MT		2nd TRIAL X <sub>c</sub> =	0.99	
FORD 0	5.17	1	2		S=	0.9814	S/3= 0.32711745
1	5.19	4	4		COMPT.VOL.=SUMA f(V)*S/3=	20.17	
2	5.16	2	0		X <sub>m</sub> =(SUMA f(M)/SUMA (Fv))*S=	0.01	
3	5.10	4	-4		FLOODABLE LENGTH=	3.93	
AFT 4	5.02	1	-2		X <sub>c</sub> =X <sub>w</sub> +X <sub>m</sub> =	0.99	
SUMA f(V)	61.670						
SUMA f(M)	0.660						

TRIM LINE=	2F						
Xw=	6.15	AREA SECC. MEAN=	4.09				
V <sub>DW</sub> =	7.05						
u=	0.75						
V <sub>c</sub> =	9.40						
<b>A</b>					TRIAL FLOODABLE LEGTH=V <sub>c</sub> /(SECC.AREA(MEAN))=L=	2.30	
SECC.	SECC.AREA	SM.VO	SM.MT		TRIAL X <sub>m</sub> =	6.15	CORRESPONDING X <sub>c</sub> = 12.3
FORD 0	4.46	1	2		S(STA. SPACING)=L/4=	0.57	S/3= 0.192
1	4.31	4	4		COMPT. VOL.=SUMA f(V)*S/3=	9.27	
2	4.09	2	0		COMPUTED X <sub>m</sub> =(SUMA f(M))/(SUMA f(V))*S=	0.05	
3	3.79	4	-4		APROX. FLOOD.LENGTH=L*V <sub>c</sub> /COMP.VOL=	2.33	
AFT 4	3.38	1	-2		APROX. X <sub>c</sub> =X <sub>w</sub> +X <sub>m</sub> =	6.20	
SUMA f(V)	48.420						
SUMA f(M)	4.240						
<b>B</b>					2nd TRIAL FLOODABLE LENGTH=	2.33	
SECC.	SECC.AREA	SM.VO	SM.MT		2nd TRIAL X <sub>c</sub> =	6.20	
FORD 0	4.45	1	2		S=	0.5824	S/3= 0.19413466
1	4.29	4	4		COMPT.VOL.=SUMA f(V)*S/3=	9.33	
2	4.07	2	0		X <sub>m</sub> =(SUMA f(M)/SUMA (Fv))*S=	0.05	
3	3.75	4	-4		FLOODABLE LENGTH=	2.35	
AFT 4	3.33	1	-2		X <sub>c</sub> =X <sub>w</sub> +X <sub>m</sub> =	6.20	
SUMA f(V)	48.080						
SUMA f(M)	4.400						

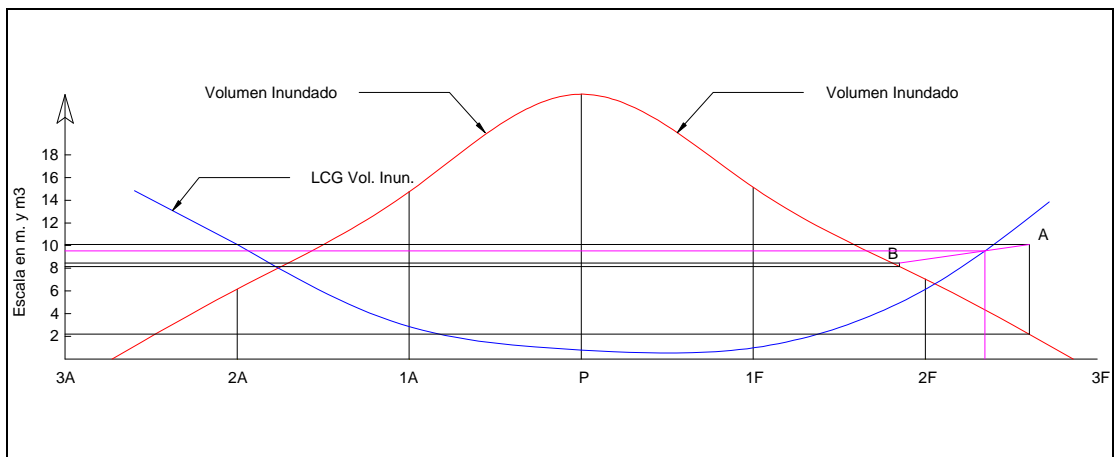
Ahora, con ayuda de las curvas de interpolación, determinamos las esloras inundables en los extremos. Para el cálculo se obtuvo la siguiente gráfica, correspondiente al extremo de proa:





Determinándose una eslora inundable de 3.86 m., correspondiente al extremo de proa.

Para la inundación del extremo de popa se obtuvo la siguiente figura:



Determinándose una eslora inundable de 2.82 m., correspondiente al extremo de popa.

Con los valores obtenidos en los cuadros anteriores, determinamos el Plano N°19, correspondiente al Plano de Esloras Inundables.

#### 4.5.2. Francobordo

Con el peso establecido en la sección (4.2.3) se determina que el desplazamiento a plena carga es de 128.33 TM, y con ayuda de las curvas hidrostáticas tenemos un calado medio de 1.38 metros, este valor es llevado al plano N°02 en el cual trazamos una línea horizontal y medimos sobre ella, obteniéndose una longitud de 21.41 metros, este valor viene ser la eslora de flotación y para este calado se tiene un francobordo de 0.62 metros.

Sin embargo, por cuestiones de diseño se tomará la eslora de flotación para un calado de 1.5 metros, obteniéndose un valor de la eslora de flotación de 21.63 metros al cual le corresponde un francobordo de 0.50 metros.

Según la DICAPI, el valor del francobordo debe de ser 15% del puntal, entonces realizando este cálculo se tiene:

$$\text{Francobordo} = 15\% * 2.00 \text{ m.} = 300 \text{ mm.}$$

Entonces, como el valor mínimo establecido debe de ser de 300 mm., pero para el presente estudio se establece un valor de 500 mm., valor que nos permite tener mayor reserva de flotabilidad.

A este calado de 1.5 metros le corresponde un desplazamiento de 141.25 TM., para obtener el calado de diseño, se podría colocar tanques de lastre para tener el asiento adecuado para la navegación, también se puede aumentar la capacidad de

almacenamiento de combustible, pero estos cálculos se determinarían después de determinar el peso de la embarcación en ligero. A continuación se muestra las interpolaciones realizadas en esta sección.

<b>Desplazamiento</b>	<b>Calado</b>
<b>(TM.)</b>	<b>(m.)</b>
108.65	1.20
128.33	1.38
130.27	1.40

<b>Calado</b>	<b>Desplazamiento</b>
<b>(m.)</b>	<b>(TM.)</b>
1.40	130.30
1.50	141.25
1.60	152.19

#### **4.6. ARREGLO (CASCO Y MAQUINARIA)**

Basado en los requerimientos del Armador, es decir la cantidad del personal abordo, la capacidad de transporte de combustible, la autonomía, la zona de navegación, la limitación del calado, etc., con todos estos parámetros el diseñador realiza diseños preliminares hasta llegar a un acuerdo común con el Armador. En el caso del presente proyecto, está basado en una serie de trabajos realizados durante las prácticas realizadas en empresas de diseño naval, que actualmente navegan en la Amazonía peruana.

El Plano N°01 se muestra la disposición general del empujador fluvial denominado DAGR-001. En este plano se puede apreciar que el empujador presenta cuatro niveles, para lograr un mayor alcance de visibilidad del cargamento y la proa del convoy. También el perfil que presenta la superestructura es de forma ovalada, es para disminuir la resistencia ejercida por el viento. El plano presenta todas las características principales, como el número de tripulantes, las dimensiones, la potencia de los motores,

la capacidad de agua, la capacidad de combustible, la velocidad de diseño y la cantidad de aceite. Además se aprecia la distribución del casco, es decir, la subdivisión estanca de sus compartimentos, con la ubicación de sus motores principales ubicado en medio de los pontones y hacia popa.

En la disposición de la sala de máquinas se tiene presente los espacios transitables y la interacción entre ellas, es decir, que al tener dos motores principales en la sala de máquinas, el fabricante recomienda que se deben ubicar una de otra a una distancia determinada, ya sea para el libre tránsito o el manejo de sus controles y visualización del panel.

La sala de máquinas consta de un ancho de 10.00 metros y un largo de 4.00 metros, con una altura de 2.20 metros. El nivel del su cubierta se encuentra ubicado a 2.00 metros medidos desde el nivel de la línea base, es decir, se encuentra al nivel de la cubierta principal.

Básicamente encontramos los dos motores principales de propulsión, el grupo electrógeno, el tablero eléctrico principal, el manifold del sistema de achique, la electrobomba para el sistema de achique y contraincendios. La sala de máquinas se encuentra hacia popa, entre los mamparos 20 y 28.

El Plano N°16 muestra los detalles de las ubicaciones y dimensiones.

## 4.7. ESTRUCTURA

Primero se tiene que determinar los módulos resistentes según las normas ABS, en donde se tiene las siguientes etapas:

### 4.7.1. Material

El material para la construcción del empujador tipo catamarán será de acero naval para el caso del casco y de acero dulce para las estructuras internas, y también para la superestructura, teniéndose las siguientes características.

CUADRO N°13

	<b>Resistencia a la tracción</b>	<b>Punto de Fluencia</b>	<b>Elongación, %, para espesores &lt;5/16"</b>	<b>Elongación, %, para espesores &gt;3.5"</b>
	Ksi [MPa]	Ksi [MPa]	En 8 Pulg. [200 mm.]	En 2 Pulg. [50 mm.]
<b>Acero naval – ASTM A131 grado A</b>	58 a 80 [400 a 550]	34 [235]	21	24
<b>Acero Dulce – ASTM A36</b>	58 a 80 [400 a 550]	36 [250]	20	23

En el Anexo A, se muestran todas las propiedades respecto a los materiales antes mencionados, según la Sociedad Americana de Ensayos de Materiales (ASTM).

#### **4.7.2. Quilla plana de chapa**

Según las normas del ABS menciona que no deber ser menor del requerido para el enchapado de fondo.

#### **4.7.3. Enchapado del casco**

##### **4.7.3.1 Fondo y costado**

Según el Anexo B, en la TABLA 1 se tiene que para la eslora de 24.5 metros, le corresponde un espesor de plancha de 5 mm., estando la clara de cuadernas a 480 mm., siendo este valor el mismo para las planchas de costado. Sin embargo, en nuestro proyecto tenemos una clara de 500 mm, y la norma nos indica que hay que aumentar por cada 25 mm., un valor de 0.18 mm., además nuestra eslora de proyecto es de 22 m., por tanto, al ser menor favorece al margen de seguridad. En efecto, el espesor requerido para el desarrollo del fondo y costado es de 5.18 mm.

Al ingresar al Anexo C, los catálogos encontrados nos muestran planchas con espesores de 4.5 y 6 mm., que son próximos al requerido, elegimos el de 6 mm., manteniéndose este por encima del valor del mínimo necesario.

##### **4.7.3.2 Enchapado del pantoque**

Siendo el radio de pantoque superior a 305 mm., el espesor del enchapado deber ser, como mínimo, 1.5 mm., superior que el espesor dado para el enchapado de costado.

El valor del enchapado de costado es de 5.18 mm., por tanto, el espesor del pantoque debería no ser menor a 6.68 mm. Al revisar el Anexo C, encontramos el espesor de la plancha de acero comercial es de 8 mm. Ahora, anteriormente habíamos escogido un espesor de 6 mm., para el fondo, este valor tiene que ser 8 mm., por razones de continuidad entre el fondo y el pantoque, además los ríos de la Amazonía peruana presenta bajas profundidades y existen rocas, palos que constantemente están chocando con el casco en la zona del fondo, por eso que es mejor tener un mayor grado de seguridad para estas superficies de contacto.

#### **4.7.3.3 Enchapado de mamparos**

El enchapado de costado, pantoque y fondo, no deben ser menor al enchapado de los mamparos. En el Anexo C, en la Tabla 2, podemos ver que el espesor del mamparo le corresponde 4 mm. Siendo  $h = 2$  m., y la separación entre refuerzos 500 mm. Sin embargo comercialmente se tiene 4.5 mm.

#### **4.7.3.4 Angulares del pantoque**

El espesor será 1.5 mm., mayor que el espesor de la chapa más delgada que unen. Siendo todo el espesor del pantoque necesario 6.68 mm., se tiene que el espesor requerido para el perfil debe ser de 8.18 mm., entonces el espesor real será de 9 mm., siendo una medida comercial.

#### 4.7.4. Cubierta

##### 4.7.4.1 Resistencia

El espesor del enchapado de las cubiertas resistentes no será menor de 0.01 mm., por cada milímetro de clara de baos. Además, el área efectiva de sección deberá ser suficiente para dar un módulo resistente que sea superior al valor obtenido por la siguiente fórmula:

$$SM = 0.764 BDL_{cm^2} \times m \quad (4.7.4.1.1)$$

Donde:

SM: módulo de sección [cm<sup>2</sup>\*m.]

B: manga [m.]

D: puntal [m.]

L: eslora [m.]

Reemplazando los datos en la fórmula (4.7.4.1.1), se tiene:

$$SM = 0.764 * 12.5 * 2 * 22 = 420 \text{ cm}^2 * \text{m.}$$

Como la separación entre los baos es de 500 mm., le corresponde a la cubierta un espesor de 5 mm., siendo comercialmente el más próximo de 6 mm.

##### 4.7.4.2 Cielo de tanques

Será 1 mm mayor que el enchapado de mamparo a la misma altura.

##### 4.7.4.3 Estanqueidad

Las cubiertas expuestas, los techos de las casetas, etc., serán calafateadas y estancos en toda su extensión.



## 4.7.5. Mamparos

### 4.7.5.1 Ubicación

Los mamparos intactos de colisión no será menor a 5% de la eslora, iniciando del espejo de proa.

Para el proyecto del empujador fluvial, este valor es de  $5\% * 22 \text{ m.} = 1.1 \text{ m.}$

### 4.7.5.2 Mamparos estancos

**a. Enchapado:** Según el Anexo B, en la tabla 2, podemos ver que el espesor del mamparo le corresponde 4 mm. Siendo  $h = 2 \text{ m.}$ , y la separación entre refuerzos 500 mm. Sin embargo comercialmente se tiene 4.5 mm.

**b. Refuerzos:** Según el Anexo B, en la tabla 3, podemos ver una serie de opciones con sus respectivos módulos de sección SM y valores de N. El módulo de sección está dado por la siguiente fórmula:

$$SM = 7.9 * N * l^2 \quad (4.7.5.2.1)$$

$$N = 0.46 * h * s \quad (4.7.5.2.2)$$

Donde:

s: separación entre refuerzos [m.]

h: distancia vertical desde el medio de “I” hasta la cubierta de crujía [m.]

l: luz entre los soportes proporcionados [m.]

Reemplazando datos en la ecuación (4.7.5.2.2), se tiene,  $N = 0.46 * 1 * 0.5 = 0.23$

Reemplazando datos en la ecuación (4.7.5.2.1), se tiene,  $SM = 7.9 * 0.23 * 2^2 = 7.268 \text{ cm}^3$

Para la selección del perfil, usamos la guía que muestra la clasificadora Germanischer Lloyd, ver Anexo D.

En dichas tablas se puede ver que el más próximo para cumplir con el requerimiento para los refuerzos de los mamparos estancos es la platina 65x6 mm., siendo su módulo resistente de  $9 \text{ cm}^3$ . Además dicho perfil es comercial.

#### 4.7.5.3 Mamparos de tanques

**a. Enchapado:** En el Anexo B, tabla 2, se tiene que el espesor de la chapa debe ser de 4.5 mm.

**b. Refuerzos:** El módulo resistente estará dado por la fórmula (4.7.5.2.1), y el valor de  $N$  estará dado por la siguiente fórmula:

$$N = 1.00 * h * s \quad (4.7.5.3.1)$$

Reemplazando valores en la ecuación (4.7.5.3.1), se tiene:  $N = 1.00 * 2 * 0.5 = 1$

Reemplazando valores en la ecuación (4.7.5.2.1), se tiene:  $SM = 7.9 * 1 * 2^2 = 31.6 \text{ cm}^3$

Para la selección del perfil, usamos la guía que muestra la clasificadora Germanischer Lloyd, ver Anexo D.

En dichas tablas se puede ver que el más próximo para cumplir con el requerimiento para los refuerzos de los mamparos de tanque es la platina 110x8 mm., siendo su módulo resistente de  $31 \text{ cm}^3$ . Además dicho perfil es comercial.

#### **4.7.6. Perfiles**

##### **4.7.6.1 Disposición**

La disposición será del tipo transversal. En el cual la separación de los refuerzos entre cuadernas es menor que la separación entre vagras, también se puede decir que la distancia entre los refuerzos transversales es menor que la distancia entre los refuerzos longitudinales.

##### **4.7.6.2 Refuerzos armados longitudinales**

Las vigas armadas se colocarán de proa a popa, presentando una continuidad en el escantillonado, la separación entre ellas no excederán los cuatro (04) metros.

##### **4.7.6.3 Estructura de los túneles**

Serán mamparos no estancos, este será visto en la zona de los quillotes.

##### **4.7.6.4 Miembros de soporte del fondo y del costado**

**a. Escantillones:** El módulo resistente SM de la estructura transversal de fondo y costado, serán determinadas por la fórmula (4.7.5.2.1), y el valor de N por la fórmula (4.7.5.3.1).

Reemplazando valores en la ecuación (4.7.5.3.1), se tiene:  $N = 1.00 * 1 * 0.5 = 0.5$

Reemplazando valores en la ecuación (4.7.5.2.1), se tiene:  $SM = 7.9 * 0.5 * 1^2 = 3.95 \text{ cm}^3$

Para la selección del perfil, usamos la guía que muestra la clasificadora Germanischer Lloyd, ver Anexo D.

En dichas tablas se puede ver que el más próximo para cumplir con el requerimiento para los refuerzos de fondo y costado es la platina 50x6 mm., siendo su módulo resistente de  $6 \text{ cm}^3$ . Además dicho perfil es comercial.

#### 4.7.6.5 Longitudinales de fondo

El módulo resistente SM de los longitudinales de fondo, será determinado por la fórmula (5.7.4.2.1), y el valor de N por la fórmula siguiente:

$$N = 1.08 * h * s \quad (4.7.6.5.1)$$

Reemplazando valores en la ecuación (4.7.6.5.1), se tiene:  $N = 1.08 * 2 * 1 = 2.16$

Reemplazando valores en la ecuación (4.7.5.2.1), se tiene:  $SM = 7.9 * 2.16 * 1^2 = 17.06 \text{ cm}^3$

Para la selección del perfil, usamos la guía que muestra la clasificadora Germanischer Lloyd, ver Anexo D.

En dichas tablas se puede ver que el más próximo para cumplir con el requerimiento para los refuerzos es el perfil de 80x40x6 mm., siendo su módulo resistente de  $29 \text{ cm}^3$ . Además dicho perfil es comercial.

#### 4.7.6.6 Estructura del costado

El módulo resistente SM de los longitudinales de costado, será determinado por la fórmula (4.7.5.2.1), y el valor de N por la fórmula siguiente:

$$N = c * h * s \quad (4.7.6.6.1)$$

Dónde:

c: coeficiente apropiado al tipo de construcción como se observa en la siguiente figura.

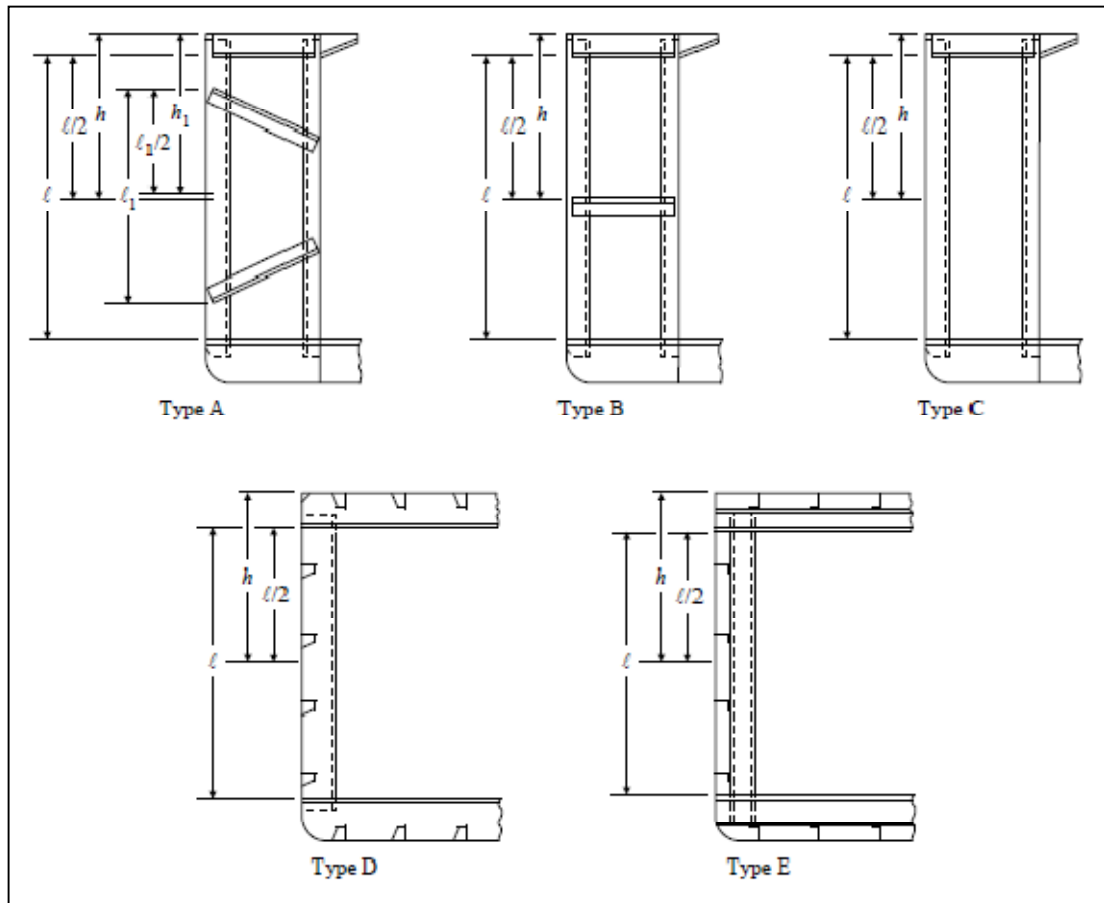


Fig. 4.9 Tipos de estructura para remolcadores, según las normas del ABS.

Donde:

Tipo A  $N=1.15 h_s$  (El mayor)

$N=2.00 h_1 s$

Tipo B  $N=1.30 h_s$

Tipo C  $N=1.45 h_s$

Tipo D  $N=1.00 h_s$

Tipo E  $N=1.00 h_s$

En el presente proyecto tenemos el caso Tipo D, por tanto el valor de  $c$  será de 1.

Reemplazando valores en la ecuación (4.7.6.6.1), se tiene:  $N = 1.00 * 1 * 0.7 = 0.7$

Reemplazando valores en la ecuación (4.7.5.2.1), se tiene:  $SM = 7.9 * 0.7 * 2^2 = 22.12 \text{ cm}^3$

Para la selección del perfil, usamos la guía que muestra la clasificadora Germanischer Lloyd, ver Anexo D.

En dichas tablas se puede ver que el más próximo para cumplir con el requerimiento para los refuerzos es el perfil de 80x40x6 mm., siendo su módulo resistente de  $29 \text{ cm}^3$ . Siendo el perfil comercial.

#### 4.7.6.7 Miembros de soporte de la cubierta

El módulo resistente  $SM$  de los soportes de la cubierta, será determinado por la fórmula (4.7.5.2.1), y el valor de  $N$  por la fórmula siguiente:

$$N = c * h * s \quad (4.7.6.7.1)$$

Donde:

$c$ : 0.7 en los espacios vacíos y 1.00 en los tanques

Reemplazando valores en la ecuación (4.7.6.7.1), se tiene:  $N = 1.00 * 1.2 * 1 = 1.2$

Reemplazando valores en la ecuación (4.7.5.2.1), se tiene:  $SM = 7.9 * 1.2 * 1^2 = 9.48 \text{ cm}^3$

Para la selección del perfil, usamos la guía que muestra la clasificadora Germanischer Lloyd, ver Anexo D.

En dichas tablas se puede ver que el más próximo para cumplir con el requerimiento para los refuerzos es el perfil de 80x40x6 mm., siendo su módulo resistente de 29 cm<sup>3</sup>.

#### 4.7.6.8 Baos

El módulo resistente SM de los baos, será determinado por la fórmula (4.7.5.2.1), y el valor de N por la fórmula siguiente:

$$N = c * h * s \quad (4.7.6.8.1)$$

Donde:

c: 0.56 por ser estructura transversal y 1.00 para zonas de tanques.

Reemplazando valores en la ecuación (4.7.6.8.1), se tiene:  $N = 1.00 * 1.2 * 0.5 = 0.6$

Reemplazando valores en la ecuación (4.7.5.2.1), se tiene:  $SM = 7.9 * 0.6 * 1^2 = 4.74 \text{ cm}^3$

Para la selección del perfil, usamos la guía que muestra la clasificadora Germanischer Lloyd, ver Anexo D.

En dichas tablas se puede ver que el más próximo para cumplir con el requerimiento para los refuerzos es el perfil de 50x6 mm., siendo su módulo resistente de 6 cm<sup>3</sup>. Además dicho perfil es comercial.

Obtenidos todos los escantillonados de las estructurales principales, al igual que las planchas, se puede dar inicio a realizar el plano de la sección maestra, para realizar los cálculos de esfuerzos, para ver si están dentro del límite permisible y si cumplen con las exigencias de las normas del ABS.

La siguiente figura muestra la vista de la sección transversal, en ella se puede ver la inclusión de los elementos longitudinales en los pontones y el quillote.

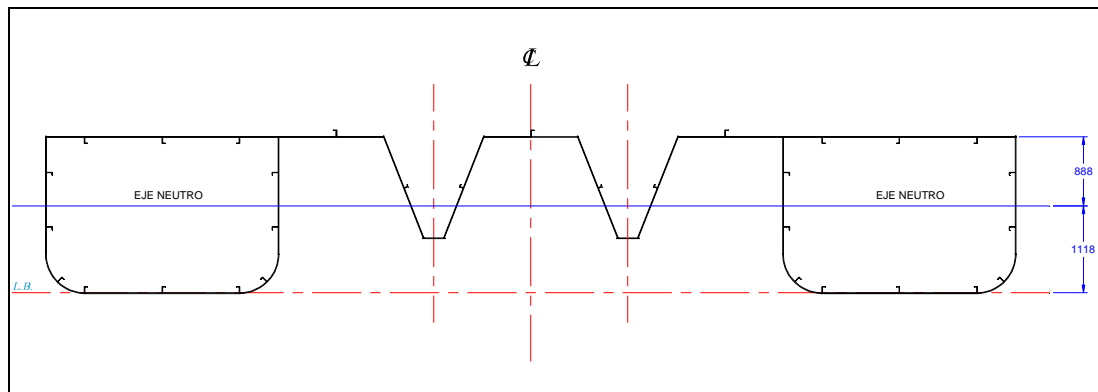


Fig. 4.10 Vista de la sección transversal del empujador fluvial tipo catamarán

En conclusión, realizado los cálculos para el enchapado del casco en base a las normas del ABS para embarcaciones de ríos, aplicado a nuestro empujador tipo catamarán, se tiene:

Planchas de fondo: 9 mm.

Planchas de pantoque: 9 mm.

Planchas de costado: 6 mm.

Planchas de cubierta: 6 mm.

Planchas de mamparos estancos: 4.5 mm.



Y en los perfiles, los siguientes:

Vagras: Perfil "L" de 80x40x6 mm.

Longitudinal de costado: Perfil "L" de 80x40x6 mm.

Esloras: Perfil "L" de 80x40x6 mm.

Varenga: Platina de 50x6 mm.

Bulárcama: Platina de 50x6 mm.

Baos: Platina de 50x6 mm.

Cualquier otra inclusión de un perfil, será evaluado en los análisis estructurales.

#### **4.7.7. Análisis de resistencia estructural de la sección maestra**

Reemplazamos los valores en la ecuación (3.10.1), para obtener el momento flector producido en una situación de quebranto.

$$M = P*L/4 = 95.55 \text{ Ton.} * 22 \text{ m.} / 4 = 525.53 \text{ Ton.} * \text{m.}$$

Este valor es desarrollado con las fórmulas (3.10.2), (3.10.3) y (3.10.4).

Obteniéndose los siguientes resultados:

$$SM \text{ quilla} = 0.397 \text{ m}^3$$

$$SM \text{ cubierta} = 0.500 \text{ m}^3$$

$$\sigma \text{ quilla} = 1.322 \text{ Kg./mm}^2.$$

$$\sigma \text{ cubierta} = 1.050 \text{ Kg./mm}^2.$$

Como podrá observarse, los esfuerzos de trabajo están con buen margen de seguridad, teniendo presente que los esfuerzos no deben de pasar los 10 Kg./mm<sup>2</sup>.

El Plano N°05 muestra mayores detalles.

Por otro lado, el modulo de sección requerida por la ABS también logra cumplirse, en efecto, se procede a realizar el plano de estructuras (Plano N°06).

Para el análisis de la estructura interna que une a los pontones, se analizó con un tramo equivalente bajo una carga distribuida de fuerzas dadas en la operación durante la navegación, siendo este tramo el más crítico. Dicho análisis se realizó con el programa Cosmos, para el cual se realizó el modelamiento de la estructura. A continuación se muestra la secuencia seguida.

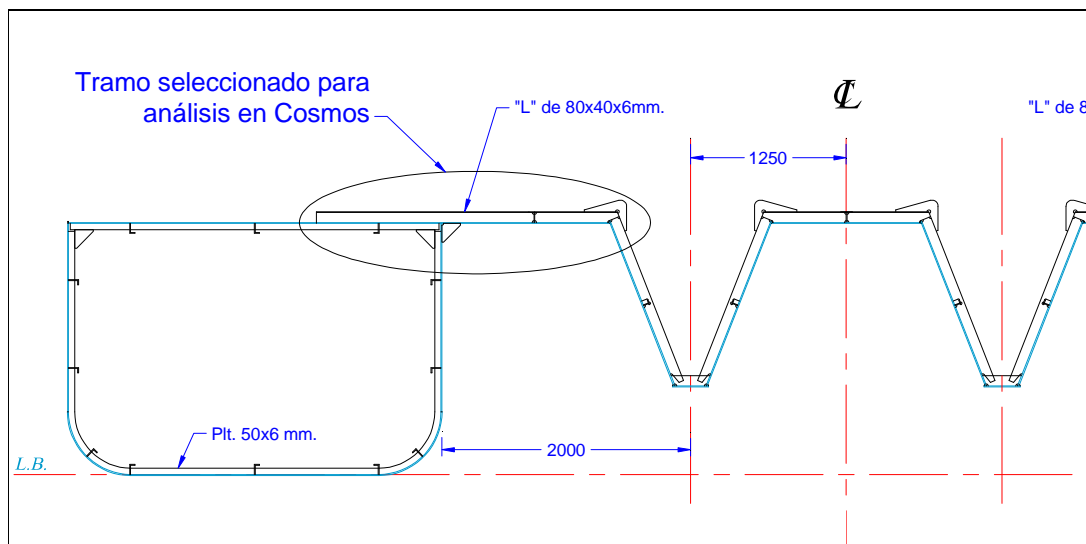


Fig. 4.11 Tramo seleccionado de la estructura interna.

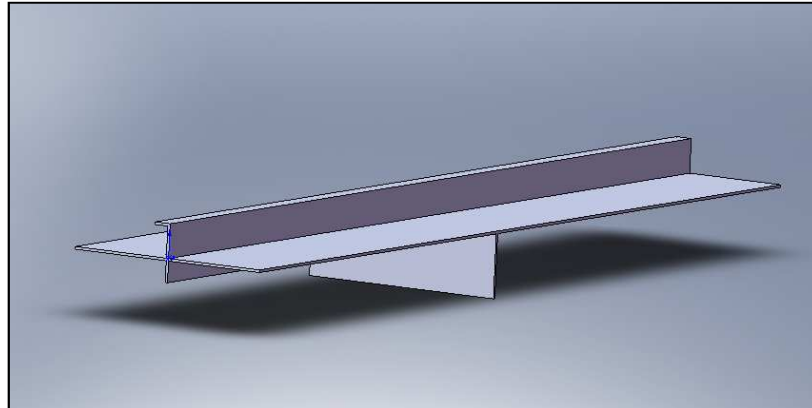


Fig. 4.12 Vista del tramo equivalente de la estructura interna.

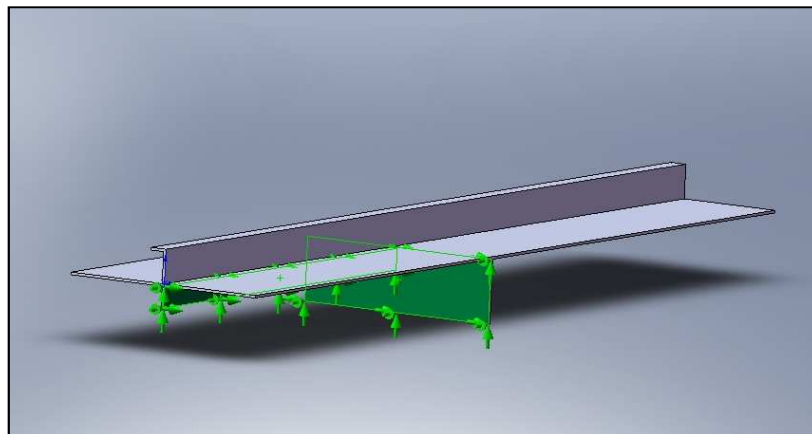


Fig. 4.13 Fijando las zonas de empotramiento.

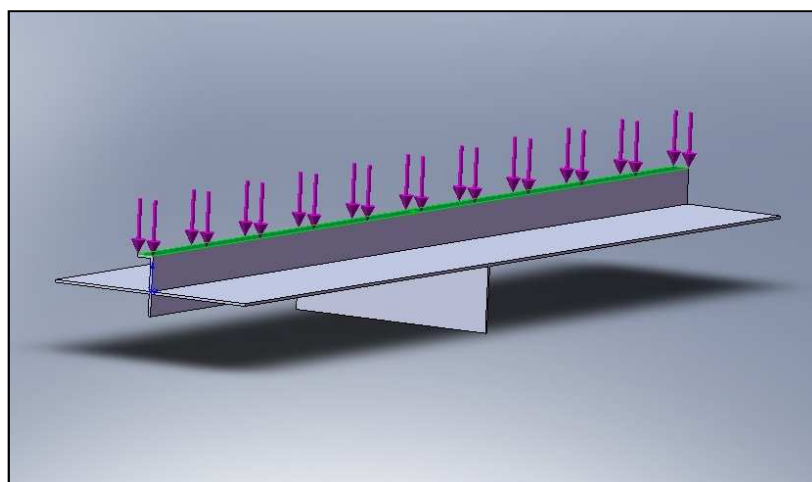


Fig. 4.14 Realizando la distribución de la carga.

Para determinar la carga aplicada, se tomó la carga total que va sobre la cubierta, es decir, el peso de los motores, el grupo electrógeno, aceites, etc., que sumado llega a un valor estimado de 6 TM, dividiendo este valor entre el número equivalentes de tramos seleccionados (18), se tiene que le corresponde la carga de 333.33 Kg.

El la figura anterior se muestra la distribución de carga de 5,000 Newton, este valor es de 0.5 toneladas métricas aplicado a este tramo, teniendo como resultado la siguiente figura.

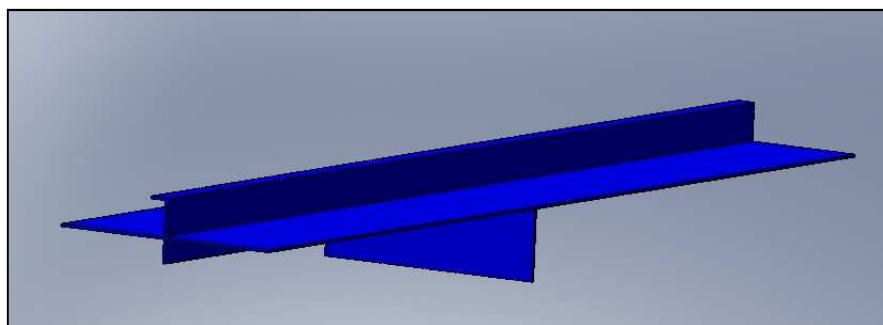


Fig. 4.15 Resultado del análisis con Cosmos

Se observa que no presenta zonas rojas, por tanto, no se llega a la zona de fluencia, siendo el factor de seguridad de 7.9, valor que considera las situaciones normales producidas en el río de la Amazonía peruana.

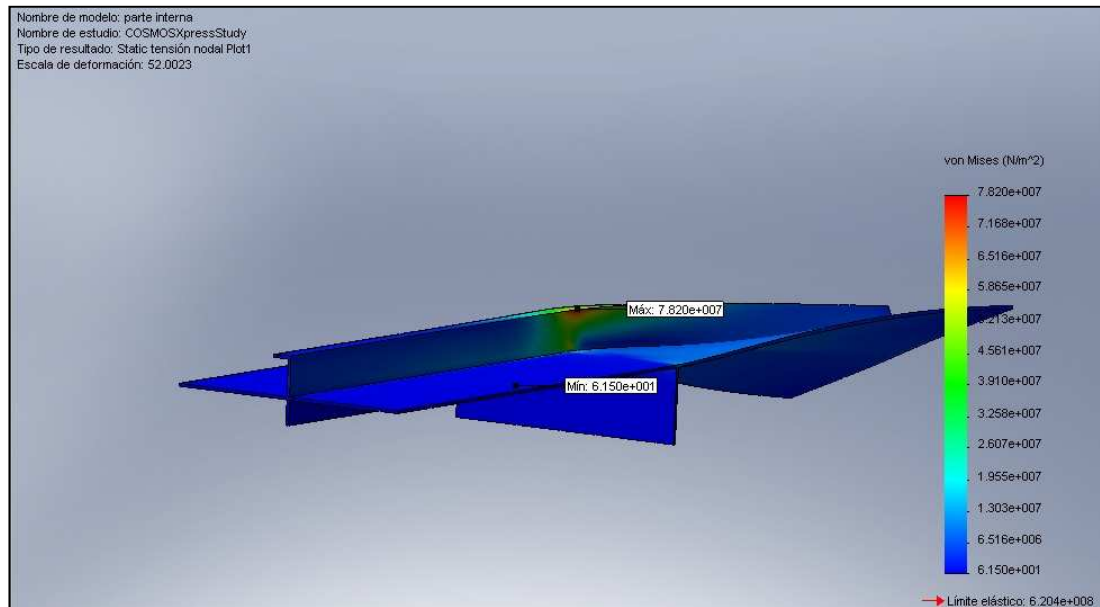


Fig. 4.16 Resultado del análisis con Cosmos con una escala de deformación de 52.

Con los resultados antes descritos, procedemos a realizar el Plano N°06, en donde se detallan las dimensiones de los perfiles del casco y la superestructura.

## 4.8. POTENCIA

### 4.8.1. Estimación de la potencia propulsora

Dicho cálculo es realizado en la (sección 4.2.2.) y (sección 4.2.3.1.), obteniéndose una potencia de 450 HP por motor, que en suma se tiene 900 HP, en el cual se utiliza la fórmula de Kari, siendo una de las mejores estimaciones al no contarse con la prueba de modelos.

## 4.8.2. Generación Eléctrica

### 4.8.2.1. Sistema Eléctrico

Para el presente proyecto del Empujador Fluvial, se toma las especificaciones dada por la empresa Celsa S.A., por ser conocida en el medio y brindar productos garantizados para la zona de navegación.

Para el tendido de cables eléctricos, usamos el Tipo NYY paralelos, que tiene una temperatura máxima de servicio de 80°C y una tensión máxima de servicio de 1Kv.

La formación será de 2 conductores dentro de un forro común.

A continuación presentamos el cálculo de los espesores para la disposición de las cargas dadas en el Empujador:

CUADRO N°14

DESCRIPCIÓN	CARGA (KW)	VOLTAJE (V)	f.d.p	AMPERAJE (A)	LONGITUD DE CABLES (m)	AMP. DE CORTO CIRCUITO (A)	ESPSOR POR CAIDA DE VOLTAJE (mm <sup>2</sup> )	ESPSOR POR CORTO CIRCUITO (mm <sup>2</sup> )	ESPSOR POR CAPACIDAD DE CORRIENTE (mm <sup>2</sup> )	ESPSOR REQUERIDO (mm <sup>2</sup> )	ESPSOR ENCONTRADO (mm <sup>2</sup> )
ALUMBRADO S.M.	0.08	220	1.00	0.26	8.00	5.14	0.07	0.01	1.50	1.50	1.50
TOMA CORRIENTES S.M.	0.25	220	0.70	0.80	8.00	16.07	0.16	0.05	1.50	1.50	1.50
EXTRACTOR S.M.	0.40	220	0.80	1.29	4.00	25.71	0.15	0.07	1.50	1.50	1.50
MOTOR ALTERNADOR AUXILIAR	2.00	220	0.80	6.43	3.00	128.57	0.55	0.37	1.50	1.50	1.50
VENTILADOR S.M.	0.50	220	0.80	1.61	5.00	32.14	0.23	0.09	1.50	1.50	1.50
ALUMBRADO CUB. PROA	0.24	220	1.00	0.77	20.00	15.43	0.55	0.04	1.50	1.50	1.50
ALUMBRADO CUB. POPA	0.16	220	1.00	0.51	12.00	10.29	0.22	0.03	1.50	1.50	1.50
FARO PIRATA	0.50	220	1.00	1.61	15.00	32.14	0.86	0.09	1.50	1.50	1.50
ALUMBRADO INTERIOR CASETA	0.04	220	1.00	0.13	10.00	2.57	0.05	0.01	1.50	1.50	1.50
E/BOMBA DE AGUAS SERVIDAS	0.40	220	0.80	1.29	5.00	25.71	0.18	0.07	1.50	1.50	1.50
ALUMBRADO EXTERIOR CASETA	0.08	220	1.00	0.26	12.00	5.14	0.11	0.01	1.50	1.50	1.50
TOMA CORRIENTES CASETA	0.50	220	0.70	1.61	16.00	32.14	0.64	0.09	1.50	1.50	1.50
ALUMBRADO DE EMERG. S.M.	0.08	24	1.00	3.33	8.00	16.67	0.95	0.05	1.50	1.50	1.50
TOMACORRIENTES S.M.	0.50	24	1.00	20.83	8.00	104.17	5.95	0.30	2.50	5.95	6.00
ALARMAS (CONTROL PLC)	0.60	24	1.00	25.00	7.00	125.00	6.25	0.36	2.50	6.25	10.00
LUCES DE NAVEGACION	0.20	24	1.00	8.33	6.00	41.67	1.79	0.12	1.50	1.79	2.50
ALUMBRADO INTERIOR CASETA	0.04	24	1.00	1.67	6.00	8.33	0.36	0.02	1.50	1.50	1.50
ALUMBRADO EXTERIOR CASETA	0.08	24	1.00	3.33	8.00	16.67	0.95	0.05	1.50	1.50	1.50
TOMACORRIENTES CASETA	0.10	24	1.00	4.17	12.00	20.83	1.79	0.06	1.50	1.79	2.50
EQUIPOS ELECTRONCOS	0.30	24	1.00	12.50	10.00	62.50	4.46	0.18	1.50	4.46	6.00
GRUPO ELECTROGENO 220VAC	5.00	220	0.80	16.07	5.00	321.42	1.99	0.92	1.50	1.99	2.50



Se consideraron los casos en donde el consumo es mínimo y el otro caso donde es máximo, al obtener el mínimo consumo debemos de cuidarnos que al seleccionar el grupo electrógeno, este no se carbonice, y el máximo para ver que todos los equipos funcionen correctamente. A continuación presentamos el siguiente cuadro en el cual se puede observar los niveles de consumo en el régimen correspondiente, en base al grupo electrógeno seleccionado. En el ANEXO C, brindamos el catálogo del grupo electrógeno seleccionado para la generación eléctrica, en este caso consta de una capacidad de 8 kW de potencia.

CUADRO N°16

<b>Capacidad de Generación</b>	<b>8.00 kW</b>
Consumo Mínimo	2.55 kW
Consumo Máximo	4.33 kW
% Min. Consumo	32%
% Max. Consumo	54%

#### 4.9. ESTIMACIÓN DEL PESO Y CENTRO DE GRAVEDAD

Una vez determinado las dimensiones principales del empujador, 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 coordinado, 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.



CUADRO N°18

Item	Descripción	Peso (Kg.)	X (m.)	Y (m.)	Z (m.)	Mx	My	Mz
01	METAL MECANICA							
01.01	CASCO							
01.01.01	PLANCHAJE (FONDO,PANTOQUE, BANDAS, CUBIERTA Y QUILLOTE)	39,981.00	0.47	0.00	1.15	18,791.07	0.00	45,978.15
01.01.02	MAMAPAROS	2,225.00	0.15	0.00	1.22	333.75	0.00	2,714.50
01.01.03	CUADERNAS, BAOS Y VARENGAS	8,412.00	0.45	0.00	1.18	3,785.40	0.00	9,926.16
01.01.04	REFUERZOS LONGITUDINALES DE BANDA, FONDO Y CUBIERTA	6,214.00	0.46	0.00	1.20	2,858.44	0.00	7,456.80
01.01.05	REFUERZO DE MAMPAROS	2,017.00	0.15	0.00	1.22	302.55	0.00	2,460.74
01.02	SUPERESTRUCTURA							
02.02.01	PLANCHAJE (1ER, 2DO, 3ER NIVEL Y CASETA)	6,547.00	3.39	0.00	6.01	22,194.33	0.00	39,347.47
02.02.02	REFUERZOS	1,266.00	3.40	0.00	6.21	4,304.40	0.00	7,861.86
02.02.02	BARANDAS	2,315.00	1.78	0.00	6.36	4,120.70	0.00	14,723.40
01.03	SISTEMA DE AMARRE					0.00	0.00	0.00
01.03.01	BASTIDOR	1,204.00	10.00	0.00	2.00	12,040.00	0.00	2,408.00
01.03.02	WINCHES	1,600.00	9.44	0.00	2.39	15,104.00	0.00	3,824.00
01.04	ACCESORIOS DE CUBIERTA							

01.04.01	BITAS	300.00	10.00	0.00	2.51	3,000.00	0.00	753.00
01.04.02	ESCOTILLA DE ACCESO A BODEGAS Y TANQUES (INC. ESCALERA)	660.00	10.00	0.00	2.00	6,600.00	0.00	1,320.00
02	INSTALACIONES HIDRAULICAS							
02.01	SISTEMA DE AGUA DE RIO							
02.01.01	LINEA CONTRA INCENDIO DE 2 1/2"	20.00	2.00	3.00	2.00	40.00	60.00	40.00
02.01.02	LINEA SUMINISTRO DE AGUA DE 1/2"	40.00	-2.23	-3.00	2.00	-89.20	-120.00	80.00
02.01.03	VALVULA COMPUERTA DE 2 1/2" ASTM A216 GRADO B	1.00	2.00	3.00	2.00	2.00	3.00	2.00
02.01.04	VALVULA CHECK DE 2 1/2" ASTM A216 GRADO B	0.30	-2.23	-3.00	2.00	-0.67	-0.90	0.60
02.02	SISTEMA DE COMBUSTIBLE							
02.02.01	LINEA DE COMBUSTIBLE DE MOTORES PRINCIPALES	9.00	-4.29	0.00	2.00	-38.61	0.00	18.00
02.02.02	ACCESORIOS DE 3/4" ASTM A216 GRADO B	6.00	-4.29	0.00	2.00	-25.74	0.00	12.00
02.02.03	VALVULAS COMPUERTAS DE 3/4" ASTM A216 GRADO B	5.00	-4.29	0.00	2.00	-21.45	0.00	10.00

02.03	SISTEMA NEUMATICO							
02.03.01	LINEA DE AIRE COMPRIMIDO DE 1"	12.00	-4.29	0.00	2.00	-51.48	0.00	24.00
02.03.02	ACCESORIOS DE 1" ASTM A216 GRADO B	1.50	-4.29	0.00	2.00	-6.44	0.00	3.00
02.03.03	VALVULA COMPUERTA DE 1" ASTM A216 GRADO B	0.25	-4.29	0.00	2.00	-1.07	0.00	0.50
02.04	MAQUINARIAS Y EQUIPOS							
02.04.01	MOTORES PRINCIPALES Y PROPULSION	3,300.00	-3.00	0.00	1.00	-9,900.00	0.00	3,300.00
02.04.02	ELECTROBOMBAS	50.00	-0.70	0.00	2.00	-35.00	0.00	100.00
02.04.03	EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO Y OTROS	180.00	3.39	0.00	6.01	610.20	0.00	1,081.80
03	INSTALACIONES ELECTRICAS							
03.01	ALIMENTACION Y DISTRIBUCION							
03.01.01	GRUPO ELECTROGENO 8KW	900.00	-0.90	-2.90	2.32	-810.00	-2,610.00	2,088.00
03.01.02	TABLEROS	135.00	-2.00	2.20	2.45	-270.00	297.00	330.75
03.01.03	CABLEADO	33.00	3.39	5.00	6.01	111.87	165.00	198.33
03.02	EQUIPOS COMPLEMENTARIOS							
03.02.01	LUCES DE NAVEGACION	2.00	4.86	0.00	12.00	9.72	0.00	24.00
03.02.02	LUMINARIA EXTERIOR	6.00	3.40	0.00	6.21	20.40	0.00	37.26

03.02.03	CANALETAS PARA CABLE	24.00	3.39	5.00	6.01	81.36	120.00	144.24
<b>04</b>	<b>SANITARIOS Y OTROS</b>							
<b>4.01</b>	<b>SANITARIOS</b>							
03.01.01	BAÑOS	140.00	0.42	-0.09	3.32	58.80	-12.60	464.80
03.01.02	MAYOLICAS	1,200.00	0.42	-0.09	3.32	504.00	-108.00	3,984.00
03.01.03	VÁLVULAS Y SUMIDEROS	6.00	0.42	-0.09	3.32	2.52	-0.54	19.92
<b>4.02</b>	<b>MUEBLES</b>					0.00	0.00	0.00
04.01.01	ESCRITORIOS Y GABETAS	600.00	3.39	0.00	5.55	2,034.00	0.00	3,330.00
04.01.02	MESAS	345.00	3.39	2.35	5.55	1,169.55	810.75	1,914.75
04.01.03	SILLAS	300.00	3.39	0.00	5.55	1,017.00	0.00	1,665.00
04.01.04	DORMITORIOS	450.00	3.39	0.00	5.55	1,525.50	0.00	2,497.50
						89,371.90	-1,396.29	160,144.53
	<b>DESPLAZAMIENTO EN ROSCA (Kg.)</b>	<b>80,507.05</b>						
	<b>CENTRO DE GRAVEDAD (m.)</b>		<b>1.11</b>	<b>-0.02</b>	<b>1.99</b>			

## 4.10. SISTEMA DE PROPULSIÓN

### 4.10.1 Determinación del diámetro del eje de propulsión

Para dicho cálculo emplearemos las fórmulas dadas por el fabricante de ejes y del ABS, siendo las siguientes:

**Ecuaciones del Fabricante:**

$$D = \sqrt[3]{\frac{321,000 \times SHP \times S.F.}{S_y \times N}} \quad (4.10.1.1)^{12}$$

Donde:

D: Diámetro del eje [Inch.]

P: Caballos de fuerza en el eje [SHP.]

S.F.: Factor de seguridad [ ]

S<sub>y</sub>: Esfuerzo de fluencia [PSI]

N: Velocidad del eje [RPM]

El fabricante recomienda que el factor de seguridad sea de 3. Entonces, reemplazamos valores en la ecuación (4.10.1.1)

Seleccionamos el esfuerzo a la torsión por ser el más débil, siendo el material C1045.

$$D = \sqrt[3]{\frac{321,000 \times 450 \times 3}{30,022 \times 297}} = 3.64''$$

**Ecuación dada por la ABS:**

$$D = C * \sqrt[3]{\frac{K * H}{R}} \quad (4.10.1.2.)$$

Donde:

D: Diámetro del eje [mm.]

H: Potencia en el freno a la velocidad de régimen [EHP.]

R: RPM a la velocidad de régimen

---

<sup>12</sup> Anexo C, Catalogo de ejes.

K: 58

C: 22.85

Reemplazando en la ecuación (4.10.1.2), se tiene:

$$D = 22.85 * \sqrt[3]{\frac{58*450}{297}} = 101.58 \text{ mm.} = 4''$$

Por tanto, escogemos el mayor de ellos, siendo el valor obtenido por la clasificadora.

#### 4.10.2 Determinación del diámetro de la hélice

Hacemos uso de los gráficos mostrados en la sección 3.13.2.4, en el cual se tienen las siguientes ecuaciones:

$$D = Va/\delta * n \quad (4.10.2.1)$$

Donde:

D: diámetro de la hélice [m.]

Va: Velocidad de arrastre [m/seg.]

$\delta$ : Coeficiente de diámetro [ ]

n: Revoluciones de la hélice por segundo

$$Cb = \frac{\sqrt{HPa*n}}{Va^{2.5}} \quad (4.10.2.2)$$

Donde:

Cb: coeficiente de carga [ ]

HPa: Potencia efectiva sobre la hélice [Kg\*m/s.]

Tenemos que para los remolcadores de dos hélices la velocidad de arrastre es de 88% de la velocidad de la embarcación.

Siendo la velocidad de diseño de siete (07) nudos.

Reemplazando valores se tiene:

$$V_a = 0.88 * 7 \text{ nudos} = 6.16 \text{ nudos} = 3.17 \text{ m/s.}$$

El motor seleccionado nos da un régimen de 1800 RPM a 454 HP de potencia indicada. Ahora, nuestra caja de reducción es de 1:6.05, modelo MG-6600 DC, dándonos una reducción de 297 RPM = 4.95 RPS en la hélice y siendo una potencia sobre la hélice de  $0.95 * IHP = 431HP$ , siendo  $HP_a = 43.1Kg * m/s$ . Reemplazando estos valores en la ecuación (4.10.2.2) se tiene:

$$Cb = \frac{\sqrt{43.1 * 4.95}}{3.17^{2.5}} = 1.81 \text{ y de las curvas mostradas en la sección (3.13.2.4) se tiene que el}$$

coeficiente de diámetro es de 0.6, reemplazando este valor en la ecuación (4.10.2.1) se tiene que el diámetro es de 1.06 metros, obteniéndose una eficiencia del 60% y la relación de P/D de 0.8.

Para ver los niveles de cavitación nos guiamos de la sección 3.13.2.7, en el cual se muestra una gráfica en el cual se puede ver las zonas de cavitación de la hélice de tres palas.

Para entrar a las curvas, necesitamos el coeficiente de diámetro, el cual fue calculado anteriormente, siendo su valor de 0.60, además el valor de la relación paso-diámetro (P/D) que también ha sido calculado anteriormente, siendo su valor de 0.80, con estos valores entramos a las curvas y determinamos que existe un determinado grado de cavitación, siendo el coeficiente de cavitación igual a 14. Para evitar la cavitación, la velocidad en régimen de trabajo debe ser de 9 nudos, en efecto se tendría un coeficiente

de diámetro de 0.80 y la relación de paso-diámetro de 1.00, donde se puede ver que el coeficiente de cavitación es de 31, cayendo en la zona sin cavitación. Sin embargo, al aumentar la velocidad se requiere mayor energía, por tanto, es aceptable la primera opción en vista que los niveles de cavitación son bajos.

El plano N°09 indica las características principales del sistema de propulsión.

#### **4.10.3 Determinación del squat**

La navegación de un buque en un canal de aguas poco profundas produce un efecto hidrodinámico conocido como efecto SQUAT, no es en términos teóricos un aumento del calado pero sí una reducción del margen de seguridad bajo la quilla, al respecto, para fines prácticos actúa como un aumento de calado. Si la velocidad es cero el efecto desaparece.

**Explicación:** El agua empujada por el buque en su avance retorna por los costados hacia la popa y por debajo del casco llenando el vacío que produce el desplazamiento en el largo del canal. Dado que se trata de una zona de poca profundidad los filetes de agua se aceleran en la zona circundante del casco, este origina una disminución de la presión y por tanto un descenso o acercamiento de la quilla al fondo (Cumpliendo los fenómenos que describe la ecuación de Bernoulli).



Las formas del casco alternan el efecto, los buques con coeficiente de bloque próximo a 1 (formas más llenas) tienden a hundir más su proa mientras que los de formas afinadas tienden a hundir la popa.

Otra consecuencia de este fenómeno es el aumento del tamaño de la ola formada por el avance del buque. La aparición en popa de un "bigote" u ola de popa más significativa es un claro indicio de haber ingresado a aguas poco profundas.

La fórmula fue obtenida por el Doctor C.B. Barrass, del Dept. of Maritime Studies, del Liverpool Polytechnic, como resultado del análisis de 300 casos en laboratorio con modelos a escala y otros de la práctica real. Obteniéndose la siguiente fórmula para aguas pocas profundas:

$$h = \frac{V^2}{50} \times Cb \quad (4.10.3.1)$$

Donde:

h: valor del efecto Squat [m.]

V: velocidad de buque [nudos]

Cb: coeficiente de block o bloque [ ]

Por tanto, se tiene que el efecto de "aumento de calado" es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad y al coeficiente de block.

Reemplazando datos en la fórmula (4.10.3.1), se tiene:

$$h = \frac{7^2}{50} \times 0.35 = 0.343 \text{ m}$$

Este valor debe ser de conocimiento del Capitán, para evitar las zonas donde el nivel de agua es demasiado bajo y se produzca el efecto Squat. Para navegación libre de Squat, la el nivel de profundidad del río debe ser superior a la suma del Squat y el calado máximo.

#### 4.11. SISTEMA DE GOBIERNO

Hacemos referencia a la sección (3.14), y determinamos que el área de la hélice debe ser del 3% del área proyectada del casco hacia el plano diametral, siendo el porcentaje clasificado para tener buen gobierno.

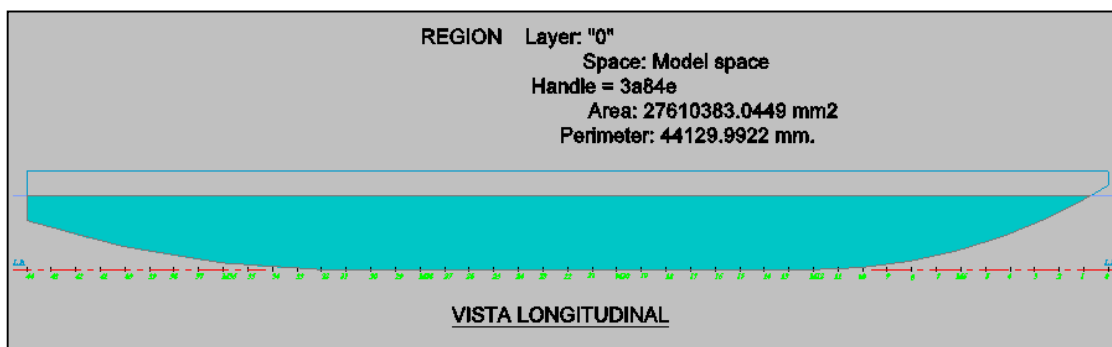


Fig. 4.1 Área proyectada de la zona sumergida del casco del empujador tipo catamarán hacia el plano diametral.

La figura anterior muestra el cálculo con las herramientas del AutoCad, para determinar el área sumergida proyectada, siendo el área de 27.6 m<sup>2</sup>, entonces el 3% vendría ser 0.828 m<sup>2</sup>.

El cálculo anterior vendría ser para el control del empujador, sin embargo falta considerar a las barcazas, para ello determinaremos el área proyectada de una de ellas. La dimensión de cada barcaza es de 78.00x15.00x4.55m., además se considera que la carga transportada tiene una densidad de 950 Kg./m<sup>3</sup>, correspondiente al crudo, por

tanto, en 20,000 barriles se tiene 2,312.54 m<sup>3</sup>, siendo su peso de 2,197 toneladas de carga, además el peso estimado de la propia barcaza es de 532 toneladas, asiendo en suma 2,729 toneladas, y a este peso le corresponde a la barcaza un calado de 2.90 m. El siguiente gráfico muestra el perfil de la barcaza.

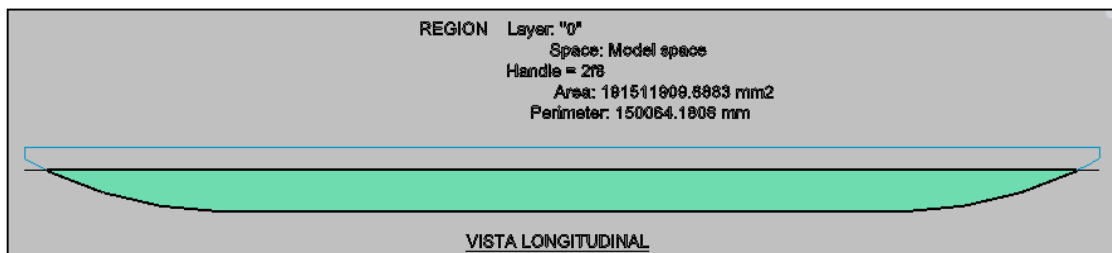


Fig. 4.2 Área proyectada del la zona sumergida del casco la barcaza hacia el plano diametral.

Se tiene que el área proyectada es de 191.51 m<sup>2</sup>, entonces para tener el control se requiere el 3%, determinándose el área de pala correspondiente a esta barcaza de 5.75 m<sup>2</sup>, por tanto, al tener un empujador y dos barcazas, se tiene, área de la pala igual a  $0.83+5.75+5.75 = 12.33$  m<sup>2</sup>. Esto quiere decir, si se tiene una pala el área de esta debe ser de 12.33 m<sup>2</sup>, este valor es demasiado para la dimensión del empujador, sin embargo, es posible dividir las en dos partes y por otro lado disminuir la capacidad de maniobra llevándolo al mínimo requerido, y para esto tomaremos el 2% del área proyectada, obteniéndose 8.22 m<sup>2</sup>, por tanto, cada pala de timón debe tener un área de 4.11 m<sup>2</sup>. De los apuntes tomados en clase de Proyectos Navales se tiene que el área de la pala debe estar entre  $L \cdot T / 20$  a  $L \cdot T / 12$ , reemplazando los valores se tiene que el área de pala debe estar entre 1.65 y 2.75 m<sup>2</sup>, es decir si consistiesen de una sola pala, pero al disponer de dos, será entre 0.82 y 1.37 m<sup>2</sup>.

Para determinar el valor final, realizaremos una ponderación, haciendo que el valor obtenido con la fórmula de los apuntes de Proyectos Navales se de peso dos y el otro de peso uno. Tomando el máximo valor y lo promediamos para tener un valor que se ajuste a ambos, se tendrá entonces  $(1.37*2+4.11)/3 = 2.28 \text{ m}^2$ .

Luego tomamos un balance del 25% de la superficie del timón, para la ubicación del eje. En efecto tenemos la siguiente disposición:

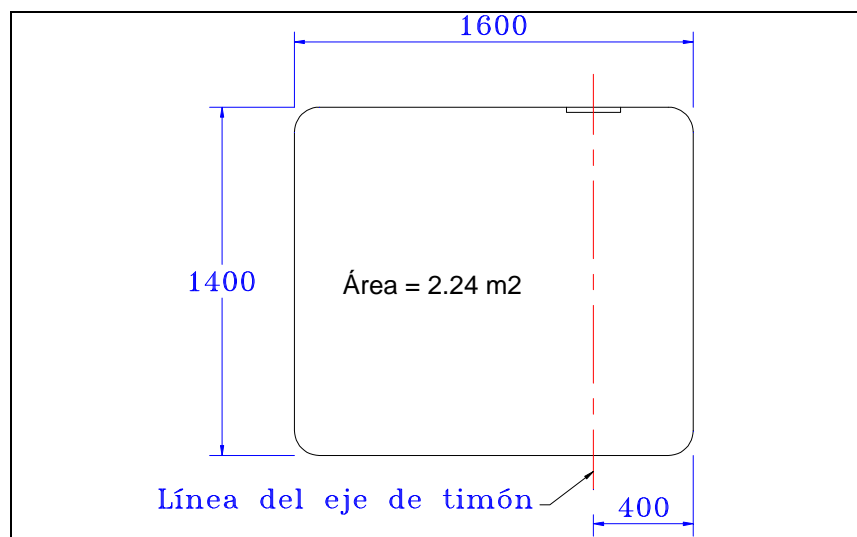


Fig. 4.3 Acotamiento de la pala de timón.

El Plano N°10 muestra los detalles estructurales.

#### 4.12. 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. Además solo se considerará al empujador, más no al

convoy, debido a que la parte más crítica corresponde al empujador. 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 al empujador tipo catamarán serán:

1. El área bajo la curva de brazos adrizantes (curva de brazos GZ) no será inferior a 0,055 m.rad hasta un ángulo de escora  $\theta = 30^\circ$  ni inferior a 0,09 m.rad hasta un ángulo de escora  $\theta = 40^\circ$  o hasta el ángulo de inundación  $\theta_f$  si éste es inferior a  $40^\circ$ . Además, el área bajo la curva de brazos adrizantes (curva de brazos GZ) entre los ángulos de escora de  $30^\circ$  y  $40^\circ$  o de  $30^\circ$  y  $\theta_f$ , si este ángulo es inferior a  $40^\circ$ , no será inferior a 0,03 m.rad.
2. El brazo adrizante GZ será como mínimo de 0,20 m a un ángulo de escora igual o superior a  $30^\circ$ .
3. El brazo adrizante máximo corresponderá a un ángulo de escora preferiblemente superior a  $30^\circ$  pero no inferior a  $25^\circ$ .
4. La altura metacéntrica inicial  $GMO$  no será inferior a 0,15 m.



CUADRO N°20

ESTABILIDAD				TRIMADO			
ZG			1.190 m.	XB			0.099 m.
KB			0.520 m.	XG			1.110 m.
BMt			29.611 m.	XBG			1.011 m.
GG' Corrección. por S.L.			0.000 m.	ML=D.XBG			-81.396 ton-m.
KGc = ZG + GG'			1.190 m.	MT1			5288.822 ton-m/m.
KMt = KB + BMt			30.131 m.	Asiento = ML/MT1			-0.015 m.
<b>GMt (corregido) = KMt - KGc</b>			<b>28.941 m.</b>	XF			0.250 m.
KML			38.719 m.	Long. plano de flotación			20.280 m.
GML			37.529 m.	Calado medio : Hm			0.933 m.
Superficie libre			0.000 m.	Calado a popa: Hpp			0.925 m.
GML corregido			37.529 m.	Calado a proa: Hpr			0.940 m.
MT1			52.888 ton-m/cm	Francobordo FB			1.067 m.

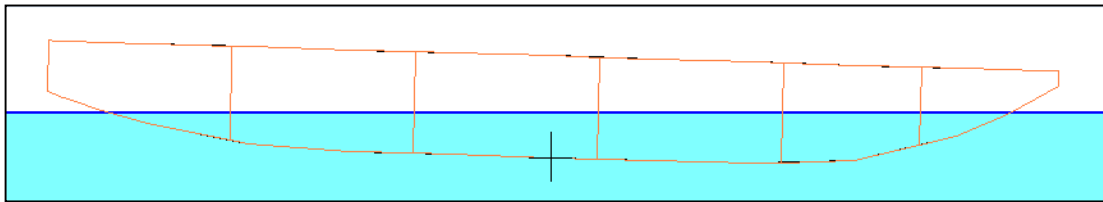


Fig. 4.18 Vista longitudinal en la condición en rosca.

CUADRO N°21

ANGULO ( $\sigma$ )	ESTABILIDAD ESTÁTICA				ESTABILIDAD DINÁMICA			
	KN	Sen $\sigma$	KGc*Sen $\sigma$	GZc	DINÁMICA PARCIAL	DINÁMICA TOTAL	MINIMOS RAHOLA	BRAZO ESCORANTE
	(m)		(m)	(m)	m-rad	m-rad	m-rad	(m)
0	0.000	0.0000	0.0000	-0.020	-0.0017	-0.0017		0.0200
10	4.539	0.1736	0.2032	4.316	0.3738	0.3720		0.0197
20	4.828	0.3420	0.4002	4.410	0.7591	1.1311		0.0188
30	4.660	0.5000	0.5850	4.058	0.7366	1.8678	0.055	0.0173
40	4.080	0.6428	0.7521	3.313	0.6412	2.5090	0.090	0.0153
50	3.457	0.7660	0.8963	2.547	0.5098	3.0188		0.0129
60	2.763	0.8660	1.0132	1.740	0.3730	3.3918		0.0100

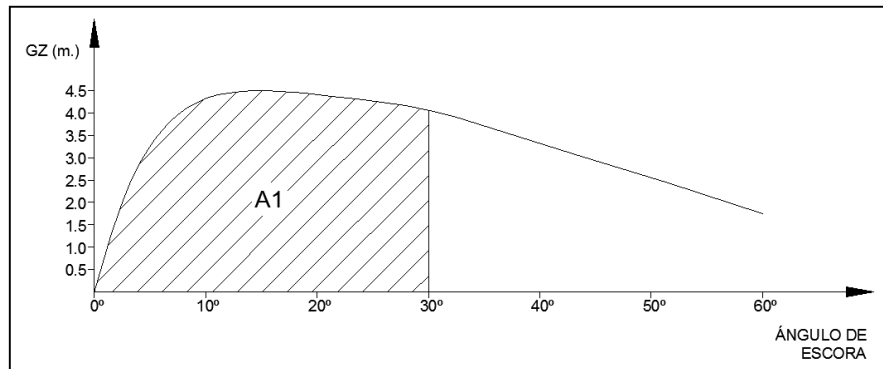


Fig. 4.19 Área hasta un ángulo de escora de 30°.

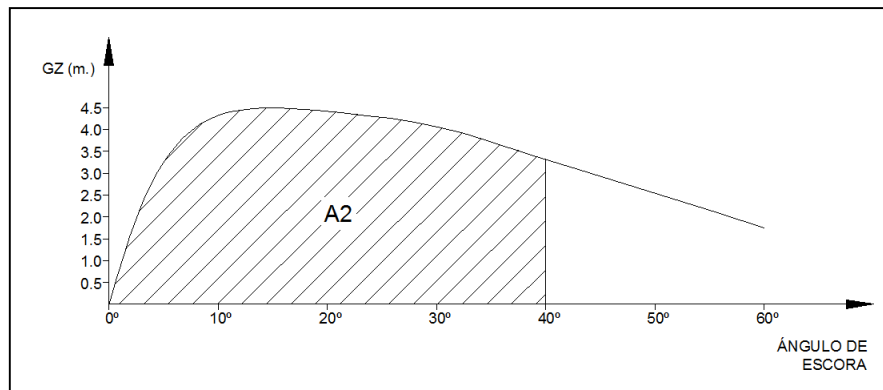


Fig. 4.20 Área hasta un ángulo de escora de 40°.

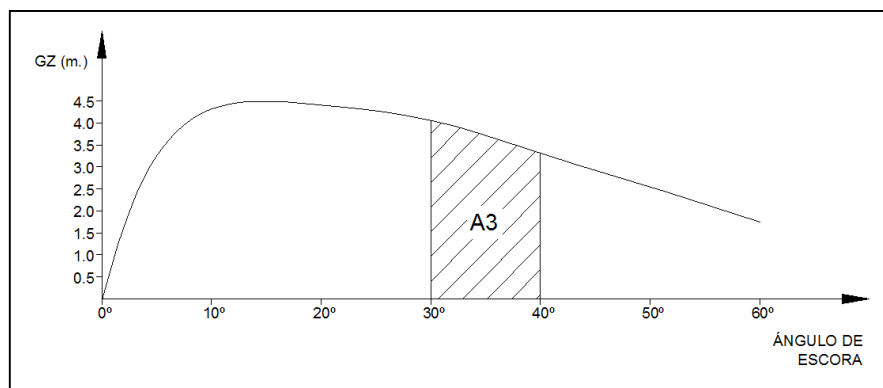


Fig. 4.21 Área entre los ángulos de escora de 30 y 40°.



CUADRO N°22

Item	Criterios OMI	Resultados del Empujador			Observaciones
1	$A1(30^\circ) > 0.055 \text{ rad} \cdot \text{m}$	A1=	1.87	rad*m	Cumple con el criterio
2	$A2(40^\circ) > 0.090 \text{ rad} \cdot \text{m}$	A2=	2.51	rad*m	Cumple con el criterio
3	$A3(30^\circ-40^\circ) > 0.030 \text{ rad} \cdot \text{m}$	A3=	0.64	rad*m	Cumple con el criterio
4	$GZ_{\min} = 0.20 \text{ m}$ para $\theta=30^\circ$	$GZ_{\min}=$	4.06	m	Cumple con el criterio
5	$GZ_{\max}$ debe estar para $\theta \geq 30^\circ$	Ángulo donde $GZ_{\max}=$	20.00	°	No cumple con criterio
6	$GMo \geq 0.15 \text{ m}$	$GMo=$	28.94	m	Cumple con el criterio

## 4.12.2. Condición Intacta a 100% de consumibles

CUADRO N°23

Eslora:	22.00 m	PESO	CENTRO DE GRAVEDAD						P.S.L.	
			Manga :	12.50 m	EN	VERTICAL S/B		LONGITUDINAL		TRANSVERSAL
						Puntal:	2.00 m	TM		SECCION MEDIA
DESIGNACION		ZG	MOMENTO	XG	MOMENTO				YG	MOMENTO
		80.50	1.190	95.795	1.110	89.355	0.020	1.610	0.000	
		0.90	5.900	5.310	3.150	2.835	0.000	0.000	0.000	
		11.55	0.520	6.006	-4.900	-56.595	-4.600	-53.130	0.054	
		11.55	0.520	6.006	-4.900	-56.595	4.600	53.130	0.054	
		10.00	0.510	5.100	-0.980	-9.800	-4.710	-47.100	0.054	
		10.00	0.510	5.100	-0.980	-9.800	4.710	47.100	0.054	
		5.85	0.550	3.218	6.420	37.557	-4.750	-27.788	0.040	
		5.85	0.550	3.218	6.420	37.557	4.750	27.788	0.040	
		2.03	9.000	18.225	1.750	3.544	0.000	0.000	0.000	
		0.16	2.350	0.376	-2.000	-0.320	0.000	0.000	0.000	
		0.80	2.320	1.856	-8.000	-6.400	1.000	0.800	0.000	
		<b>139.19</b>	<b>1.079</b>	150.209	<b>0.225</b>	31.338	<b>0.017</b>	2.410	0.297	

CUADRO N°24

ESTABILIDAD		TRIMADO	
ZG	1.079 m.	XB	0.230 m.
KB	0.813 m.	XG	0.225 m.
BMt	17.702 m.	XBG	-0.005 m.
GG' Corrección. por S.L.	0.297 m.	ML=D.XBG	0.639 ton-m.
KGe = ZG + GG'	1.376 m.	MT1	6244.674 ton-m/m.
KMt = KB + BMt	18.515 m.	Asiento = ML/MT1	0.000 m.
<b>GMt (corregido) = KMt - KGe</b>	<b>17.138 m.</b>	XF	0.592 m.
KML	25.815 m.	Long. plano de flotación	21.590 m.
GML	24.736 m.	Calado medio : Hm	1.481 m.
Superficie libre	0.000 m.	Calado a popa: Hpp	1.481 m.
GML corregido	24.736 m.	Calado a proa: Hpr	1.481 m.
MT1	62.447 ton-m/cm	Francobordo FB	0.519 m.

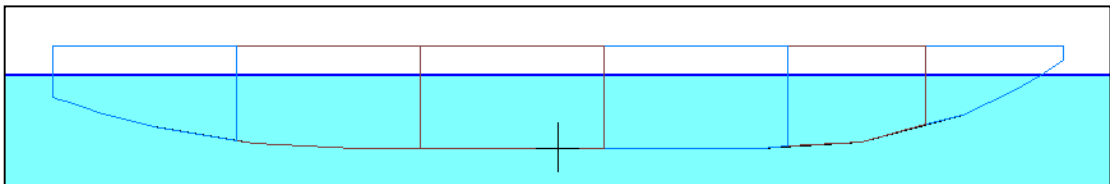


Fig. 4.22 Vista longitudinal en la condición en 100% consumibles.

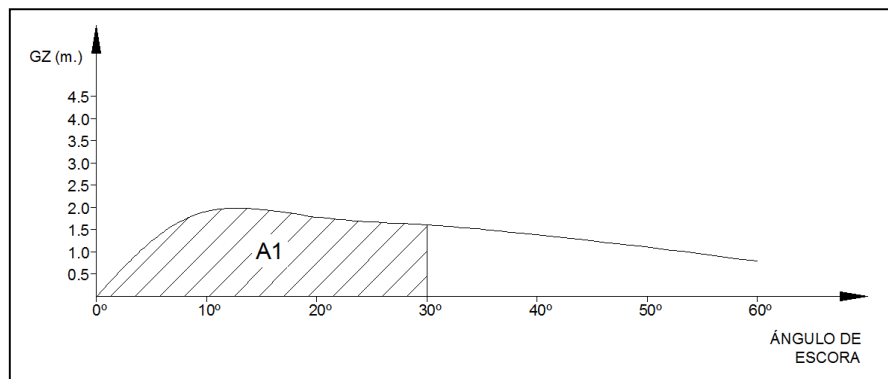


Fig. 4.22 Área hasta un ángulo de escora de 30°.

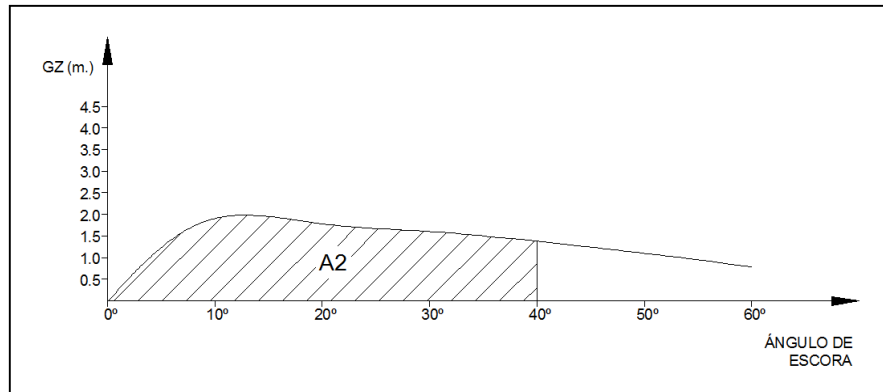


Fig. 4.23 Área hasta un ángulo de escora de 40°.

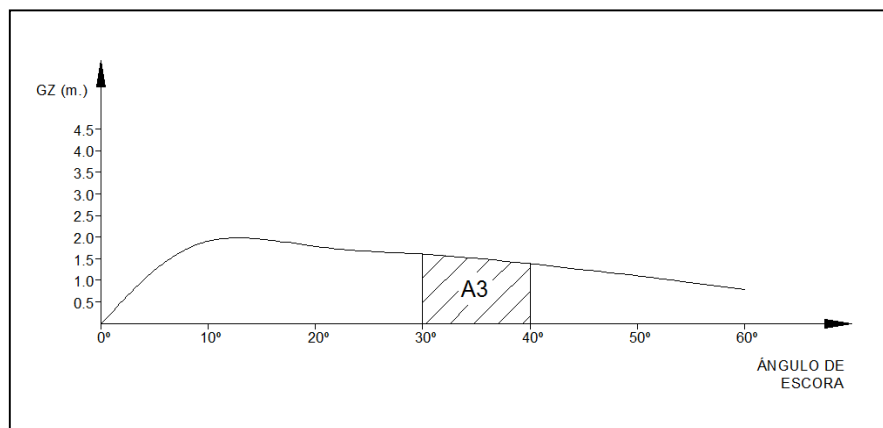


Fig. 4.24 Área entre los ángulos de escora de 30 y 40°.

CUADRO N°25

Item	Criterios OMI	Resultados del Empujador			Observaciones
1	$A1(30^\circ) > 0.055 \text{ rad} \cdot \text{m}$	A1=	0.78	rad*m	Cumple con el criterio
2	$A2(40^\circ) > 0.090 \text{ rad} \cdot \text{m}$	A2=	1.04	rad*m	Cumple con el criterio
3	$A3(30^\circ-40^\circ) > 0.030 \text{ rad} \cdot \text{m}$	A3=	0.26	rad*m	Cumple con el criterio
4	$GZ_{\min} = 0.20\text{m}$ para $\theta=30^\circ$	$GZ_{\min}=$	1.60	m	Cumple con el criterio
5	$GZ_{\max}$ debe estar para $\theta \geq 30^\circ$	Ángulo donde $GZ_{\max}=$	10.00	°	No cumple con criterio
6	$GM_o \geq 0.15\text{m}$	$GM_o=$	17.14	m	Cumple con el criterio

### 4.12.3. Condición Intacta a 50% de consumibles

CUADRO N°26

Eslora:	22.00 m	PESO	CENTRO DE GRAVEDAD						P.S.L.	
			Manga :	12.50 m	EN	LONGITUDINAL		TRANSVERSAL		
						Puntal:	2.00 m	TM		SECCION MEDIA
DESIGNACION		ZG	MOMENTO	XG	MOMENTO				YG	MOMENTO
Desplazamiento en rosca		80.50	1.190	95.795	1.110	89.355	0.020	1.610	0.000	
Dotación		0.90	5.900	5.310	3.150	2.835	0.000	0.000	0.000	
Tanque N°01 (Cap. 17.15 TM)		8.20	0.260	2.132	-4.900	-40.180	-4.600	-37.720	0.054	
Tanque N°02 (Cap. 17.15 TM)		8.20	0.260	2.132	-4.900	-40.180	4.600	37.720	0.054	
Tanque N°03 (Cap. 20 TM)		5.00	0.255	1.275	-0.980	-4.900	-4.710	-23.550	0.054	
Tanque N°04 (Cap. 20 TM)		5.00	0.255	1.275	-0.980	-1.250	4.710	23.550	0.054	
Tanque N°05 (Cap. 13.55 TM)		0.50	0.275	0.138	6.420	0.883	-4.750	-2.375	0.040	
Tanque N°06 (Cap. 13.55 TM)		0.50	0.275	0.138	6.420	0.883	4.750	2.375	0.040	
Tanque de Agua		1.01	9.000	9.113	1.750	15.947	0.000	0.000	0.000	
Tanque de Aceite		0.08	2.350	0.188	-2.000	-0.376	0.000	0.000	0.000	
Provisiones		0.40	2.320	0.928	-8.000	-7.424	1.000	0.400	0.000	
		<b>110.29</b>	<b>1.074</b>	<b>118.423</b>	<b>0.141</b>	<b>15.593</b>	<b>0.018</b>	<b>2.010</b>	<b>0.297</b>	

CUADRO N°27

ESTABILIDAD				TRIMADO			
ZG			1.074 m.	XB			0.156 m.
KB			0.672 m.	XG			0.141 m.
BMt			17.843 m.	XBG			-0.015 m.
GG' Corrección. por S.L.			0.297 m.	ML=D.XBG			1.627 ton-m.
KGc = ZG + GG'			1.371 m.	MT1			5844.497 ton-m/m.
KMt = KB + BMt			18.515 m.	Asiento = ML/MT1			0.000 m.
GMt (corregido) = KMt - KGc			<b>17.144 m.</b>	XF			0.413 m.
KML			30.408 m.	Long. plano de flotación			21.100 m.
GML			29.334 m.	Calado medio : Hm			1.215 m.
Superficie libre			0.297 m.	Calado a popa: Hpp			1.215 m.
GML corregido			29.631 m.	Calado a proa: Hpr			1.215 m.
MT1			58.445 ton-m/cm	Francobordo FB			0.785 m.

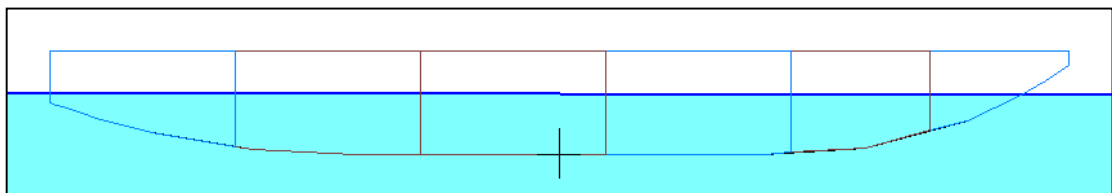


Fig. 4.25 Vista longitudinal en la condición en 50% consumibles.

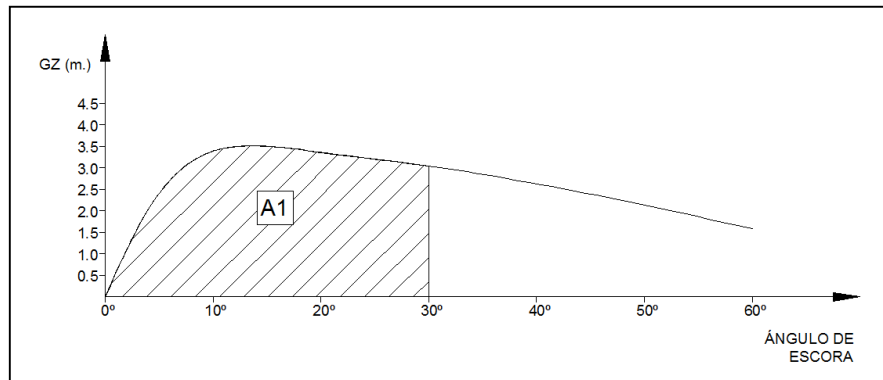


Fig. 4.26 Área hasta un ángulo de escora de 30°.

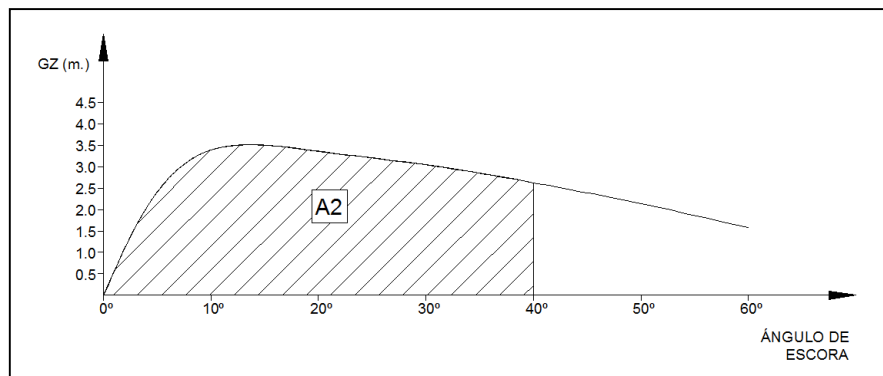


Fig. 4.27 Área hasta un ángulo de escora de 40°.

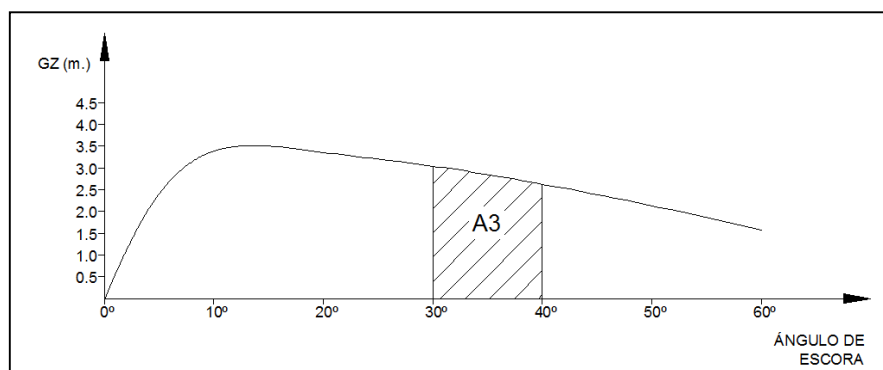


Fig. 4.28 Área entre los ángulos de escora de 30 y 40°.



CUADRO N°30

ESTABILIDAD				TRIMADO			
ZG			1.186 m.	XB			0.107 m.
KB			0.556 m.	XG			0.746 m.
BMt			26.785 m.	XBG			0.639 m.
GG' Corrección. por S.L.			0.297 m.	ML=D.XBG			-55.713 ton-m.
KGc = ZG + GG'			1.483 m.	MT1			5502.554 ton-m/m.
KMt = KB + BMt			27.341 m.	Asiento = ML/MT1			-0.010 m.
<b>GMt (corregido) = KMt - KGc</b>			<b>25.858 m.</b>	XF			0.266 m.
KML			36.172 m.	Long. plano de flotación			20.640 m.
GML			34.986 m.	Calado medio : Hm			0.998 m.
Superficie libre			0.297 m.	Calado a popa: Hpp			0.993 m.
GML corregido			35.283 m.	Calado a proa: Hpr			1.004 m.
MT1			55.026 ton-m/cm	Francobordo FB			1.002 m.

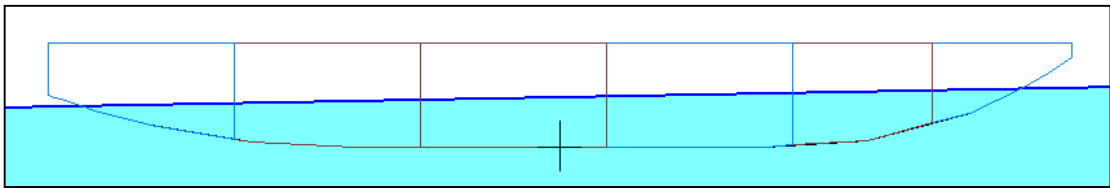


Fig. 4.29 Vista longitudinal en la condición en 10% consumibles.

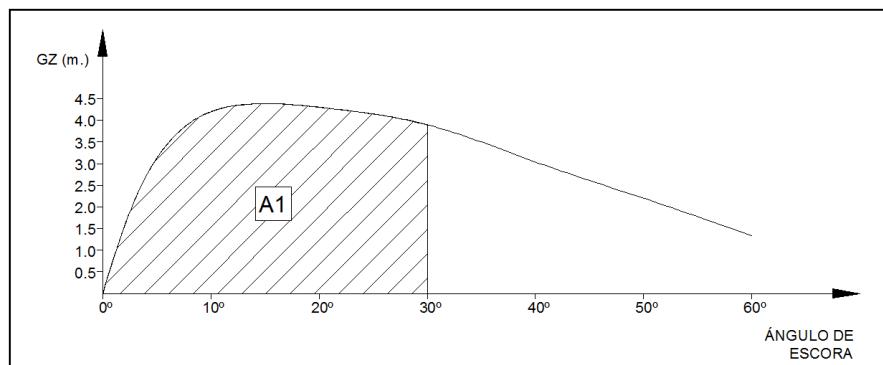


Fig. 4.30 Área hasta un ángulo de escora de 30°.

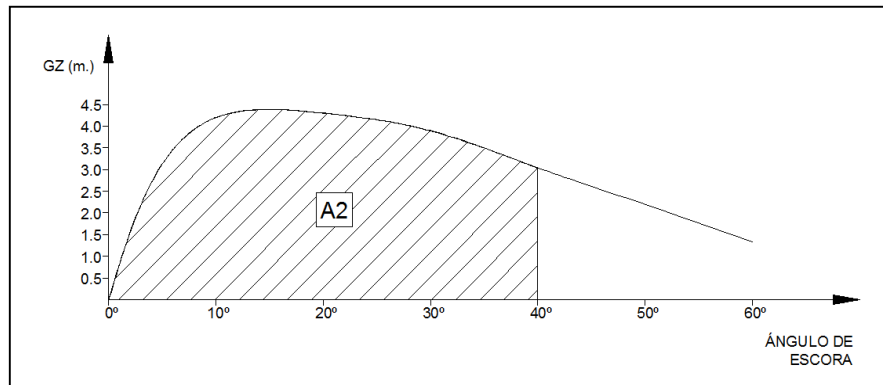


Fig. 4.31 Área hasta un ángulo de escora de 40°.

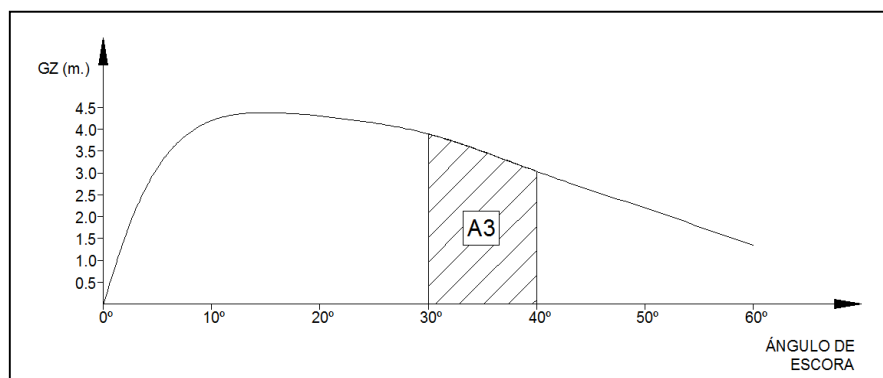


Fig. 4.32 Área entre los ángulos de escora de 30 y 40°.

## CUADRO N°31

Item	Criterios OMI	Resultados del Empujador	Observaciones
1	$A1(30^\circ) > 0.055 \text{ rad} \cdot \text{m}$	A1= 1.81 rad*m	Cumple con el criterio
2	$A2(40^\circ) > 0.090 \text{ rad} \cdot \text{m}$	A2= 2.42 rad*m	Cumple con el criterio
3	$A3(30^\circ-40^\circ) > 0.030 \text{ rad} \cdot \text{m}$	A3= 0.60 rad*m	Cumple con el criterio
4	$GZ_{\min} = 0.20\text{m}$ para $\theta=30^\circ$	$GZ_{\min}= 3.89 \text{ m}$	Cumple con el criterio
5	$GZ_{\max}$ debe estar para $\theta \geq 30^\circ$	Ángulo donde $GZ_{\max}= 20.00^\circ$	No cumple con criterio
6	$GM_o \geq 0.15\text{m}$	$GM_o= 25.86 \text{ m}$	Cumple con el criterio



#### 4.13. ESTABILIDAD EN CONDICIÓN INUNDADA

Para la evaluación se requirió la ayuda del programa Autohydro (versión demo o estándar) para ver las simulaciones y las características finales de estabilidad, en la situación de averías la OMI no brindan criterios. Por tanto, se realizarán las simulaciones para las siguientes condiciones:

- A plena carga, con inundación del pique de proa de estribor
- A plena carga, con inundación de los piques de proa
- A plena carga, con inundación del compartimento N°01
- A plena carga, con inundación de los compartimentos N°01 y N°02
- A plena carga, con inundación del pique de popa de estribor
- A plena carga, con inundación de los piques de popa

Las zonas achuladas de rojo son aquellos espacios inundados, los otros colores representan el combustible.

##### 4.13.1. Inundación del pique de estribor de proa a plena carga

CUADRO N°32

Eslora: 20.00 m. Manga : 12.50 m. Puntal: 02.00 m.	PESO	CENTRO DE GRAVEDAD						P.S.L.
		VERTICAL S/B		LONGITUDINAL		TRANSVERSAL		
		LINEA BASE	MOMENTO	SECCION MEDIA	MOMENTO	DESDE LINEA CRUJIA	MOMENTO	
DESIGNACION	TM	ZG	MOMENTO	XG	MOMENTO	YG	MOMENTO	
Desplazamiento en rosca	80.500	1.190	95.795	1.110	89.355	0.020	1.610	0.000
Dotación	0.900	5.900	5.310	3.150	2.835	0.000	0.000	0.000
Tanque N°01 (Cap. 17.15 TM)	8.600	0.520	4.472	-4.900	-42.140	-4.600	-39.560	0.054
Tanque N°02 (Cap. 17.15 TM)	8.600	0.520	4.472	-4.900	-42.140	4.600	39.560	0.054
Tanque N°03 (Cap. 20 TM)	10.000	0.510	5.100	-0.980	-9.800	-4.710	-47.100	0.054
Tanque N°04 (Cap. 20 TM)	10.000	0.510	5.100	-0.980	-9.800	4.710	47.100	0.054
Tanque N°05 (Cap. 13.55 TM)	8.800	0.550	4.840	6.420	56.496	-4.750	-41.800	0.040
Tanque N°06 (Cap. 13.55 TM)	8.800	0.550	4.840	6.420	56.496	4.750	41.800	0.040
Tanque de Agua	2.025	9.000	18.225	1.750	3.544	0.000	0.000	0.000
Tanque de Aceite	0.160	2.350	0.376	-2.000	-0.320	0.000	0.000	0.000
Provisiones	0.800	2.320	1.856	-8.000	-6.400	1.000	0.800	0.000
<b>Total</b>	<b>139.185</b>	<b>1.080</b>	<b>150.386</b>	<b>0.705</b>	<b>98.126</b>	<b>0.017</b>	<b>2.410</b>	<b>0.297</b>

ESTADO DE LOS ESPACIOS DEL CASCO		ESTABILIDAD Y TRIMADO			
		Descripción	Valor	Descripción	Valor
Pique de proa Estribor (Cap. 7 TM)	Inundado	Desplazamiento (TM.)	139.200	Escora (°)	0.640
Pique de proa babor (Cap. 7 TM)	Intacto	Peso muerto (TM.)	58.700	Asiendo (°)	-1.930
Copatiniento N°1 (Cap. 23.4 TM)	Intacto	Calado proa (m.)	1.850	GM (m.)	16.680
Copatiniento N°2 (Cap. 23.4 TM)	Intacto	Calado popa (m.)	1.110	LCB (m.)	0.723
Pique de popa Estribor (Cap. 9.4 TM)	Intacto	Calado medio (m.)	1.480	LCF (m.)	0.150
Pique de popa babor (Cap. 9.4 TM)	Intacto				

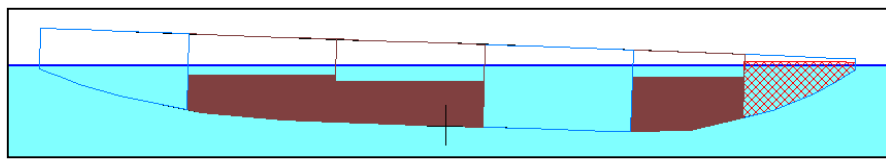


Fig. 4.33 Vista longitudinal, con inundación del pique de estribor de proa.

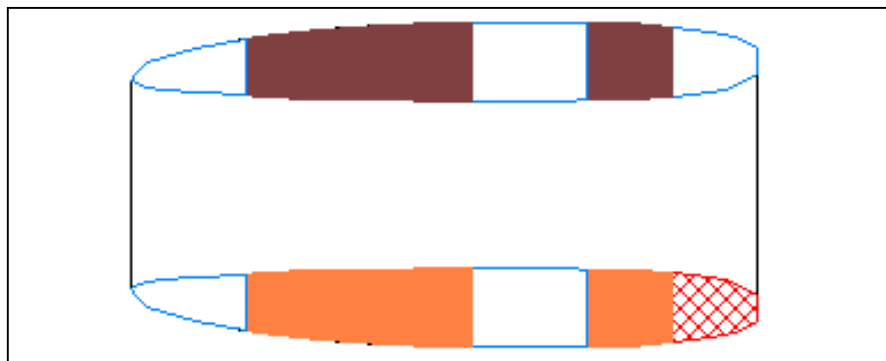


Fig. 4.34 Vista de planta, con inundación del pique de estribor de proa.

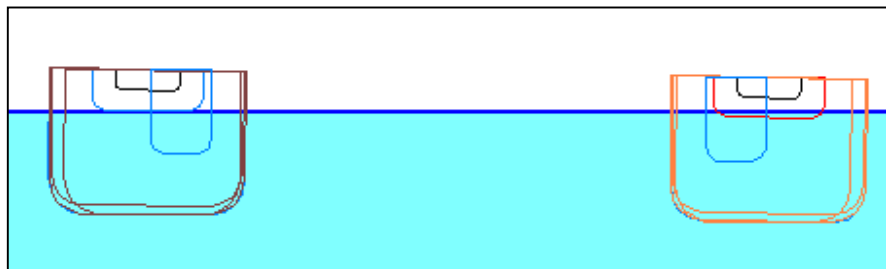


Fig. 4.35 Vista de transversal.

#### 4.13.2. Inundación de los piques de proa a plena carga

CUADRO N°33

Eslor: 20.00 m.		CENTRO DE GRAVEDAD						P.S.L.
Manga : 12.50 m.		VERTICAL S/B		LONGITUDINAL		TRANSVERSAL		
Puntal: 02.00 m.		LINEA BASE		SECCION MEDIA		DESDE LINEA CRUJIA		
DESIGNACION	TM	ZG	MOMENTO	XG	MOMENTO	YG	MOMENTO	
Desplazamiento en rosca	80.500	1.190	95.795	1.110	89.355	0.020	1.610	0.000
Dotación	0.900	5.900	5.310	3.150	2.835	0.000	0.000	0.000
Tanque N°01 (Cap. 17.15 TM)	8.600	0.520	4.472	-4.900	-42.140	-4.600	-39.560	0.054
Tanque N°02 (Cap. 17.15 TM)	8.600	0.520	4.472	-4.900	-42.140	4.600	39.560	0.054
Tanque N°03 (Cap. 20 TM)	10.000	0.510	5.100	-0.980	-9.800	-4.710	-47.100	0.054
Tanque N°04 (Cap. 20 TM)	10.000	0.510	5.100	-0.980	-9.800	4.710	47.100	0.054
Tanque N°05 (Cap. 13.55 TM)	8.800	0.550	4.840	6.420	56.496	-4.750	-41.800	0.040
Tanque N°06 (Cap. 13.55 TM)	8.800	0.550	4.840	6.420	56.496	4.750	41.800	0.040
Tanque de Agua	2.025	9.000	18.225	1.750	3.544	0.000	0.000	0.000
Tanque de Aceite	0.160	2.350	0.376	-2.000	-0.320	0.000	0.000	0.000
Provisiones	0.800	2.320	1.856	-8.000	-6.400	1.000	0.800	0.000
<b>Total</b>	<b>139.185</b>	<b>1.080</b>	<b>150.386</b>	<b>0.705</b>	<b>98.126</b>	<b>0.017</b>	<b>2.410</b>	<b>0.297</b>
ESTADO DE LOS ESPACIOS DEL CASCO		ESTABILIDAD Y TRIMADO						
		Descripción		Valor	Descripción		Valor	
Pique de proa Estribor (Cap. 7 TM)	Inundado	Desplazamiento (TM.)		139.200	Escora (°)		0.020	
Pique de proa babor (Cap. 7 TM)	Inundado	Peso muerto (TM.)		58.700	Asiendo (°)		-3.170	
Copatimto N°1 ( Cap. 23.4 TM)	Intacto	Calado proa (m.)		2.160	GM (m.)		14.797	
Copatimto N°2 ( Cap. 23.4 TM)	Intacto	Calado popa (m.)		0.940	LCB (m.)		0.738	
Pique de popa Estribor (Cap. 9.4 TM)	Intacto	Calado medio (m.)		1.550	LCF (m.)		-0.749	
Pique de popa babor (Cap. 9.4 TM)	Intacto							

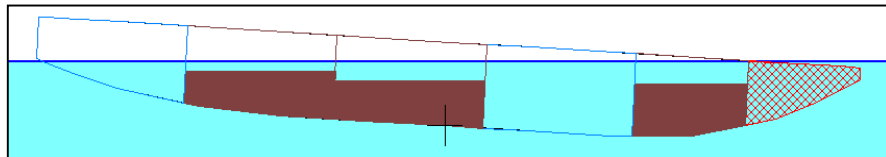


Fig. 4.36 Vista longitudinal, con inundación de los piques de proa.

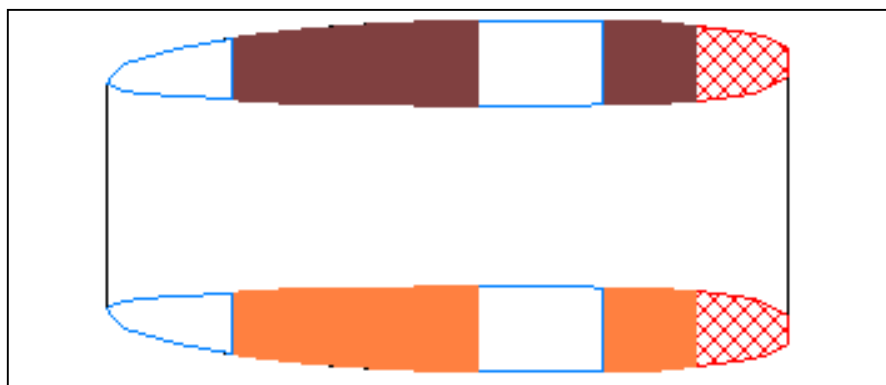


Fig. 4.37 Vista de planta, con inundación de los piques de proa.

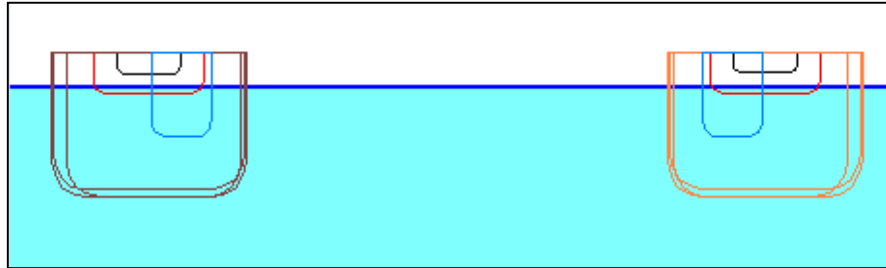


Fig. 4.38 Vista de transversal.

### 4.13.3. Inundación del compartimento N°01 a plena carga

CUADRO N°34

Eslora: 20.00 m. Manga : 12.50 m. Puntal: 02.00 m.	PESO	CENTRO DE GRAVEDAD						P.S.L.
		VERTICAL S/B		LONGITUDINAL		TRANSVERSAL		
		LINEA BASE	MOMENTO	SECCION MEDIA	MOMENTO	DESDE LINEA CRUJIA	MOMENTO	
DESIGNACION	TM	ZG	MOMENTO	XG	MOMENTO	YG	MOMENTO	
Desplazamiento en rosca	80.500	1.190	95.795	1.110	89.355	0.020	1.610	0.000
Dotación	0.900	5.900	5.310	3.150	2.835	0.000	0.000	0.000
Tanque N°01 (Cap. 17.15 TM)	8.600	0.520	4.472	-4.900	-42.140	-4.600	-39.560	0.054
Tanque N°02 (Cap. 17.15 TM)	8.600	0.520	4.472	-4.900	-42.140	4.600	39.560	0.054
Tanque N°03 (Cap. 20 TM)	10.000	0.510	5.100	-0.980	-9.800	-4.710	-47.100	0.054
Tanque N°04 (Cap. 20 TM)	10.000	0.510	5.100	-0.980	-9.800	4.710	47.100	0.054
Tanque N°05 (Cap. 13.55 TM)	8.800	0.550	4.840	6.420	56.496	-4.750	-41.800	0.040
Tanque N°06 (Cap. 13.55 TM)	8.800	0.550	4.840	6.420	56.496	4.750	41.800	0.040
Tanque de Agua	2.025	9.000	18.225	1.750	3.544	0.000	0.000	0.000
Tanque de Aceite	0.160	2.350	0.376	-2.000	-0.320	0.000	0.000	0.000
Provisiones	0.800	2.320	1.856	-8.000	-6.400	1.000	0.800	0.000
<b>Total</b>	<b>139.185</b>	<b>1.080</b>	<b>150.386</b>	<b>0.705</b>	<b>98.126</b>	<b>0.017</b>	<b>2.410</b>	<b>0.297</b>

ESTADO DE LOS ESPACIOS DEL CASCO		ESTABILIDAD Y TRIMADO			
		Descripción	Valor	Descripción	Valor
Pique de proa Estribor (Cap. 7 TM)	Intacto	Desplazamiento (TM.)	139.200	Escora (°)	3.280
Pique de proa babor (Cap. 7 TM)	Intacto	Peso muerto (TM.)	58.700	Asiendo (°)	-2.610
Copartimento N°1 (Cap. 23.4 TM)	<b>Inundado</b>	Calado proa (m.)	2.190	GM (m.)	10.905
Copartimento N°2 (Cap. 23.4 TM)	Intacto	Calado popa (m.)	1.180	LCB (m.)	0.727
Pique de popa Estribor (Cap. 9.4 TM)	Intacto	Calado medio (m.)	1.690	LCF (m.)	-0.907
Pique de popa babor (Cap. 9.4 TM)	Intacto				

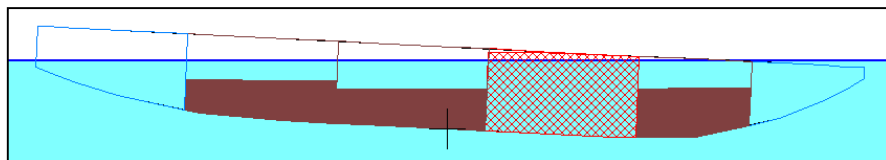


Fig. 4.39 Vista longitudinal, con inundación del compartimento N°1.

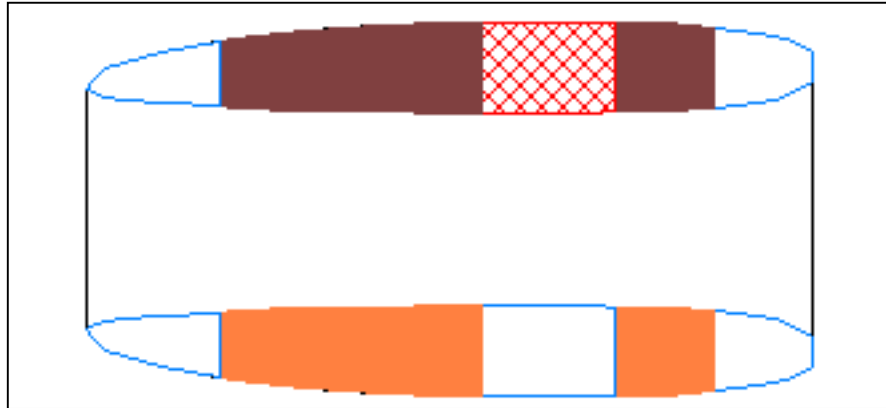


Fig. 4.40 Vista de planta, con inundación del compartimento N°1.

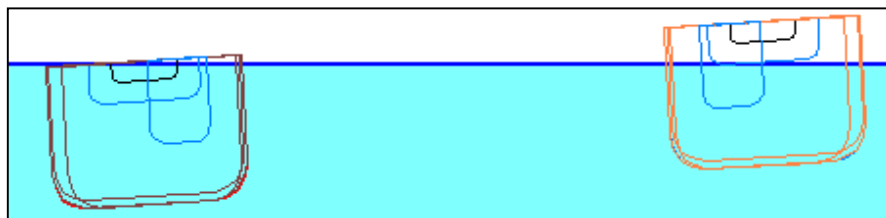


Fig. 4.41 Vista de transversal.

#### 4.13.4. Inundación de los compartimentos N°01 y N°02 a plena carga

CUADRO N°35

Eslora: 20.00 m. Manga : 12.50 m. Puntal: 02.00 m.	PESO	CENTRO DE GRAVEDAD						P.S.L.
		VERTICAL S/B		LONGITUDINAL		TRANSVERSAL		
		LINEA BASE		SECCION MEDIA		DESDE LINEA CRUJIA		
DESIGNACION	TM	ZG	MOMENTO	XG	MOMENTO	YG	MOMENTO	
Desplazamiento en rosca	80.500	1.190	95.795	1.110	89.355	0.020	1.610	0.000
Dotación	0.900	5.900	5.310	3.150	2.835	0.000	0.000	0.000
Tanque N°01 (Cap. 17.15 TM)	8.600	0.520	4.472	-4.900	-42.140	-4.600	-39.560	0.054
Tanque N°02 (Cap. 17.15 TM)	8.600	0.520	4.472	-4.900	-42.140	4.600	39.560	0.054
Tanque N°03 (Cap. 20 TM)	10.000	0.510	5.100	-0.980	-9.800	-4.710	-47.100	0.054
Tanque N°04 (Cap. 20 TM)	10.000	0.510	5.100	-0.980	-9.800	4.710	47.100	0.054
Tanque N°05 (Cap. 13.55 TM)	8.800	0.550	4.840	6.420	56.496	-4.750	-41.800	0.040
Tanque N°06 (Cap. 13.55 TM)	8.800	0.550	4.840	6.420	56.496	4.750	41.800	0.040
Tanque de Agua	2.025	9.000	18.225	1.750	3.544	0.000	0.000	0.000
Tanque de Aceite	0.160	2.350	0.376	-2.000	-0.320	0.000	0.000	0.000
Provisiones	0.800	2.320	1.856	-8.000	-6.400	1.000	0.800	0.000
<b>Total</b>	<b>139.185</b>	<b>1.080</b>	<b>150.386</b>	<b>0.705</b>	<b>98.126</b>	<b>0.017</b>	<b>2.410</b>	<b>0.297</b>
ESTADO DE LOS ESPACIOS DEL CASCO		ESTABILIDAD Y TRIMADO						
Pique de proa Estribor (Cap. 7 TM)	Intacto	Descripción		Valor		Descripción		Valor
Pique de proa babor (Cap. 7 TM)	Intacto	Desplazamiento (TM.)		139.200		Escora (°)		0.650
Copartimento N°1 (Cap. 23.4 TM)	Inundado	Peso muerto (TM.)				Asiendo (°)		88.900
Copartimento N°2 (Cap. 23.4 TM)	Inundado	Calado proa (m.)				GM (m.)		infinito
Pique de popa Estribor (Cap. 9.4 TM)	Intacto	Calado popa (m.)				LCB (m.)		-
Pique de popa babor (Cap. 9.4 TM)	Intacto	Calado medio (m.)				LCF (m.)		-

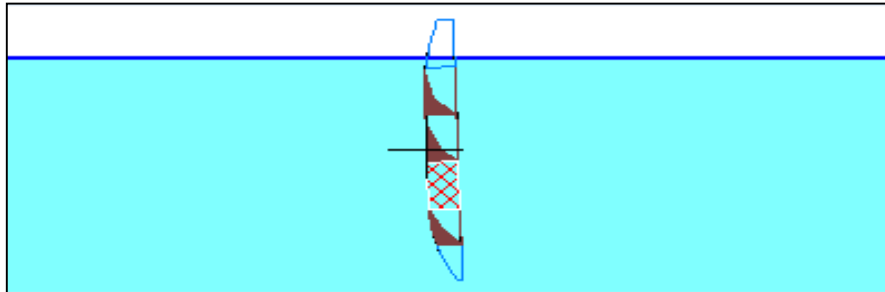


Fig. 4.42 Vista longitudinal, con inundación de los compartimentos N°1 y N°2.

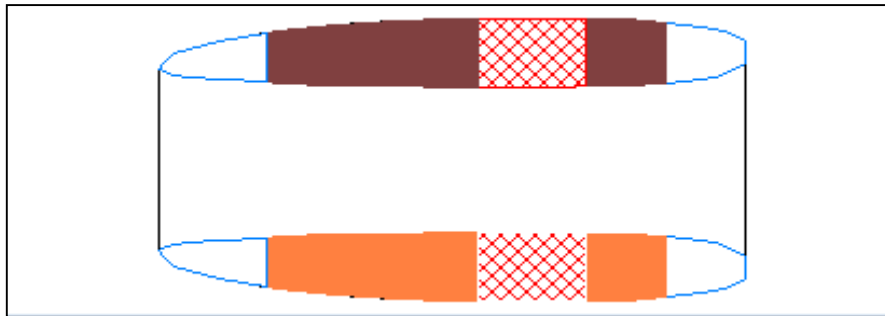


Fig. 4.43 Vista de planta, con inundación de los compartimentos N°1 y N°2.

#### 4.13.5. Inundación del pique de estribor de popa a plena carga

CUADRO N°36

Eslor: 20.00 m.		CENTRO DE GRAVEDAD						P.S.L.	
Manga : 12.50 m.		PESO	VERTICAL S/B		LONGITUDINAL		TRANSVERSAL		
Puntal: 02.00 m.			LINEA BASE	MOMENTO	SECCION MEDIA	DESDE LINEA CRUJIA	MOMENTO		MOMENTO
DESIGNACION	TM	ZG	MOMENTO	XG	MOMENTO	YG	MOMENTO		
Desplazamiento en rosca	80.500	1.190	95.795	1.110	89.355	0.020	1.610	0.000	
Dotación	0.900	5.900	5.310	3.150	2.835	0.000	0.000	0.000	
Tanque N°01 (Cap. 17.15 TM)	8.600	0.520	4.472	-4.900	-42.140	-4.600	-39.560	0.054	
Tanque N°02 (Cap. 17.15 TM)	8.600	0.520	4.472	-4.900	-42.140	4.600	39.560	0.054	
Tanque N°03 (Cap. 20 TM)	10.000	0.510	5.100	-0.980	-9.800	-4.710	-47.100	0.054	
Tanque N°04 (Cap. 20 TM)	10.000	0.510	5.100	-0.980	-9.800	4.710	47.100	0.054	
Tanque N°05 (Cap. 13.55 TM)	8.800	0.550	4.840	6.420	56.496	-4.750	-41.800	0.040	
Tanque N°06 (Cap. 13.55 TM)	8.800	0.550	4.840	6.420	56.496	4.750	41.800	0.040	
Tanque de Agua	2.025	9.000	18.225	1.750	3.544	0.000	0.000	0.000	
Tanque de Aceite	0.160	2.350	0.376	-2.000	-0.320	0.000	0.000	0.000	
Provisiones	0.800	2.320	1.856	-8.000	-6.400	1.000	0.800	0.000	
<b>Total</b>	<b>139.185</b>	<b>1.080</b>	<b>150.386</b>	<b>0.705</b>	<b>98.126</b>	<b>0.017</b>	<b>2.410</b>	<b>0.297</b>	
ESTADO DE LOS ESPACIOS DEL CASCO		ESTABILIDAD Y TRIMADO							
		Descripción		Valor		Descripción		Valor	
Pique de proa Estribor (Cap. 7 TM)	Intacto	Desplazamiento (TM.)		139.200		Escora (°)		0.650	
Pique de proa babor (Cap. 7 TM)	Intacto	Peso muerto (TM.)		58.700		Asiendo (°)		-0.090	
Copatimento N°1 ( Cap. 23.4 TM)	Intacto	Calado proa (m.)		1.530		GM (m.)		16.717	
Copatimento N°2 ( Cap. 23.4 TM)	Intacto	Calado popa (m.)		1.490		LCB (m.)		0.700	
Pique de popa Estribor (Cap. 9.4 TM)	<b>Inundado</b>	Calado medio (m.)		1.510		LCF (m.)		1.141	
Pique de popa babor (Cap. 9.4 TM)	Intacto								

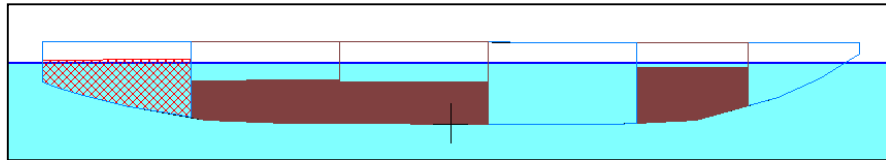


Fig. 4.44 Vista longitudinal, con inundación del pique de popa de estribor.

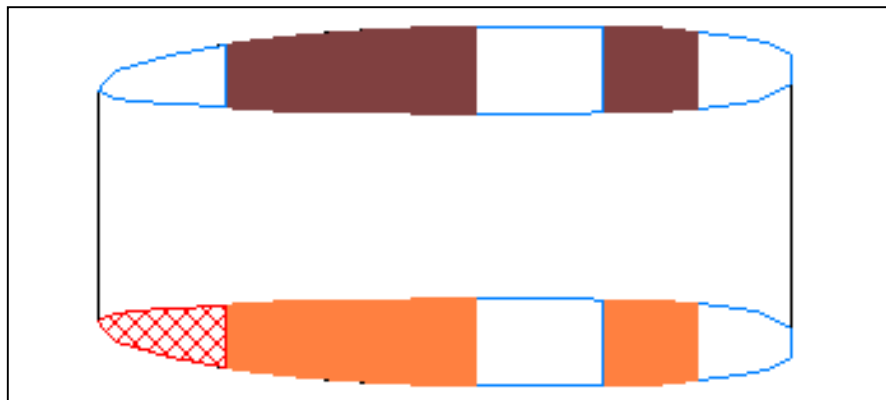


Fig. 4.45 Vista de planta, con inundación del pique de popa de estribor.

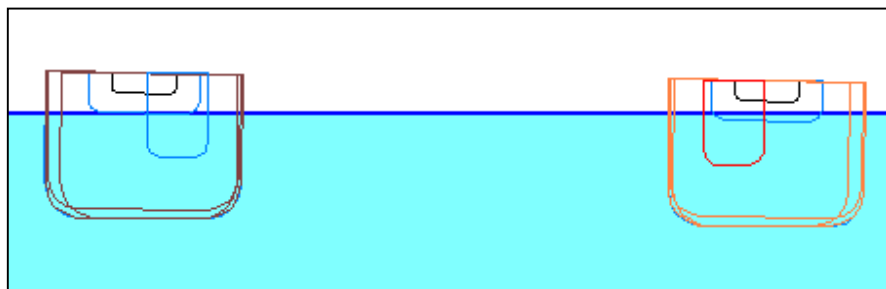


Fig. 4.46 Vista transversal.

#### 4.13.6. Inundación de los piques de popa a plena carga

CUADRO N°37

Eslora: 20.00 m.		CENTRO DE GRAVEDAD						P.S.L.
Manga : 12.50 m.		VERTICAL S/B		LONGITUDINAL		TRANSVERSAL		
Puntal: 02.00 m.		LINEA BASE		SECCION MEDIA		DESDE LINEA CRUJIA		
DESIGNACION	TM	ZG	MOMENTO	XG	MOMENTO	YG	MOMENTO	
Desplazamiento en rosca	80.500	1.190	95.795	1.110	89.355	0.020	1.610	0.000
Dotación	0.900	5.900	5.310	3.150	2.835	0.000	0.000	0.000
Tanque N°01 (Cap. 17.15 TM)	8.600	0.520	4.472	-4.900	-42.140	-4.600	-39.560	0.054
Tanque N°02 (Cap. 17.15 TM)	8.600	0.520	4.472	-4.900	-42.140	4.600	39.560	0.054
Tanque N°03 (Cap. 20 TM)	10.000	0.510	5.100	-0.980	-9.800	-4.710	-47.100	0.054
Tanque N°04 (Cap. 20 TM)	10.000	0.510	5.100	-0.980	-9.800	4.710	47.100	0.054
Tanque N°05 (Cap. 13.55 TM)	8.800	0.550	4.840	6.420	56.496	-4.750	-41.800	0.040
Tanque N°06 (Cap. 13.55 TM)	8.800	0.550	4.840	6.420	56.496	4.750	41.800	0.040
Tanque de Agua	2.025	9.000	18.225	1.750	3.544	0.000	0.000	0.000
Tanque de Aceite	0.160	2.350	0.376	-2.000	-0.320	0.000	0.000	0.000
Provisiones	0.800	2.320	1.856	-8.000	-6.400	1.000	0.800	0.000
<b>Total</b>	<b>139.185</b>	<b>1.080</b>	<b>150.386</b>	<b>0.705</b>	<b>98.126</b>	<b>0.017</b>	<b>2.410</b>	<b>0.297</b>

ESTADO DE LOS ESPACIOS DEL CASCO		ESTABILIDAD Y TRIMADO			
		Descripción	Valor	Descripción	Valor
Pique de proa Estribor (Cap. 7 TM)	Intacto	Desplazamiento (TM.)	139.200	Escora (°)	0.010
Pique de proa babor (Cap. 7 TM)	Intacto	Peso muerto (TM.)	58.700	Asiendo (°)	1.530
Copatimento N°1 ( Cap. 23.4 TM)	Intacto	Calado proa (m.)	1.330	GM (m.)	15.592
Copatimento N°2 ( Cap. 23.4 TM)	Intacto	Calado popa (m.)	1.910	LCB (m.)	0.679
Pique de popa Estribor (Cap. 9.4 TM)	<b>Inundado</b>	Calado medio (m.)	1.620	LCF (m.)	1.597
Pique de popa babor (Cap. 9.4 TM)	<b>Inundado</b>				

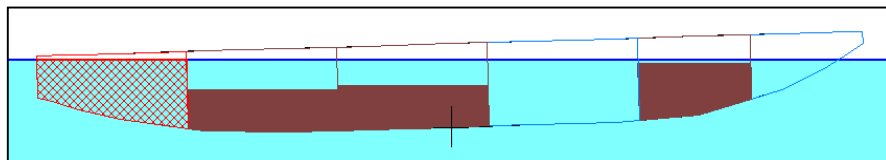


Fig. 4.47 Vista longitudinal, con inundación de los piques de popa.

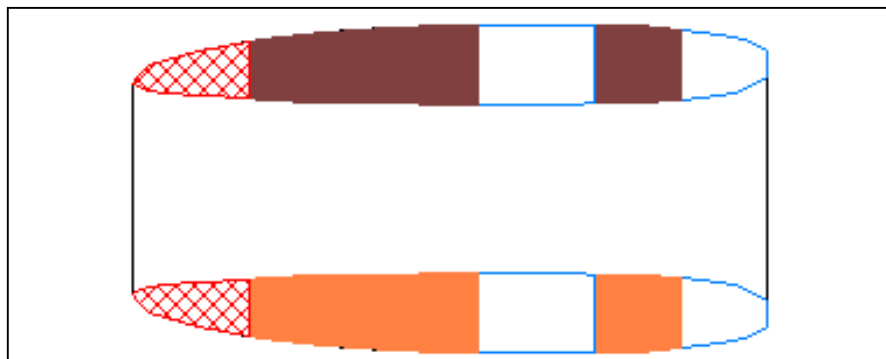


Fig. 4.48 Vista de planta, inundación de los piques de popa.



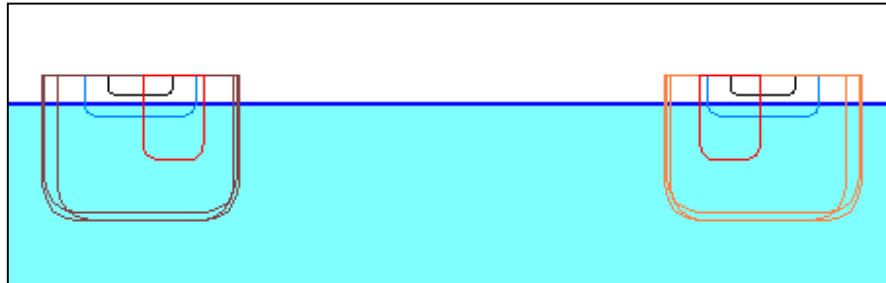


Fig. 4.49 Vista transversal.

De las simulaciones presentadas, se observa que algunas de ellas son casos hipotéticos, que difícilmente logren ocurrir, el problema de las inundaciones se puede resolver con una adecuada distribución del combustible, además aquellos tanques o compartimentos donde no son espacios de carga, se podrían colocar poliuretano, este material básicamente reduce el grado de permeabilidad, lográndose evitar el alojamiento de agua, siendo el poliuretano un material de baja densidad, esta no afecta de forma negativa a la estabilidad de la embarcación.

## **CAPITULO V**

### **DISEÑO DE DETALLES**

En el desarrollo de los detalles, se tiene que dejar en claro cada parte que conforma el sistema que formará parte del empujador. Esta es una de las etapas el cual requiere mayor tiempo de horas-hombre para determinar las características de cada elemento. Para el presente estudio sólo se realizarán las más significativas, teniéndose un estándar de construcción en varias de ellas.

#### **5.1. TAPA DE REGISTRO Y ESCALERA DE ACCESO**

Ubicados sobre la cubierta principal, sirven para el ingreso del personal para la inspección de los espacios confinado a la flotabilidad y carga, se tienen seis (06) tapas de registro por cada pontón con sus respectivas escaleras, haciendo un total de 12 tapas de registros y 12 escaleras de acceso. Las perforaciones que sufre la cubierta principal causan debilitamiento en su resistencia estructural, por tanto, para evitar estas caídas de resistencia, se realiza el reforzamiento adecuado para compensar las modificaciones, una de las principales es la colocación de una platabanda alrededor del corte, el corte no debe presentar irregularidades, debido a la generación de concentración de esfuerzos. A continuación se muestra los detalles constructivos.

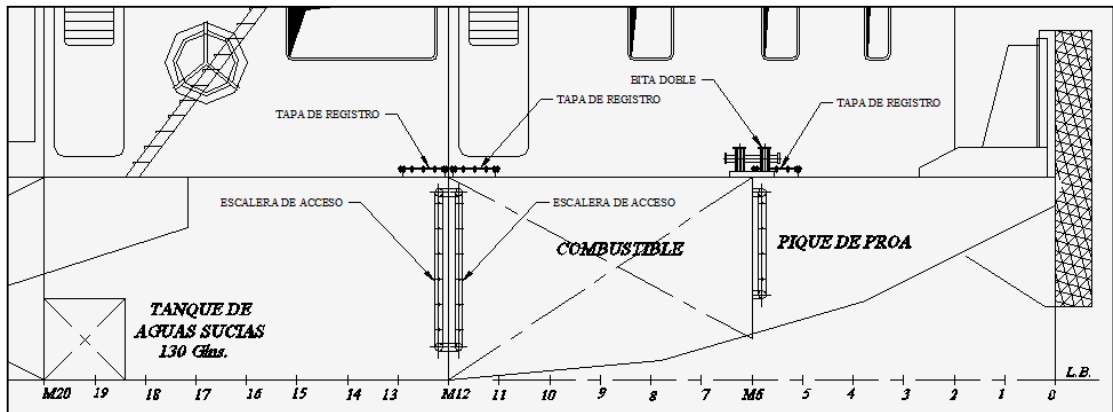


Fig. 5.1 Vista longitudinal lado de estribor, ubicación de tapas de registro y escaleras de la zona de proa a partir de la sección media.

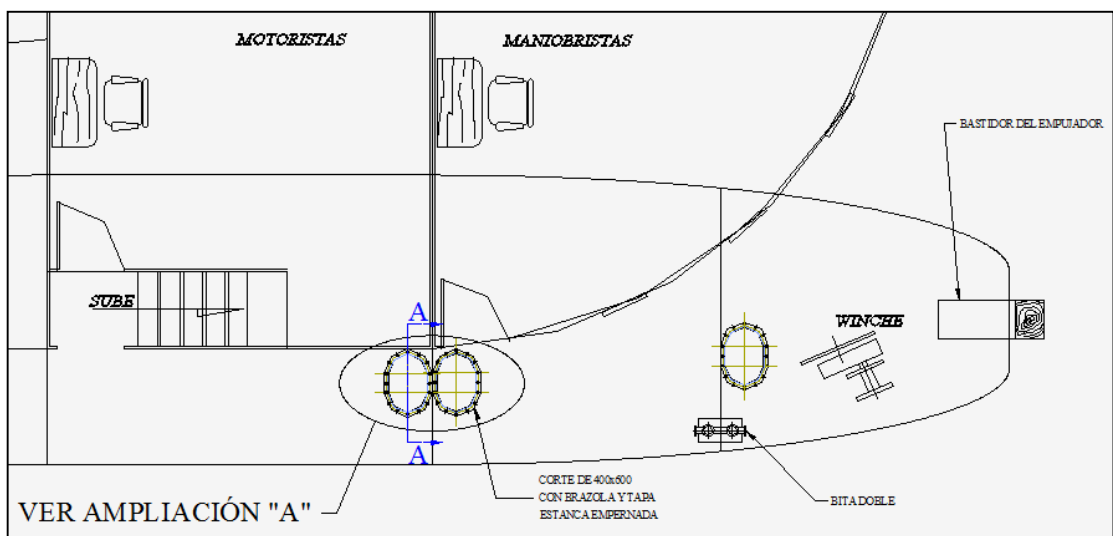


Fig. 5.2 Vista de planta lado de estribor, ubicación de tapas de registro en la zona de proa a partir de la sección media.

En el gráfico anterior se muestra tres tapas de registros que corresponden a la zona del pique de proa, en la ampliación "A" se pueden ver dos de ellas, se encuentran ubicados cerca de un mamparo para poder instalar la escalera de acceso, también se

ubicar fuera de la superestructura con la finalidad de evitar la necesidad de utilizar luz eléctrica, se determina que sean empernados para evitar en lo posible el ingreso de agua por cubierta, además por ser espacios no comerciales, éstos no requieren un ingreso continuo, solo para las inspecciones de estanqueidad.

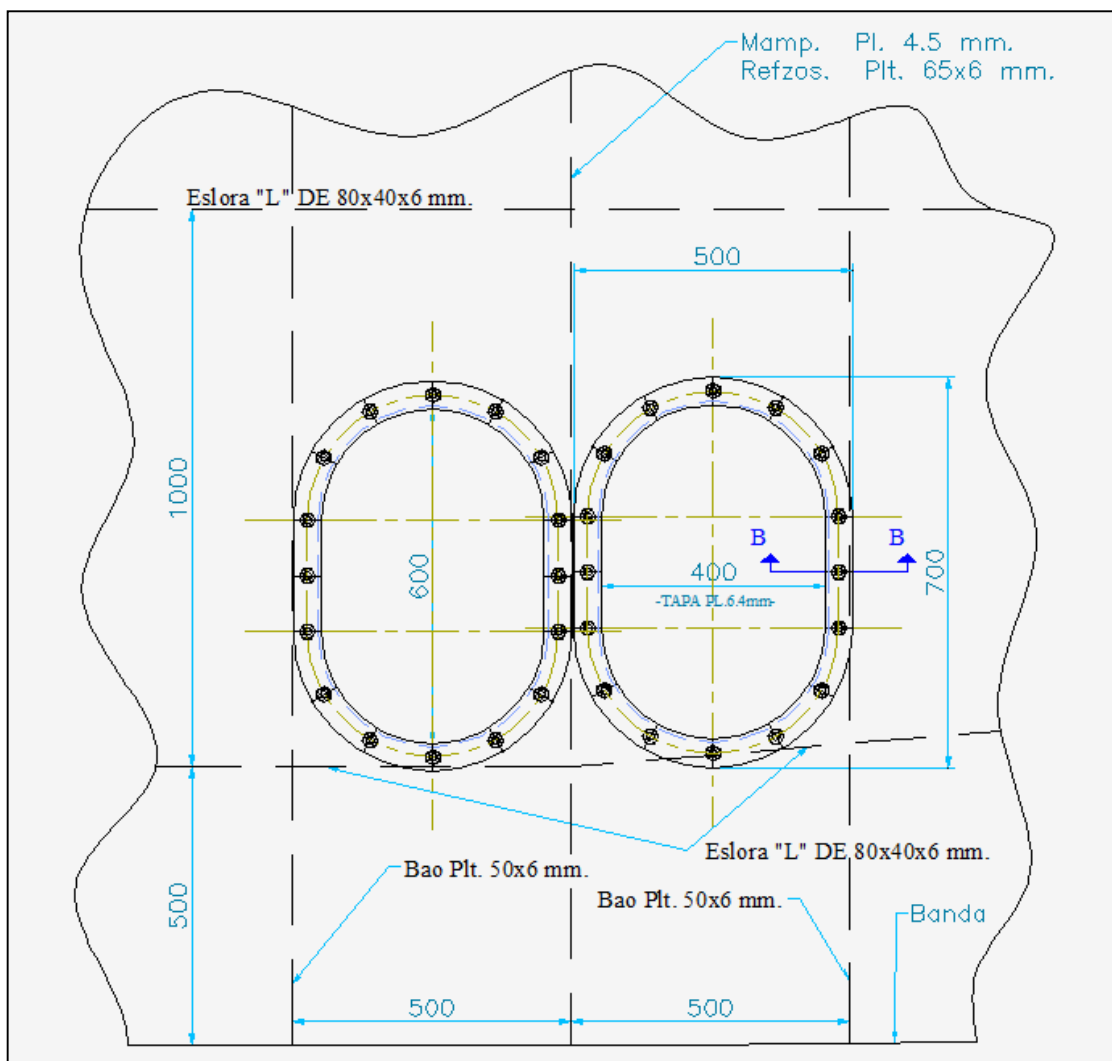


Fig. 5.3 Vista de la ampliación A.

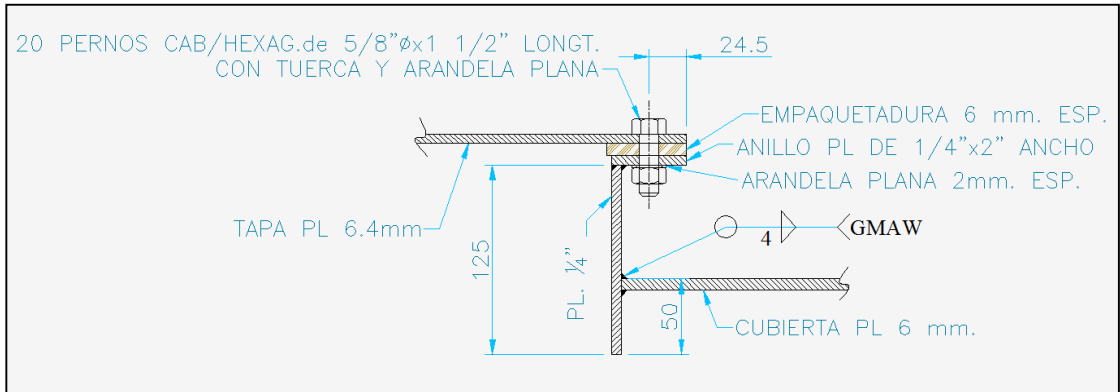


Fig. 5.4 Vista del corte "B-B".

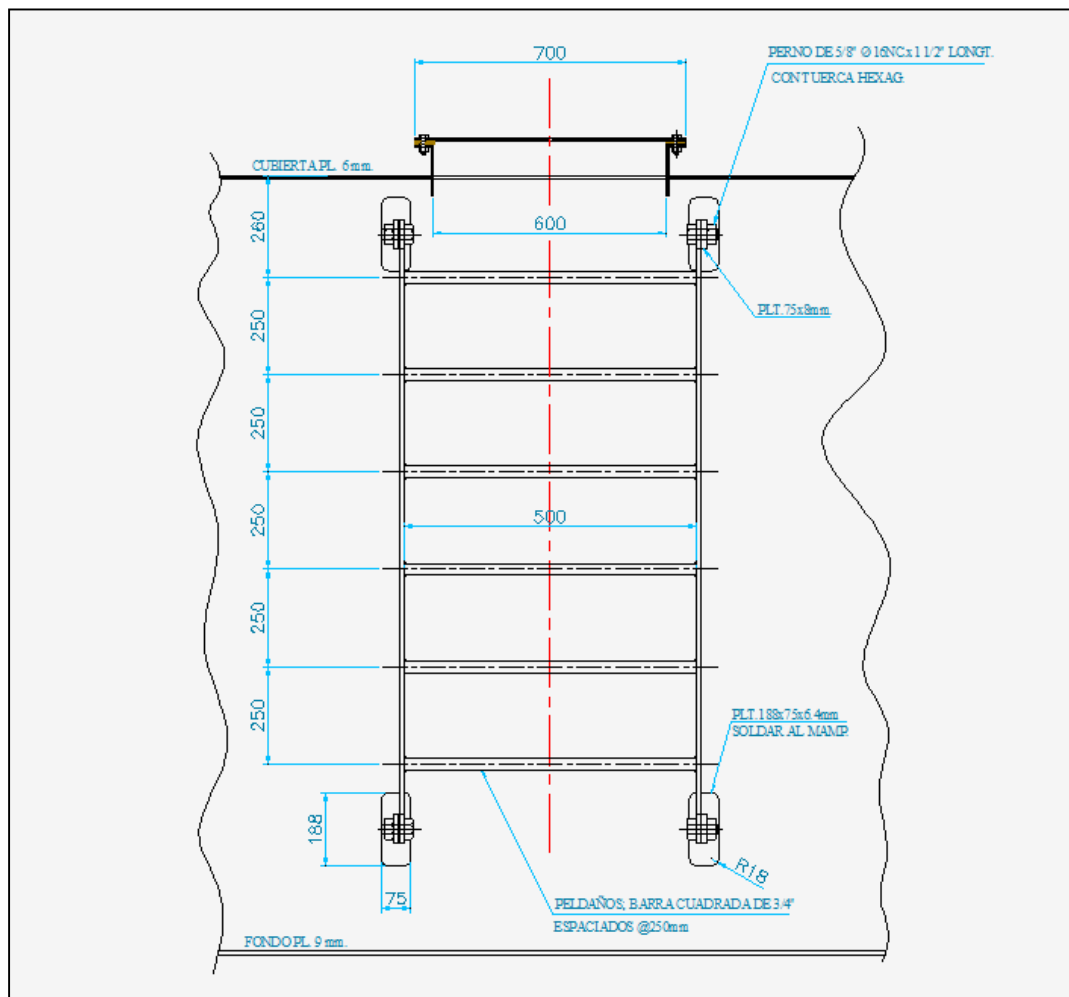


Fig. 5.5 Vista del corte "A-A".

## 5.2. BARANDAS

Las barandas deben de ser diseñadas para soportar la fuerza que ejerce la tripulación sobre ella, teniéndose presente la posibilidad que las personas a bordo se recuesten sobre las barandas con cierta distribución crítica, y considerar el factor de seguridad, que normalmente se encuentra en el orden de tres (03).

Para el caso del presente estudio contamos con una dotación de nueve (09) personas, cada persona está en el orden de 75 kilogramos, esto a un ángulo de 45 grados sexagesimales ejerce una fuerza horizontal de  $750 \cdot \cos 45^\circ = 530$  Newton, el espacio que abarca esta persona es de 1 metro a lo largo de la baranda, bajo esta premisa debemos de determinar las dimensiones de las estructuras que conformará nuestra baranda. A continuación presentamos los detalles de construcción.

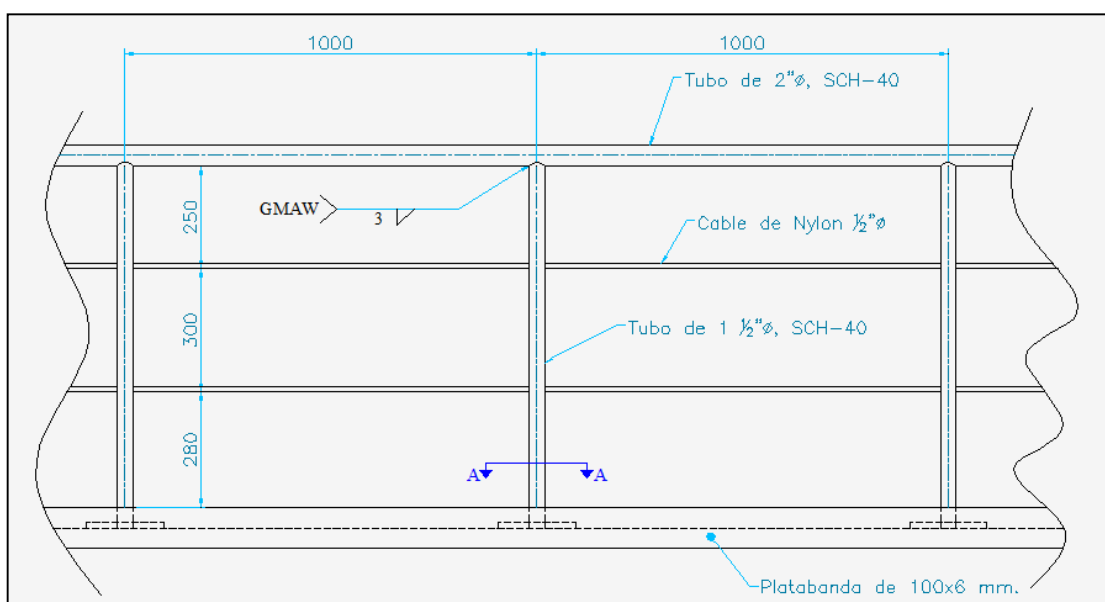


Fig. 5.6 Vista frontal de la baranda de la segunda cubierta.

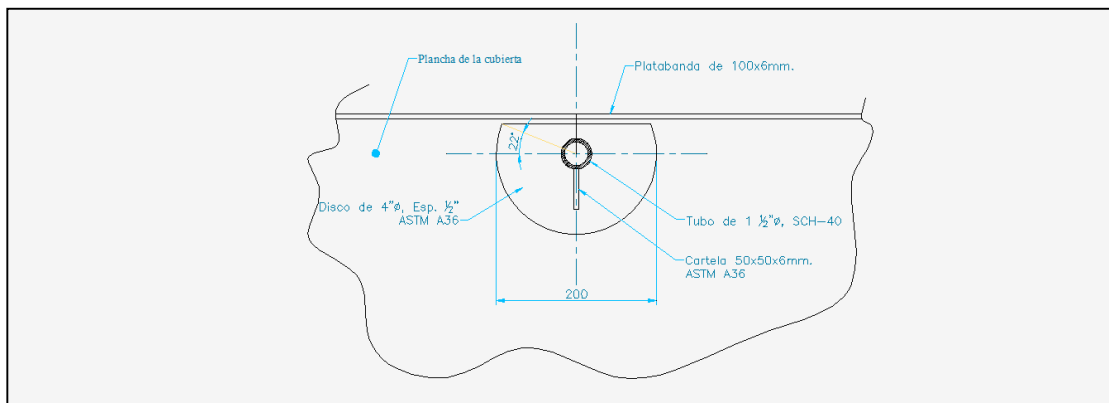


Fig. 5.7 Vista del corte "A-A".

### 5.3. BITA DE AMARRE

Se disponen cuatro bitas dobles, en el plano de disposición general (Plano N°01) se puede ver dos ubicados en proa y dos a popa, las dimensiones están en función de las fuerzas que actúan sobre ellas, por tanto, se tomará la fuerza máxima capaz de producirse en las operaciones realizadas por el empujador.

Las bitas que están sujetas a los mayores esfuerzos son las de proa, por estar sujetos a las barcazas, entonces será necesario determinar las dimensiones de esta y tomar las mismas dimensiones para las de popa. Se considera una bita doble para un mejor manejo en la sujeción del cable y poseer mayor resistencia que una bita simple. Existen diferentes dimensiones de bitas y con diferentes configuraciones, para el presente estudio nos basaremos en los estándares de la empresa PETROPERU dada en el año 2006 para la reparación de sus barcazas en la zona de Iquitos.

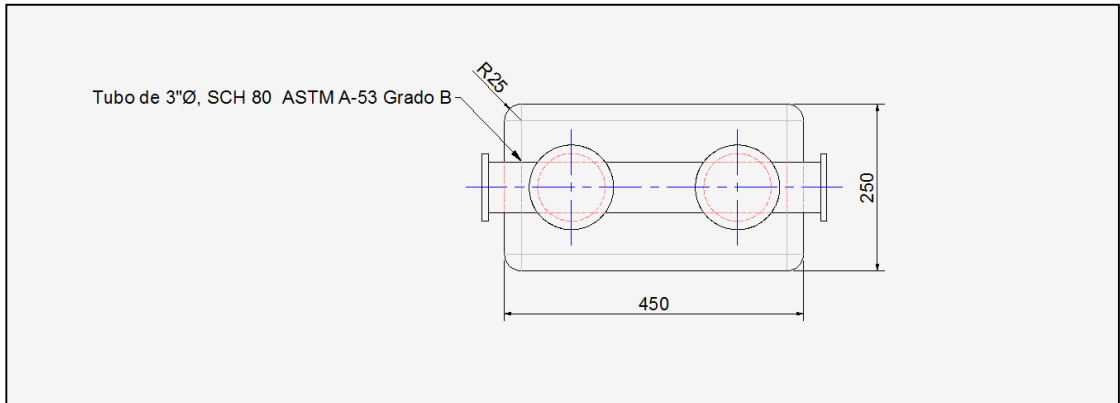


Fig. 5.8 Vista de planta, bita doble.

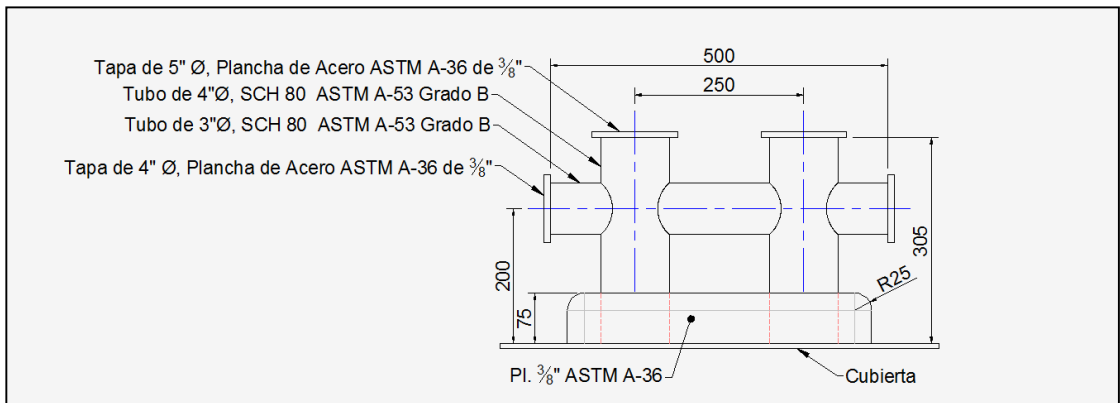


Fig. 5.9 Vista frontal, bita doble.

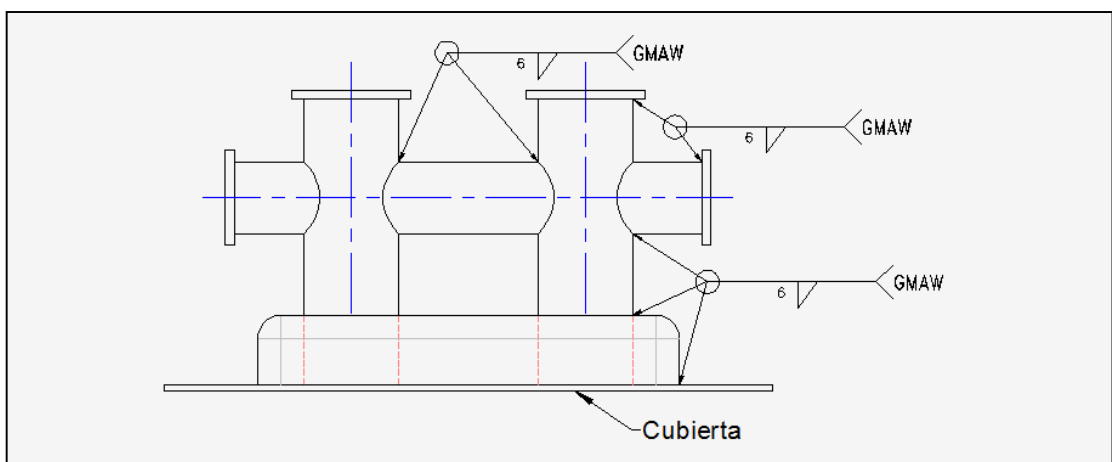


Fig. 5.10 Vista frontal, detalle de soldadura de la bita.



#### 5.4. BASTIDOR DE EMPUJE

Sirve para obtener un contacto fijo entre el empujador y la barcaza, su resistencia está evaluada en función de la fuerza de compresión que ejerce el empujador sobre la barcaza, la dimensión de su altura está fijada por los niveles mínimos y máximos que presenta la barcaza, dependerá de las capacidades de la barcaza. En el bastidor se considera un material de amortiguamiento, normalmente usan madera con altas propiedades de resistencia y dureza, para el caso de la Amazonía peruana puede ser el shihuahuaco o anapaspi, siendo estos materiales escasos por tener buenas propiedades. A continuación se muestran los detalles constructivos.

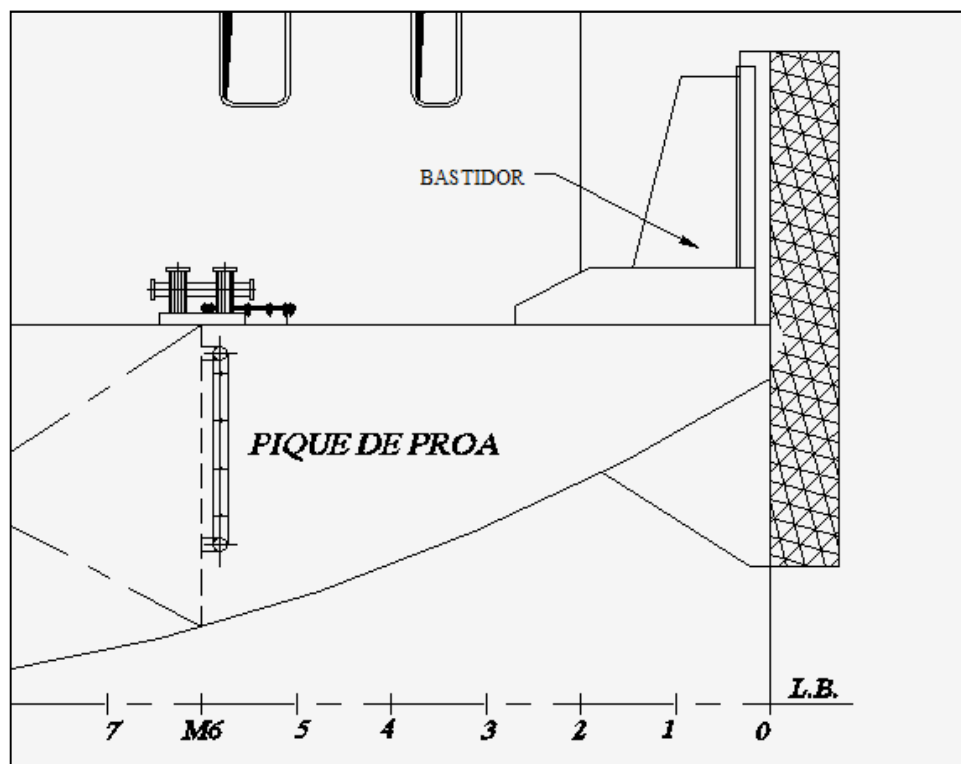


Fig. 5.11 Vista longitudinal, ubicación del bastidor.

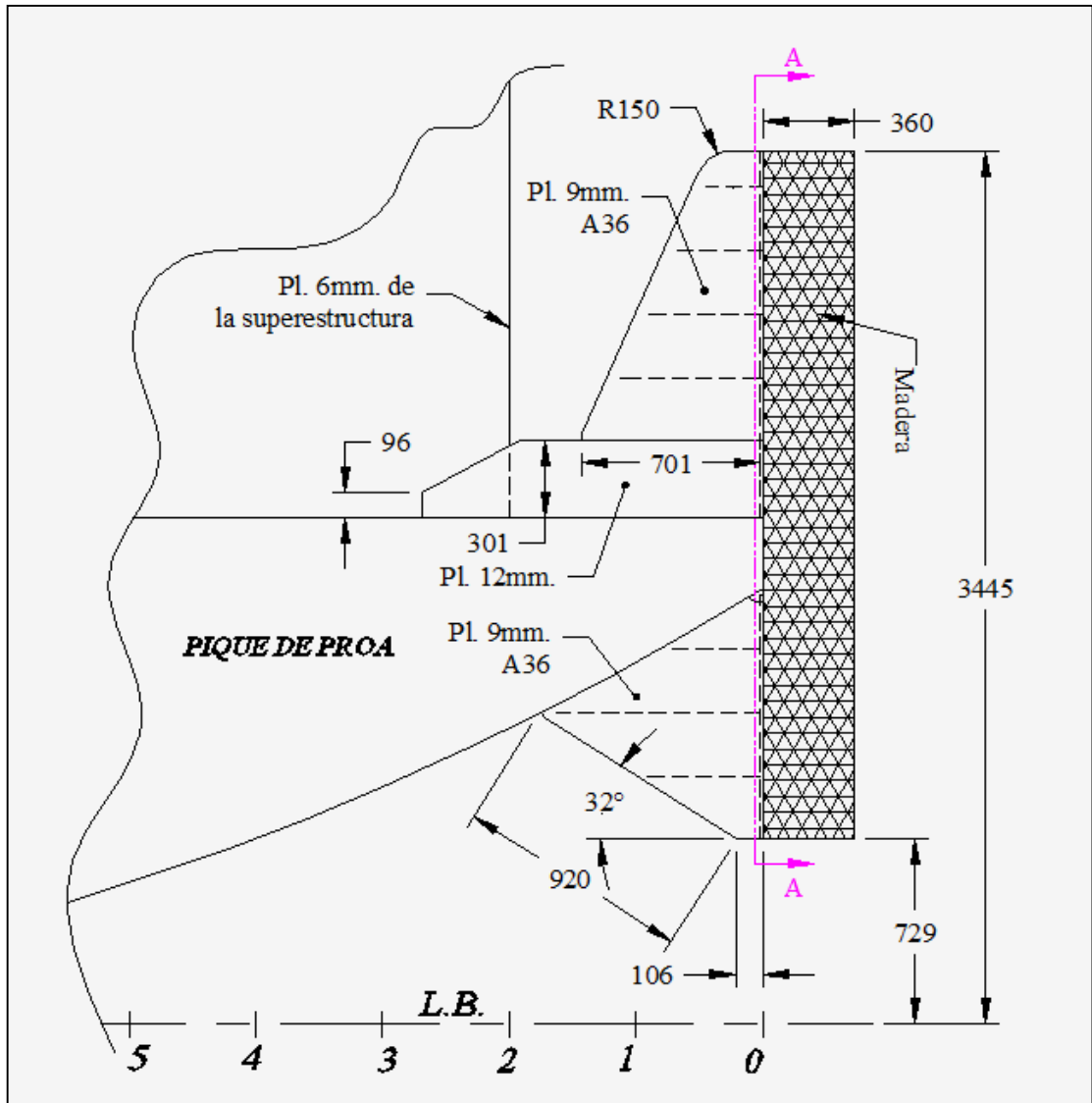


Fig. 5.12 Vista longitudinal, acotación del bastidor.

En el gráfico siguiente se puede observar el bastidor, vista de popa a proa en el corte "A-A" del gráfico anterior. Se muestra las estructuras que conforman dicho bastidor, la madera es sujeta con pernos hacia la plancha de 9mm., de espesor.

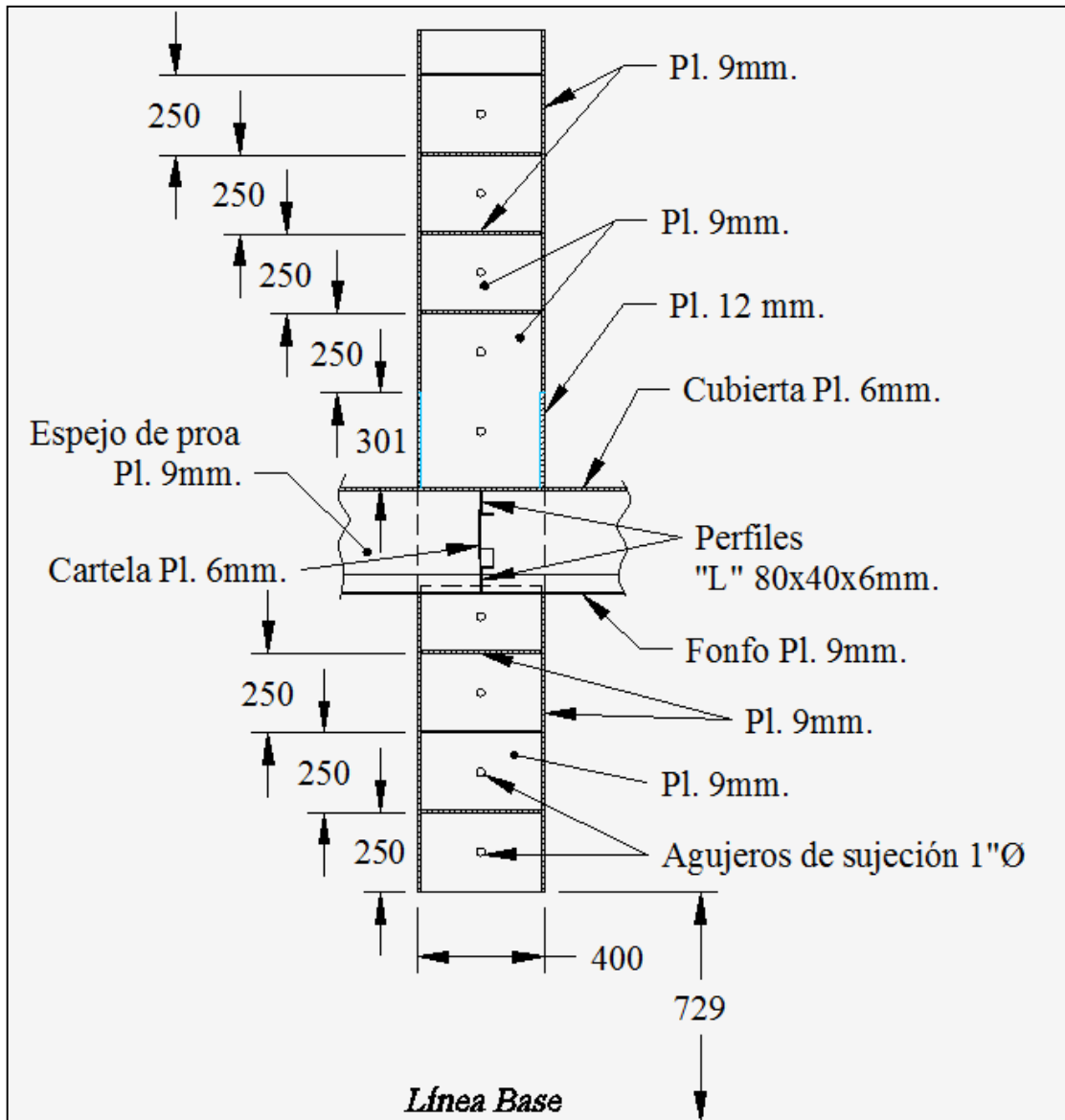


Fig. 5.13 Vista del corte "A-A".

### 5.5. DESARROLLO DE FORRO EXTERIOR Y CUBIERTA

Basado en el plano de líneas de formas (Plano N°02), siendo las dimensiones de las planchas de cubierta de 6000x1200x6 mm., para el fondo de 6000x1200x9 mm., para

las bandas de 6000x1200x6 mm., y para los pantoques de 6000x1200x9 mm. En el caso de los quillotes se emplearon planchas de 6000x1500x9 mm. Esta elaboración está basado en aproximaciones para determinar de forma la cantidad de planchas que van ingresar en la construcción, el Plano N°07 muestra los detalles.

## **5.6. ELABORACION DEL PLANO DE SOLDADURA**

Teniendo las características del material y sus dimensiones, se elabora el plano de soldadura en función de las normas del ABS.

Como los espesores a unirse son superiores a 5 mm., se tiene que la longitud del filete debe ser de 65 mm., sin embargo se tomará un valor de 75 mm., por razones de seguridad, en vista que los ríos de la Amazonía peruana presentan zonas de niveles agua bajos y dándose mayores contactos con objetos que deformaciones al casco, por tanto, estas deben ser absorbidas por los cordones de soldadura y las estructuras.

Los electrodos a utilizarse están dados por dos tipos; E6011 y E7018, el primero es conocido como punto azul y el segundo como supersito.

El E6011, se emplea para soldar todo tipo de aceros de bajo carbono y está particularmente indicado en aplicaciones de ornamentación y carpintería metálica.

El E7018, Se utiliza para soldaduras de acero al carbono de hasta 70.000 lbs/pulg<sup>2</sup> de resistencia a la tensión, en aplicaciones en estructuras, tuberías y tanques a presión, calderas, vagones de ferrocarril, etc.

El plano N°08, muestra las características que deben tener las uniones en todo el casco, siendo las más principales el nivel de amperaje, longitud del filete, paso, tipo de electrodo y el espesor del cordón.

## **5.7. SISTEMA DE ACHIQUE Y CONTRAINCENDIOS**

### **5.7.1. Generalidades**

Todos los buques estarán provistos de una instalación satisfactoria de bombas capaz de aspirar y achicar cualquier compartimento.

Las formulaciones dadas en esta sección están dadas por las normas del ABS de buques de acero para serbio fluvial.

### **5.7.2 Bombas de achique**

Todos los buques deben de tener una bomba de accionamiento mecánico y poseerán otro para el achique de sentina.

### **5.7.3. Diámetro principal de la cañería de achique**

Esta dada por la aspiración directa de la bomba, la ecuación está dada por:

$$d = 25 + 1.68\sqrt{L(B + D)} \quad (5.7.3.1)$$

Donde:

$d$ : diámetro de la cañería principal [mm.]

$L$ : eslora en la línea de flotación máxima [m.]

$B$ : manga del buque [m.]

$D$ : puntal [m.]

Reemplazando valores, se tiene:

$$d = 25 + 1.68\sqrt{22(12.5 + 2)} = 55 \text{ mm.} = 2.16 \text{ ''}$$

De los cálculos realizados, determinamos que para la cañería principal el diámetro debe ser de 2 1/2''.

#### 5.7.4. Diámetro de los ramales de la cañería de achique

Esta dada por las bifurcaciones de cada compartimento, la ecuación está dada por:

$$d = 25 + 2.16\sqrt{c(B + D)} \quad (5.7.4.1)$$

Donde:

$d$ : diámetro de la cañería principal [mm.]

$c$ : longitud del compartimento [m.]

$B$ : manga del buque [m.]

$D$ : puntal [m.]

Reemplazando valores, se tiene:

$$d = 25 + 1.68\sqrt{4(12.5 + 2)} = 38 \text{ mm.} = 1.49 \text{ ''}$$

De los cálculos realizados, determinamos que para los ramales el diámetro debe ser de 2". El Plano N°11, muestra el esquema de principio y las ubicaciones respectivas, al igual que sus dimensiones y tipo de material.

### **5.8. CAPACIDAD DE TANQUES**

El cálculo del volumen está determinado mediante el método de Simpson, llegándose a obtener las capacidades de cada compartimento del casco, están dados en metros cúbicos y están acompañados con sus respectivos centros de gravedad. Para mejor detalle, ver Plano N°12.

#### **El método de Simpson.**

En este procedimiento, se toma el intervalo de anchura  $2h$ , comprendido entre  $x_i$  y  $x_{i+2}$ , y se sustituye la función  $f(x)$  por la parábola que pasa por tres puntos  $(x_i, y_i)$ ,  $(x_{i+1}, y_{i+1})$ , y  $(x_{i+2}, y_{i+2})$ . El valor del área aproximada, sombreada en la figura, se calcula con un poco más de trabajo y el resultado es

$$\frac{h}{3}(y_i + 4y_{i+1} + y_{i+2})$$

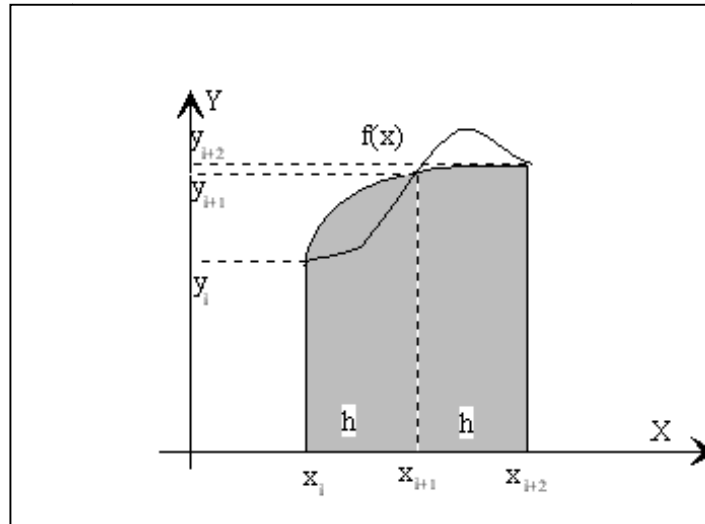


Fig. 4.17 Área determinada por el método de Simpson

La simple inspección visual de esta figura y la que describe el procedimiento de los trapecios nos confirma que el método de Simpson deberá ser mucho más exacto que el procedimiento del trapecio. El área aproximada en el intervalo  $[a, b]$  es

$$\int_a^b f(x) dx \approx \frac{h}{3}(y_0 + 4y_1 + y_2) + \frac{h}{3}(y_2 + 4y_3 + y_4) + \dots + \frac{h}{3}(y_{n-2} + 4y_{n-1} + y_n)$$

bien, agrupando términos

$$\int_a^b f(x) dx \approx \frac{h}{3}[(y_0 + y_n) + 4(y_1 + y_3 + \dots + y_{n-1}) + 2(y_2 + y_4 + \dots + y_{n-2})]$$

El primer paréntesis, contiene la suma de los extremos, el segundo, la suma de los términos de índice impar, y el tercero la suma de los términos de índice par. En el método de Simpson, el número de divisiones  $n$  debe de ser par.



## 5.9. SISTEMA DE COMBUSTIBLE

En los tubos de venteo de los tanques de combustible, las normas del ABS indican que el diámetro mínimo debe ser de 1.5”, por tanto, tomamos un diámetro de 3” para nuestro proyecto.

Las cañerías 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 (Ver ANEXO “C”).

El consumo es equivalente a 0.082m<sup>3</sup>/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:

CUADRO N°17

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

(Ref. Apuntes tomados en clase de Mecánica de Fluidos)

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

$$D = 2 * \sqrt{\frac{Q}{\pi * V}} \quad (5.9.1)$$

Donde:

D: diámetro de la tubería [m.]

Q: caudal [m<sup>3</sup>/s.]

V: velocidad del fluido [m/s.]

Reemplazando los valores en la ecuación (5.9.1) se tiene,

$$D = 2 * \sqrt{\frac{2.27 * 10^{-5}}{\pi * 1.38}} = 0.00458 \text{ m.} \cong 0.2''$$

Al buscar esta dimensión en catálogos, encontramos que el más próximo es de 0.5'', 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 N°13.

## **5.10. SISTEMA DE AGUA DULCE**

Para el sistema de agua dulce, se tiene que las tuberías deben soportar presiones superiores a 10.5 kg/cm<sup>2</sup> o 150 PSI y una temperatura mayor a 343°C, según las normas del ABS para embarcaciones de rivera. Además serán tuberías del tipo galvanizado, para evitar la contaminación del fluido por efectos corrosión.

Para este sistema se dispuso de dos tanques de agua ubicados en la cubierta intemperie, uno para el agua potable y el otro para agua de río, las capacidades de cada uno se indican en el plano N°17.

El tanque de agua de río abastece a los cuatro inodoros que lleva el buque, se toma agua de río porque cualquier momento lo puedes abastecer, ya sea en el trayecto o en puerto.

El tanque de agua potable abastece a los cinco lavatorios y tres duchas, por tener contacto con la piel se requiere que sea potable para evitar cualquier contagio de enfermedades que dañen la salud de la tripulación.

En este sistema también se crea un tanque de residuos sólidos y un tanque de séptico para lograr la descarga del material libre de contaminantes.

El Plano N°17 muestra los detalles, como es el caso del diámetro, la distribución del sistema de agua dulce y de enfriamiento de los motores principales. Para el enfriamiento del motor, el fabricante asigna y realiza los cálculos para del nivel de transferencia de calor que se debe dar para el buen funcionamiento de los motores.

Por tratarse de una tesis para optar el título profesional, en el cual la idea principal para el diseño del empujador tipo catamarán de 900HP de potencia instalada se encuentra desarrollado en el capítulo anterior. El diseño de detalles abarca un tema complementario del proyecto general, entonces los demás detalles quedará anotado en la lista mostrada en el cuadro siguiente, estos puntos son abordados por técnicos e ingenieros que implícitamente tienen mayor conocimiento en estas áreas.

CUADRO N°18

<b>Item</b>	<b>Descripción</b>
01	Plano del desarrollo de la hélice
02	Plano de la chaveta del cono de hélice
03	Plano de la regleta de medición de calado
04	Plano de extintores
05	Plano de salida de emergencias
06	Plano de tableros eléctricos
07	Plano de las luces de navegación
08	Plano del sistema de sondaje
09	Plano de los descansos del eje de propulsión
10	Plano de los tubos de escape de los motores principales
11	Plano del sistema de enfriamiento de los motores principales
12	Plano de la base del grupo electrógeno
13	Plano de distribución del alumbrado interno y externo
14	Plano de la toma de fondo
15	Plano de los winches de sujeción
16	Plano de accionamiento del timón
17	Plano de estructuras de la superestructura
18	Plano de estructuras de la caseta
19	Plano del sistema de alarmas contra incendios
20	Plano de alarma de inundación de compartimento
21	Plano de las escaleras de acceso a las cubiertas
22	Plano de las ventanas
23	Plano de las puertas
24	Plano de las lumbreras
25	Plano de los tanques de agua
26	Plano de la línea de máxima carga
27	Plano de los sumideros de la cubiertas de la superestructuras
28	Plano del sistema de aire acondicionado
29	Plano de los tomacorrientes
30	Plano de los interruptores eléctricos
31	Plano de las capsulas salvavidas
32	Plano de cincado de casco
33	Plano de varado sobre calzos
34	Plano de muebles (sillas, mesas, gavetas, cocinas, etc)

## **CAPITULO VI**

### **EVALUACIÓN ECONÓMICA**

#### **6.1. GENERALIDADES**

La evaluación de un proyecto es el proceso de medición de su valor, que se basa en la comparación de los beneficios que genera y los costos o inversiones que requiere, desde un punto de vista determinado.

El presupuesto con que se debe desarrollar el proyecto de diseño de construcción, se debe señalar las fuentes de financiamiento, los costos que involucra diseñar y construir. Y la planificación de la utilidad que se espera obtener, para cumplir los objetivos.

##### **6.1.1. Objetivo**

El presente estudio ha sido realizado con fines estrictamente académicos y presenta el informe cuyo objetivo a la fecha es evaluar el trabajo realizado por el Empujador Fluvial desde el punto de vista económico.

##### **6.1.2. Evaluación**

Los beneficios netos económicos han sido determinados considerando:

- Los ingresos se basan en la carga transportada del crudo.
- Los egresos corresponden al costo de los insumos, de operación y mantenimiento del empujador tipo catamarán.
- Los costos de inversión en el diseño y construcción.

### **6.1.3. Premisas de evaluación**

El periodo de servicio abarca 30 años como vida útil total, sin embargo el estudio estará basado en 10 años por estar dentro de la vida útil económica, a finales de este periodo la embarcación se someterá a un recorrido integral para recuperar sus performances.

- Se considera un valor remanente de la nave.
- La tasa de descuento base utilizada es de 12%, haciéndose sensibilidad entre las tasas de 8 a 28 %
- Se ha tomado como tasa de impuesto a la Renta 30% sobre las utilidades.

## **6.2. EVALUACIÓN DEL ASPECTO ECONÓMICO**

La evaluación económica cuantificará y evaluará las bondades intrínsecas del Proyecto, es decir el flujo real de bienes y servicios absorbidos y generados por este sin tener en cuenta el financiamiento de la inversión.

### 6.2.1. Inversión

La inversión requerida para el proyecto es de 2'119,189.09 nuevos soles sin incluir IGV, para el año 2009. En la evaluación económica no se considera el IGV.

CUADRO N°01

CONSTRUCCION DEL EMPUJADOR FLUVIAL - DAGR-001 - EN LA ZONA DE IQUITOS					
Item	Descripción	Und.	Metrado	Precio S/.	Parcial S/.
<b>01</b>	<b>TRABAJOS INICIALES</b>				<b>79,500.00</b>
01.01	ESTADIA EN ASTILLERO	Día	90.00	750.00	67,500.00
01.02	TRANSPORTE DE MATERIALES A OBRA	Glb.	1.00	11,000.00	11,000.00
01.03	TRASLADO DEL EMPUJADOR AL RÍO	Glb.	1.00	1,000.00	1,000.00
<b>02</b>	<b>OBRAS DE METAL MECANICA</b>				<b>608,171.00</b>
<b>02.01</b>	<b>CASCO</b>				<b>529,641.00</b>
02.01.01	PLANCHAJE (FONDO,PANTOQUE, BANDAS, CUBIERTA Y QUILLOTE)	Kg.	39,981.00	9.00	359,829.00
02.01.02	MAMAPAROS	Kg.	2,225.00	9.00	20,025.00
02.01.03	CUADERNAS, BAOS Y VARENGAS	Kg.	8,412.00	9.00	75,708.00
02.01.04	REFUERZOS LONGITUDINALES DE BANDA, FONDO Y CUBIERTA	Kg.	6,214.00	9.00	55,926.00
02.01.05	REFUERZO DE MAMPAROS	Kg.	2,017.00	9.00	18,153.00
<b>02.02</b>	<b>SUPERESTRUCTURA</b>				<b>70,317.00</b>

02.02.01	PLANCHAJE (1ER, 2DO, 3ER NIVEL Y CASETA)	Kg.	6,547.00	9.00	58,923.00
02.02.02	REFUERZOS	Kg.	1,266.00	9.00	11,394.00
<b>02.03</b>	<b>POSTE DE ALUMBRADO</b>				<b>3,573.00</b>
02.03.01	POSTE DE ALUMBRADO	Kg.	310.00	9.00	2,790.00
02.03.02	SOPORTES DE POSTE DE ALUMBRADO PARA LUMINARIA	Kg.	87.00	9.00	783.00
<b>02.04</b>	<b>ACCESORIOS DE CUBIERTA</b>				<b>4,640.00</b>
02.04.01	BITAS	Und.	4.00	500.00	2,000.00
02.04.02	ESCOTILLA DE ACCESO A BODEGAS Y TANQUES (INC. ESCALERA)	Und.	12.00	220.00	2,640.00
<b>03</b>	<b>INSTALACIONES HIDRAULICAS</b>				<b>953,500.00</b>
<b>03.01</b>	<b>SISTEMA DE AGUA DE RIO</b>				<b>3,800.00</b>
03.01.01	LINEA CONTRA INCENDIO DE 2 1/2"	m.l.	10.00	85.00	850.00
03.01.02	LINEA SUMINISTRO DE AGUA DE 1/2"	m.l.	40.00	45.00	1,800.00
03.01.03	VALVULA COMPUERTA DE 2 1/2" ASTM A216 GRADO B	Und.	2.00	420.00	840.00
03.01.04	VALVULA CHECK DE 2 1/2" ASTM A216 GRADO B	Und.	1.00	310.00	310.00
<b>03.02</b>	<b>SISTEMA DE COMBUSTIBLE</b>				<b>1,766.00</b>
03.02.01	LINEA DE COMBUSTIBLE DE MOTORES PRINCIPALES	m.l.	18.00	12.00	216.00
03.02.02	ACCESORIOS DE 3/4" ASTM A216 GRADO B	Und.	30.00	25.00	750.00
03.02.03	VALVULAS COMPUERTAS DE 3/4" ASTM A216 GRADO B	Und.	20.00	40.00	800.00



03.03	SISTEMA NEUMATICO				534.00
03.03.01	LINEA DE AIRE COMPRIMIDO DE 1"	m.l.	12.00	20.00	240.00
03.03.02	ACCESORIOS DE 1" ASTM A216 GRADO B	Und.	6.00	42.00	252.00
03.03.03	VALVULA COMPUERTA DE 1" ASTM A216 GRADO B	Und.	1.00	42.00	42.00
03.04	MAQUINARIAS Y EQUIPOS MÁS INSTALACIONES				947,400.00
03.04.01	MOTORES PRINCIPALES Y PROPULSION	Glb.	1.00	945,000.00	945,000.00
03.04.02	ELECTROBOMBAS	Und.	2.00	450.00	900.00
03.04.03	EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO Y OTROS	Und.	6.00	250.00	1,500.00
04	INSTALACIONES ELECTRICAS				65,400.00
04.01	ALIMENTACION Y DISTRIBUCION				35,400.00
04.01.01	GRUPO ELECTROGENO 8KW	Und.	1.00	6,000.00	6,000.00
04.01.02	TABLEROS	Und.	8.00	1,200.00	9,600.00
04.01.03	CABLEADO	m.l.	220.00	90.00	19,800.00
04.02	EQUIPOS COMPLEMENTARIOS				30,000.00
04.02.01	LUCES DE NAVEGACION EN PROA Y POPA	Und.	5.00	3,600.00	18,000.00
04.02.02	LUMINARIA EXTERIOR	Und.	12.00	800.00	9,600.00
04.02.03	CANALETAS PARA CABLE	m.l.	30.00	80.00	2,400.00
05	ARENADO				7,056.00

05.01	CASCO				6,916.00
05.01.01	ARENADO AL METAL BLANCO DE FORRO EXTERIOR E INTERIOR	m2	360.00	14.00	5,040.00
05.01.02	ARENADO AL METAL BLANCO DE MAMPARO LONGITUDINAL Y TRANSVERSAL	m2	60.00	14.00	840.00
05.01.03	ARENADO AL METAL BLANCO DE CUADERNAS	m2	20.00	14.00	280.00
05.01.04	ARENADO AL METAL BLANCO DE VAGRAS Y ESLORAS	m2	42.00	14.00	588.00
05.01.05	ARENADO AL METAL BLANCO DE REFUERZOS DE MAMPAROS	m2	12.00	14.00	168.00
05.02	TUBERIA DE SISTEMA DE AGUA DE RIO				140.00
05.02.01	ARENADO AL METAL BLANCO DE LINEA CONTRA INCENDIOS DE Ø=2 1/2"	m2	4.00	14.00	56.00
05.02.02	ARENADO AL METAL BLANCO DE LINEA SUMINISTRO DE AGUA DE Ø=2 1/2"	m2	6.00	14.00	84.00
06	PINTURA				16,013.24
06.01	CASCO				10,868.00
06.01.01	PINTADO CON SISTEMA EPOXICO-AMIDA DE FORRO EXTERIOR E INTERIOR	m2	360.00	22.00	7,920.00
06.01.02	PINTADO CON SISTEMA EPOXICO-AMIDA DE MAMPARO LONGITUDINAL Y TRANSVERSAL	m2	60.00	22.00	1,320.00
06.01.03	PINTADO CON SISTEMA EPOXICO-AMIDA DE CUADERNAS	m2	20.00	22.00	440.00
06.01.04	PINTADO CON SISTEMA EPOXICO-AMIDA DE VAGRAS Y ESLORAS	m2	42.00	22.00	924.00
06.01.05	PINTADO CON SISTEMA EPOXICO-AMIDA DE REFUERZOS DE MAMPAROS	m2	12.00	22.00	264.00

06.02	<b>SUPERESTRUCTURA</b>				<b>4,425.00</b>
06.02.01	PLANCHAJE (1ER, 2DO, 3ER NIVEL Y CASETA)	m2	280.00	15.00	4,200.00
06.02.02	REFUERZOS	m2	15.00	15.00	225.00
06.03	<b>POSTES DE ALUMBRADO</b>				<b>50.00</b>
06.03.01	PINTADO CON SISTEMA CONVENCIONAL, INCLUYE LIMPIEZA MECANICA	m2	2.00	20.00	40.00
06.03.02	PINTADO CON SISTEMA CONVENCIONAL, INCLUYE LIMPIEZA MECANICA DE SOPORTE DE LUMINARIAS	m2	0.50	20.00	10.00
06.04	<b>ACCESORIOS DE CUBIERTA</b>				<b>460.00</b>
06.04.01	PINTADO CON SISTEMA CONVENCIONAL, INCLUYE LIMPIEZA MECANICA DE BITAS	m2	2.00	20.00	40.00
06.04.02	PINTADO CON SISTEMA CONVENCIONAL, INCLUYE LIMPIEZA MECANICA DE ESCOTILLAS DE ACCESO A BODEGAS Y TANQUES	m2	6.00	70.00	420.00
06.05	<b>TUBERIA DE SISTEMA DE AGUA DE RIO</b>				<b>210.24</b>
06.05.01	PINTADO CON SISTEMA EPOXICO-AMIDA DE LINEA CONTRA INCENDIO DE Ø= 2 1/2"	m2	4.00	41.76	167.04
06.05.02	PINTADO CON SISTEMA EPOXICO-AMIDA DE LINEA DE SUMINISTRO DE AGUA DE Ø= 2 1/2"	m2	6.00	7.20	43.20
07	<b>PRUEBAS</b>				<b>7,400.00</b>
07.01	PRUEBA NEUMATICA DE ESTANQUEIDAD EN COMPARTIMIENTOS DEL CASCO	Glb.	1.00	3,200.00	3,200.00
07.02	PRUEBA HIDROSTATICA A TUBERIAS Y VALVULAS A 120 PSI DURANTE MINIMO 1 HORA	Glb.	1.00	1,200.00	1,200.00

07.03	INSPECCION DE SOLDADURAS MEDIANTE TINTES PENETRANTES	m.l.	150.00	20.00	3,000.00
	COSTO DIRECTO				1,737,040.24
	GASTOS GENERALES (12%)				208,444.83
	UTILIDADES (10%)				173,704.02
					-----
	SUB-TOTAL				<b>2,119,189.09</b>
	IMPUESTO GENERAL A LAS VENTAS I.G.V. 19%				402,645.93
					-----
	TOTAL PRESUPUESTO				<b>2,521,835.02</b>

SON : DOS MILLONES QUINIENTOS VEINTIUN MIL OCHOCIENTOS TREINTA Y CINCO CON 02/100 NUEVOS SOLES

### **6.2.2. Costos de operación y mantenimiento**

Constituido básicamente de los salarios de la tripulación, repuestos e insumos para la operación y el mantenimiento. Se ha estimado un costo anual del 10% del costo directo de inversión.

### **6.2.3. Ingresos anuales del proyecto**

Para calcular los beneficios se ha considerado el valor del transporte del crudo en el trayecto entre la ciudad de Iquitos y Saramuro. Basado en estudios referenciales de la flota de PETROPERÚ S.A.

CUADRO N°02

AÑO	VOLUMEN BBL	COSTO COMBUSTIBLE	COSTO EMPUJADOR	IMPORTE	GANANCIA
2010	0.00	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
2011	2,000,000.00	\$ 420,000.00	\$ 360,000.00	\$ 1,400,000.00	\$ 620,000.00
2012	2,000,000.00	\$ 426,300.00	\$ 396,000.00	\$ 1,400,000.00	\$ 577,700.00
2013	2,000,000.00	\$ 432,694.50	\$ 435,600.00	\$ 1,400,000.00	\$ 531,705.50
2014	2,000,000.00	\$ 439,184.92	\$ 479,160.00	\$ 1,400,000.00	\$ 481,655.08
2015	2,000,000.00	\$ 445,772.69	\$ 527,076.00	\$ 1,400,000.00	\$ 427,151.31
2016	2,000,000.00	\$ 452,459.28	\$ 579,783.60	\$ 1,400,000.00	\$ 367,757.12
2017	2,000,000.00	\$ 459,246.17	\$ 637,761.96	\$ 1,400,000.00	\$ 302,991.87
2018	2,000,000.00	\$ 466,134.86	\$ 701,538.16	\$ 1,400,000.00	\$ 232,326.98
2019	2,000,000.00	\$ 473,126.89	\$ 771,691.97	\$ 1,400,000.00	\$ 155,181.14
2020	2,000,000.00	\$ 480,223.79	\$ 1,248,861.17	\$ 1,400,000.00	\$ -329,084.96
2021	2,000,000.00	\$ 487,427.15	\$ 400,000.00	\$ 1,400,000.00	\$ 512,572.85
2022	2,000,000.00	\$ 494,738.55	\$ 440,000.00	\$ 1,400,000.00	\$ 465,261.45
2023	2,000,000.00	\$ 502,159.63	\$ 484,000.00	\$ 1,400,000.00	\$ 413,840.37
2024	2,000,000.00	\$ 509,692.03	\$ 532,400.00	\$ 1,400,000.00	\$ 357,907.97
2025	2,000,000.00	\$ 517,337.41	\$ 585,640.00	\$ 1,400,000.00	\$ 297,022.59
2026	2,000,000.00	\$ 525,097.47	\$ 644,204.00	\$ 1,400,000.00	\$ 230,698.53
2027	2,000,000.00	\$ 532,973.93	\$ 708,624.40	\$ 1,400,000.00	\$ 158,401.67
2028	2,000,000.00	\$ 540,968.54	\$ 779,486.84	\$ 1,400,000.00	\$ 79,544.62
2029	2,000,000.00	\$ 549,083.07	\$ 857,435.52	\$ 1,400,000.00	\$ -6,518.59
2030	2,000,000.00	\$ 557,319.31	\$ 1,343,179.08	\$ 1,400,000.00	\$ -500,498.39
2031	2,000,000.00	\$ 565,679.10	\$ 450,000.00	\$ 1,400,000.00	\$ 384,320.90
2032	2,000,000.00	\$ 574,164.29	\$ 495,000.00	\$ 1,400,000.00	\$ 330,835.71
2033	2,000,000.00	\$ 582,776.75	\$ 544,500.00	\$ 1,400,000.00	\$ 272,723.25
2034	2,000,000.00	\$ 591,518.40	\$ 598,950.00	\$ 1,400,000.00	\$ 209,531.60
2035	2,000,000.00	\$ 600,391.18	\$ 658,845.00	\$ 1,400,000.00	\$ 140,763.82
2036	2,000,000.00	\$ 609,397.05	\$ 724,729.50	\$ 1,400,000.00	\$ 65,873.45
2037	2,000,000.00	\$ 618,538.00	\$ 797,202.45	\$ 1,400,000.00	\$ -15,740.45
2038	2,000,000.00	\$ 627,816.07	\$ 876,922.70	\$ 1,400,000.00	\$ -104,738.77
2039	2,000,000.00	\$ 637,233.32	\$ 964,614.96	\$ 1,400,000.00	\$ -201,848.28
2040	2,000,000.00	\$ 646,791.82	\$ 1,061,076.46	\$ 1,400,000.00	\$ -307,868.28

#### 6.2.4. Evaluación económica

A partir del flujo económico que se muestra en el CUADRO N° 03 se mostraran los siguientes indicadores económicos, el costo total es un aproximado del máximo dado en el cuadro anterior correspondiente a diez años de edad del empujador.

CUADRO N°03

AÑO	INGRESO	INVERSION	OP. Y MANT.	TOTAL COSTO	FLUJO ECONÓMICO
0	\$ -	\$ 735,829.55	\$ -	\$ 735,829.55	\$ -735,829.55
1	\$ 1,400,000.00	\$ -	\$ 1,200,000.00	\$ 1,200,000.00	\$ 200,000.00
2	\$ 1,400,000.00	\$ -	\$ 1,200,000.00	\$ 1,200,000.00	\$ 200,000.00
3	\$ 1,400,000.00	\$ -	\$ 1,200,000.00	\$ 1,200,000.00	\$ 200,000.00
4	\$ 1,400,000.00	\$ -	\$ 1,200,000.00	\$ 1,200,000.00	\$ 200,000.00
5	\$ 1,400,000.00	\$ -	\$ 1,200,000.00	\$ 1,200,000.00	\$ 200,000.00
6	\$ 1,400,000.00	\$ -	\$ 1,200,000.00	\$ 1,200,000.00	\$ 200,000.00
7	\$ 1,400,000.00	\$ -	\$ 1,200,000.00	\$ 1,200,000.00	\$ 200,000.00
8	\$ 1,400,000.00	\$ -	\$ 1,200,000.00	\$ 1,200,000.00	\$ 200,000.00
9	\$ 1,400,000.00	\$ -	\$ 1,200,000.00	\$ 1,200,000.00	\$ 200,000.00
10	\$ 1,400,000.00	\$ -	\$ 1,200,000.00	\$ 1,200,000.00	\$ 200,000.00

Tipo de cambio al 08/12/2009: 1.00 dólar = 2.880 nuevos soles

#### A.- Valor Actual Neto Económico

Para este análisis debemos de recordar que nuestra inversión inicial es de US\$ 735,829.55 para los efectos de diseño y construcción, además, se realizan inversiones a los diez (10) años, para el caso de cambio de los motores principales y de algunas planchas o refuerzos desgastados. Para la tasa de interés, tomamos un valor del 12% por efecto de oportunidad de capital de la empresa contratante.

$$\text{VAN E} = \text{US\$ } 394,215.06$$

### **B.- Tasa Interna de Retorno Económica**

Representa la tasa de rendimiento económica del proyecto y se obtiene descontando el saldo neto de caja versus los recursos propios a la inversión.

$$\text{TIR E} = 24.02\%$$

### **C.- Relación Beneficio – Costo Económico**

Representa la relación entre los fondos económicos invertidos y generados. Se obtiene a partir del cociente del flujo de los ingresos y costos actualizados. Se observa que es mayor que la unidad, en efecto el proyecto es rentable.

$$\text{B/C E} = 1.05$$

## **6.2.5. Análisis de sensibilidad**

### **A.- Tasa de Descuento**

Se analizó la variación de la tasa de descuento, para los indicadores económicos VAN y B/C entre 8 y 25 %. Para el rango donde la tasa de descuento es menor a 22% el proyecto muestra indicadores económicos positivos (Ver CUADRO N° 04). Se puede apreciar que hasta el 22% el análisis por beneficio Vs. costo es ligeramente mayor que la unidad, un mayor descuento no sería de interés para desarrollar el proyecto.

CUADRO N°04

TD	VAN E	B/C E
8%	\$ 606,186.73	1.07
9%	\$ 547,701.99	1.06
10%	\$ 493,083.87	1.06
11%	\$ 442,016.85	1.06
12%	\$ 394,215.06	1.05
13%	\$ 349,419.15	1.05
14%	\$ 307,393.58	1.04
15%	\$ 267,924.18	1.04
16%	\$ 230,815.95	1.04
17%	\$ 195,891.18	1.03
18%	\$ 162,987.71	1.03
19%	\$ 131,957.42	1.02
20%	\$ 102,664.87	1.02
21%	\$ 74,986.04	1.01
22%	\$ 48,807.32	1.01
23%	\$ 24,024.45	1.00
24%	\$ 541.71	1.00
25%	\$ -21,728.90	1.00

### B.- Tarifa

Se analizó la variación de la tarifa de transporte de carga (fletamento) entre 0 y + 60 %, para los indicadores económicos VAN, TIR y B/C. (Ver CUADRO N°05). Cuanto más se aumente la tarifa del fletamento es más rentable.



CUADRO N°05

TASA	VAN E	TIR E	B/C E
0%	\$ 394,215.06	24.02%	1.05
5%	\$ 789,730.67	34.85%	1.11
10%	\$ 1,185,246.28	45.09%	1.16
15%	\$ 1,580,761.89	55.02%	1.21
20%	\$ 1,976,277.50	64.79%	1.26
25%	\$ 2,371,793.12	74.46%	1.32
30%	\$ 2,767,308.73	84.07%	1.37
35%	\$ 3,162,824.34	93.65%	1.42
40%	\$ 3,558,339.95	103.20%	1.47
45%	\$ 3,953,855.56	112.74%	1.53
50%	\$ 4,349,371.18	122.27%	1.58
55%	\$ 4,744,886.79	131.79%	1.63
60%	\$ 5,140,402.40	141.32%	1.68

### C.- Inversión

Se analizó la variación de la inversión entre -30 y + 40%, para los indicadores económicos VAN, TIR y B/C (Ver CUADRO N° 06). Un aumento de la inversión al 40% deja de ser rentable.

CUADRO N°06

TASA	VAN E	TIR E	B/C E
-30%	\$ 614,963.92	37.18%	1.08
-20%	\$ 541,380.97	31.83%	1.07
-10%	\$ 467,798.01	27.55%	1.06
0%	\$ 394,215.06	24.02%	1.05
10%	\$ 320,632.10	21.05%	1.04
20%	\$ 247,049.15	18.50%	1.03
30%	\$ 173,466.19	16.28%	1.02
40%	\$ 99,883.24	14.32%	1.01

## CONCLUSIONES

1. El empujador con un casco tipo catamarán posee mayor estabilidad que el tipo monocasco, además se mejora el gobierno por contar con dos propulsores, brindando mayor control para las maniobras en las costas bravas (zonas curvas de los ríos).
2. La estabilidad direccional mejora respecto de un empujador tipo monocasco en vista que el valor del coeficiente de bloque es menor, y en efecto, el perfil obtenido es más fino.
3. El análisis de resistencia estructural, muestra niveles de seguridad aceptables, obteniéndose un margen de seguridad superior a la unidad. Donde se tienen tres factores de seguridad; primero en la zona de la quilla de la sección media el valor es de 18, segundo en la zona de la cubierta en la sección media tenemos un valor de 22 y en la zona central que une a los pontones tenemos un valor de 7.9, por tanto, como valor general tenemos un factor de seguridad de 7.9, este valor es menor que el esfuerzo admisible recomendado por el autor del Libro "cálculo de estructuras de buques" por el Doctor ingeniero naval Ricardo Martín Domínguez

mencionado en la página 365. Cuyo esfuerzo máximo de trabajo para estructuras normales es de 15kg/cm<sup>2</sup>.

4. El nivel del agua en las hélices es mayor por el efecto de canalización del fluido entrante, permitiendo mayor presión sobre las hélices, mejorando su eficiencia propulsiva, es decir, el efecto de resbamiento de las hélices es menor que el producida por el empujador tipo monocasco.
5. En los diseños de empujadores tipo catamarán, se logra calados de funcionamiento menores comparado con los del tipo monocasco, lográndose obtener una nueva opción para este tipo de servicio.
6. Existe una menor resistencia al avance y de formación de olas, comparadas con las construcciones del tipo monocasco.
7. Al tenerse los quillotes ubicados en la parte central del empujador tipo catamarán se logra disminuir las perturbaciones de las líneas de corrientes comparado con el tipo monocasco, con esto se logra una mayor asistencia del flujo de agua sobre las hélices.
8. Se cumple con la mayoría de los criterios de estabilidad establecidos por la Organización Marítima Internacional (OMI), siendo la única que no cumple el punto en el cual el mayor brazo adrizante debe de estar a partir los 25° como mínimo. Este criterio no debería ser aplicable al empujador fluvial tipo catamarán, por estar su zona de navegación en los ríos esta no sufre de embates del agua como es el caso que se da en la mar, sin embargo, para cumplirse se debería de aumentar

el francobordo, lográndose una mayor capacidad de flotación, que sería innecesario para embarcaciones de río.

9. Los análisis económicos nos indica que el proyecto de inversión es de alta rentabilidad, tratándose para el transporte de petróleo.
10. El flujo económico muestra que la inversión es recuperable a los cinco (05) años de edad, estando dentro de su vida económica y teniendo cinco años más para obtener niveles de rentabilidad considerables.

## BIBLIOGRAFÍA

- Proyecto de Buques-Primera parte. Ing. Raúl F. Aleman. Buenos Aires 1970.
- Proyecto de Buques-Segunda parte. Ing. Raúl F. Aleman. Buenos Aires 1971.
- Cruceros y lanchas veloces. Juan Baader. Buenos Aires 1951.
- Reglas para la construcción y clasificación de buques de acero para el servicio fluvial en canales costeros protegidos (ABS). New York 1971.
- Fundamentos de construcción naval y estabilidad del buque. Instituto Naval de E.U.A., Anapolis, Maryland 1958
- Elementos de arquitectura naval. Ing. Antonio Mandelli. Buenos Aires 1970.
- Construcción naval y servicios. Antonio Bonilla de la Corte. España 1984.
- Mecánica de materiales. Ferdinand P. Beer y E. Russell Johnston, Jr. EEUU 1993.
- Cálculo de estructuras de buques. Ricardo Martin Domínguez. España 1969.
- Ship construction. D. J. Eyres. Nueva Zelanda 1972.
- Propeller Handbook. Dave Gerr. EEUU 1989.
- Ship design and construction. SNAME. EEUU 1980.
- Principles of naval architecture. SNAME. EEUU 1967.
- Basic ship theory. Rawson-Tupper. EEUU 2001
- <http://www.eagle.org/eagleExternalPortalWEB/>

- [http://www.rte.espol.edu.ec/archivos/Revista\\_2002/Revista\\_2002\\_Vol\\_15\\_N\\_1\\_Art11.pdf](http://www.rte.espol.edu.ec/archivos/Revista_2002/Revista_2002_Vol_15_N_1_Art11.pdf)
- [http://oa.upm.es/84/1/souto\\_iglesias.pdf](http://oa.upm.es/84/1/souto_iglesias.pdf)
- [http://oa.upm.es/1185/1/PFC\\_VERONICA\\_JORDAN\\_JORDAN.pdf](http://oa.upm.es/1185/1/PFC_VERONICA_JORDAN_JORDAN.pdf)
- <http://www.scribd.com/doc/23711035/Design-and-Construction>
- [http://books.google.com.pe/books?id=EaCGJqNdL-kC&printsec=frontcover&dq=teoria+del+buque&ots=iUiRVD0W72&sig=3f-QDOaJNiy7PvZdpWXgLcJc3Ig&hl=es&ei=MsFoS8-CFJCPIAfI0PifCA&sa=X&oi=book\\_result&ct=result&resnum=1&ved=0CCYQ6AEwAA#v=onepage&q=&f=false](http://books.google.com.pe/books?id=EaCGJqNdL-kC&printsec=frontcover&dq=teoria+del+buque&ots=iUiRVD0W72&sig=3f-QDOaJNiy7PvZdpWXgLcJc3Ig&hl=es&ei=MsFoS8-CFJCPIAfI0PifCA&sa=X&oi=book_result&ct=result&resnum=1&ved=0CCYQ6AEwAA#v=onepage&q=&f=false)
- <http://oa.upm.es/888/1/08200101.pdf>
- [http://www.titanic-model.com/articles/A\\_Matter\\_of\\_Stability\\_Trim/A%20Matter%20of%20Stability%20&%20Trim.pdf](http://www.titanic-model.com/articles/A_Matter_of_Stability_Trim/A%20Matter%20of%20Stability%20&%20Trim.pdf)
- <http://hojas-de-calculo-en-excel.blogspot.com/2009/05/calcular-la-tir-y-el-van.html>
- [http://www.ingenierosnavales.com/uploaded/Disenodecanalesymaniobrabilidaddelosbuques\(1\).pdf](http://www.ingenierosnavales.com/uploaded/Disenodecanalesymaniobrabilidaddelosbuques(1).pdf)