Proyecto de diseño preliminar de un yate de 40 metros de eslora

Trabajo Final de Grado

Facultat de Nàutica de Barcelona
Universitat Politècnica de Catalunya

Trabajo realizado por:
Guillermo Arbuniés Herranz
Gerard Caja Roca

Dirigido por:
Jesús Ezequiel Martínez Marin

Grado en Ingenieria de Sistemas y Tecnología Naval

Barcelona, 2015-07-09

Departamento de Ciencia e Ingenieria Náutica

Resumen

Este documento presenta el diseño preliminar de un yate de 40 metros de eslora a motor. Para ello, hemos seguido el proceso utilizado para el diseño de la mayoría de embarcaciones, la espiral de diseño. En este proyecto se realiza la primera vuelta de la espiral, el llamado anteproyecto.

En primer lugar, se realiza una base de datos de embarcaciones similares y un posterior estudio estadístico para obtener las dimensiones principales. Las dimensiones obtenidas nos servirán para la generación de formas.

Una vez generadas la formas se analizan para obtener los valores hidrostáticos, valores de resistencia al avance y una predicción de la potencia para seleccionar y diseñar un motor y una hélice adecuadas para el proyecto.

Finalmente se realiza el diseño y dimensionamiento de la disposición general del yate.

Este proceso es un proceso iterativo, en que cada vuelta a la espiral se van fijando algunos parámetros y modificando otros para obtener los valores óptimos al final del proceso.

Abstract

This document presents the preliminary design of a 40 meters length motorboat. For this purpose, we have followed the “spiral design” process, commonly used to design most of vessels. In this project, it is made the first round of the spiral, the so called draft or preliminary design.

First of all, we compiled a data base of information from similar boats, followed by a statistic study in order to obtain the main measurements and dimensions. These dimensions will be used to generate the shapes.

Once the shapes are generated, they are analised to obtain the hydrostatic values, resistance to advance values, and a power prediction to select and design an engine and a helix that are suitable for the project.

Finally, we make the design and measurement of the general layout of the yacht.

This is an iterative process, in which each turn to the spiral allows to fix some parameters and modify some others, in order to obtain the optimal values at the end of the whole process.

Contenido

RESUMEN III

ABSTRACT IV

1.- INTRODUCCIÓN 1

1.1.- OBJETIVOS 1
1.2.- MOTIVACIONES 2
1.3.- PROCEDIMIENTO 2

2.- DEFINICIÓN TIPO DE BUQUE 5

3.- DIMENSIONES PRELIMINARES 6

3.1.- BASE DE DATOS 6
3.2.- ESTUDIO ESTADÍSTICO 9
3.2.1.- ESLORA TOTAL, LOA 9
3.2.2.- ESLORA DE FLOTACIÓN, LWL 9
3.2.3.- MANGA, B 11
3.2.4.- CALADO, T 13
3.2.5.- PUNTAL 14
3.2.6.- DESPLAZAMIENTO, Δ 15
3.3.-DIMENSIONES PRINCIPALES 16

4.- DISEÑO DE FORMAS 17

4.1.- PROCESO DE DISEÑO 18
4.2.- PROCEDIMIENTO EMPLEADO PARA LA GENERACIÓN DE FORMAS 19

5.- RESISTENCIA AL AVANCE Y PREDICCIÓN DE POTENCIA 24

5.1.- RESISTENCIA AL AVANCE 24
5.1.1.- RESISTENCIA VISCOSA 25
5.1.2.- RESISTENCIA POR FORMACIÓN DE OLAS 26
5.1.3.- OTRAS RESISTENCIAS 29
5.2.- DETERMINACIÓN DE LA RESISTENCIA AL AVANCE Y PREDICCIÓN DE LA POTENCIA 29
5.2.1.- OBTENCIÓN DE LOS PARÁMETROS HIDROSTÁTICOS 30
5.3.- MÉTODOS PARA LA DETERMINACIÓN DE LA RESISTENCIA AL AVANCE Y LA POTENCIA 34

5.3.1.- APLICACIÓN DEL MÉTODO APROPIADO 36
5.4.- GRÁFICA RESISTENCIA AL AVANCE (KN)- VELOCIDAD (KNOTS) 38
5.5.- CURVA DE POTENCIA EFECTIVA (EHP) 40
5.5.1.- TABLA VELOCIDAD, RESISTENCIA AL AVANCE, POTENCIA 41
5.6.- CÚBICA DE LA HÉLICE 43

6.- ELECCIÓN DEL MOTOR PRINCIPAL 44

6.1.- DEFINICIÓN DEL GRUPO DE APLICACIÓN Y PERFIL OPERATIVO 44
6.2.- CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE MOTORES 46
6.2.1.- POTENCIA NOMINAL 46
6.2.2.- CURVAS DE POTENCIA MCR 47
6.2.3.- CICLO 48
6.2.4.- VELOCIDAD DE GIRO 49
6.2.5.- RELACIÓN DE COMPRESIÓN 49
6.2.6.- PAR MOTOR 50
6.2.7.- NÚMERO DE CILINDROS 52
6.2.8.- DISPOSICIÓN DE LOS CILINDROS 52
6.2.9.- CILINDRADA 52
6.2.10.- DIÁMETRO Y CARRERA DEL CILINDRO 53
6.2.11 RELACIÓN CARRERA/DIÁMETRO 53
6.2.12.- POTENCIA POR CILINDRO 54
6.2.13.- PESO DEL MOTOR 54
6.2.14.- POTENCIA ESPECÍFICA 55
6.2.15.- CONSUMO DE COMBUSTIBLE 55
6.3.- ELECCIÓN DEL MOTOR 57

7.- CÁLCULO DE LA HÉLICE 58

7.1.- INTRODUCCIÓN 58
7.1.1.- HUELGOS MÍNIMOS 59
7.2.- MÉTODO DE CROUCH 61
7.2.1 DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS PREVIOS 61
7.2.2 OBTENCIÓN DE LOS PARÁMETROS DE LA HÉLICE 63
7.2.3 CAVITACIÓN 72
7.3.- SERIE B DE WAGENINGEN 82
7.3.1 MEDIANTE GRAFICAS: 82
7.3.2 MEDIANTE CORRECCIONES POLINÓMICAS 91

8.- CÁLCULO DEL EJE 93

8.1.- CONSIDERACIONES 93

8.2.- Criterios de diseño **94**
8.3.- Determinación del diámetro del eje **95**

9.- REDUCTORA **97**

10.- DISPOSICIÓN GENERAL **98**

10.1.- Superestructura y cubiertas **98**
10.2.- Dimensionamiento tanques **102**
10.2.1.- Tanques de combustible 102
10.2.2.- Tanques agua dulce 104
10.2.3.- Tanque a presión 104
10.2.4.- Tanques aguas grises y negras 104
10.3.- Capacidad y volúmenes de los tanques **105**
10.4.- Dimensionamiento cámara de máquinas **105**
10.5.- Pique de proa y pique de popa **106**
10.6.- Disposición cubierta inferior **106**

11.- CONCLUSIONES **108**

12.- BIBLIOGRAFIA **110**

13.- ANEXOS **112**

ANEXO A – Plano de formas **112**
ANEXO B – Imágenes superestructura 3D **112**
ANEXO C – Fichas técnicas de los motores **112**
Motor MAN V12-1550 112
Motor MTU 12V 2000 m72 112
Motor CATERPILLAR CAT C32 112
ANEXO D – Ficha técnica material eje **112**

1.- INTRODUCCIÓN

1.1.- Objetivos

Nuestro proyecto se basa en el diseño de una embarcación de recreo considerada de “grandes esloras”, este término se aplica a los yates de más de 24 metros de eslora que son de uso comercial para el deporte o placer, no llevan carga y no transportan más de 12 pasajeros. En nuestro caso el objeto del proyecto es el diseño preliminar de un yate a motor de 40m de eslora.

EL objetivo principal de este trabajo es conocer como funciona y como se desarrolla el anteproyecto de diseño de un yate. Para lograr este objetivo nos hemos tomado el proyecto como un reto por distintos motivos.

En primer lugar, hemos tenido que aprender a utilizar herramientas de software para modelado y análisis 3D como Rhinoceros y Maxsurf. Rhinoceros para la generación de las formas del barco y Maxsurf para el análisis del comportamiento de la carena para determinar los parámetros hidrostáticos, calcular la resistencia al avance y la potencia.

En segundo lugar, nos hemos encontrado con una falta de información para yates de grandes esloras a motor en cuanto a las dimensiones, planos de formas y características. Esto nos ha llevado a tener que buscar alternativas o distintos procesos para conseguir la información necesaria. Hemos realizado cálculos experimentales y múltiples iteraciones sobre el diseño de las formas para tratar que el diseño fuese óptimo y cumpliese los requerimientos de diseño.

Y en último lugar, el hecho de ver si éramos capaces de realizar un proyecto viable y quedar satisfechos con el trabajo. También, ver si éramos capaces de realizarlo en equipo, debatiendo y poniendo en común nuestras opiniones y puntos de vista en cada fase del proyecto para llegar a un acuerdo.

1.2.- Motivaciones

La idea de este proyecto surgió de la motivación que teníamos ambos de aplicar a un caso práctico lo aprendido durante estos años y con la intención de profundizar en un tema que nos interesa y nos gusta a ambos que es el diseño y la construcción de embarcaciones de recreo.

1.3.- Procedimiento

Para realizar el anteproyecto, hemos seguido la espiral de proyecto utilizado para prácticamente la totalidad de las embarcaciones.

Esta espiral presenta el proceso de diseño como un proceso iterativo y comparativo para llegar a un resultado óptimo de modo que en cada paso las características del diseño mejoren a las anteriores, que se tomaron como punto de partida. Dichos valores óptimos vendrían representados en el centro del espiral, mientras que los valores asumidos inicialmente vendrían representados al principio de la espiral.

Dicha operación sigue un orden predeterminado de definición de parámetros pertenecientes a cada una de las áreas que engloban el proyecto.

Así, en cada vuelta de la espiral de diseño, se van a fijar algunos de esos parámetros, para que en la siguiente vuelta haya un menor rango de variación de cada uno de ellos, hasta alcanzar el proyecto final.

Este proceso puede tener tantas vueltas como sea necesarias y existen momentos en que se tenga que ampliar por algún cambio inesperado de algún parámetro.

La primera vuelta en la espiral corresponde al anteproyecto, en el cual se definen parámetros de estudio que sirven tanto al proyectista como al cliente.

En nuestro caso, nos hemos centrado en esta primera vuelta de la espiral, el llamado anteproyecto.

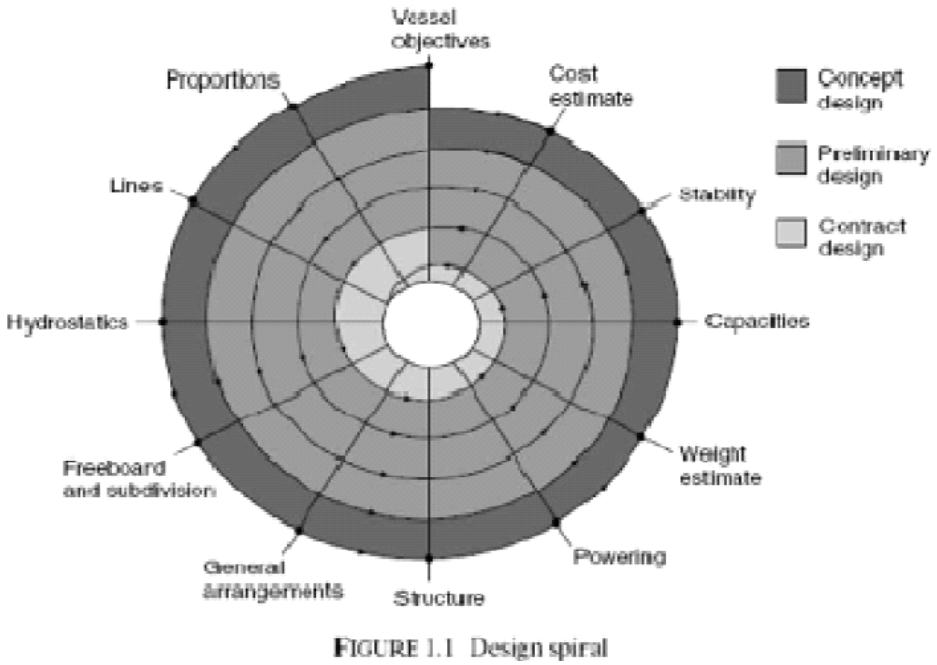


Figura 1.Espiral de diseño

En primer lugar, para realizar un nuevo proyecto necesitamos tener claros cuáles serán los objetivos para tomar decisiones y cuáles deber ser las consideraciones iniciales con el fin de delimitar correctamente los objetivos.

Para ello, hemos definido el tipo de buque, su uso y sus prestaciones mínimas. Normalmente, estas especificaciones se establecen mediante reuniones con el cliente. Al ser un proyecto académico, hemos establecido estos datos según nuestros intereses personales. También hay que tener en cuenta el tema del coste, uno de los factores más importantes y decisivos a la hora de diseñar o realizar un proyecto. Dado que durante la etapa del anteproyecto este factor es más bien cualitativo ya que puede varias considerablemente durante las siguientes etapas y al tratarse de un proyecto académico es un parámetro que no hemos tenido en cuenta durante el proyecto de diseño.

Una vez elegido el tipo de buque, definiremos sus dimensiones principales. Estas dimensiones vendrán determinadas por las especificaciones iniciales y se obtendrán de un estudio estadístico y de las curvas de regresión de una base de datos elaborada con yates parecidos.

La siguiente fase del proyecto, es la generación de las formas del casco de la embarcación. En esta etapa se obtendrán las formas del casco en 3D mediante la herramienta Rhinoceros y teniendo como referencia el estudio realizado anteriormente y varios modelos de yates similares.

En esta fase se realizan múltiples iteraciones para obtener las formas adecuadas, cada modificación del diseño en Rhinoceros es exportado a Maxsurf para comprobar los distintos valores hidrostáticos y valorar los cambios realizados.

El proceso finaliza con unas formas en 3D de la embarcación que cumple con los requisitos de diseño iniciales.

Obtenida la carena, la siguiente fase es analizarla con Maxsurf para determinar la resistencia al avance y estimar una potencia de propulsión necesaria con la finalidad de seleccionar un motor y hélice adecuadas para la embarcación.

Hemos realizado una comparación los parámetros y características de tres posibles motores para seleccionar el más adecuado.

La siguiente fase del proyecto corresponde a la disposición general, donde se dimensionará la cubierta inferior que pertenece al espacio de cámara de máquinas y los diferentes tanques. En esta fase se definen las distintas cubiertas y espacios tanto exteriores como interiores del buque y todos los elementos que lo conforman.

2.- DEFINICIÓN TIPO DE BUQUE

Como hemos comentado anteriormente, al tratarse de un proyecto académico, no irá dirigido a un cliente en particular, por lo que hemos establecido el tipo de buque imaginando un cliente tipo con nuestros intereses.

Al tratarse de una embarcación de recreo de grandes esloras, en este caso un yate de 40 metros de eslora a motor, el cliente tendrá que ser de alto nivel adquisitivo, necesario tanto para la construcción como para el mantenimiento de la embarcación. Estará principalmente destinada al ocio o placer del cliente por lo que se intentará incentivar elementos e ideas para el disfrute y confort durante la fase de diseño.

La embarcación tendrá su uso para travesías largas. Se diseñará para que pertenezca a la categoria de diseño para la navegación oceánica, con navegación ilimitada y capaz de soportar vientos con fuerza superiores a 8 en la escala Beaufort y altura de olas superiores a los 4 metros.

Siguiendo la normativa, la embarcación se equipará con todos los elementos de seguridad y de navegación requeridos. Respeto a los equipos de ayuda a la navegación y comunicaciones, deberá ser lo más completo posible, además de ser de fácil uso y lectura.

En cuanto a las características de navegación, no es requisito indispensable alcanzar grandes velocidades, pero si un ritmo adecuado para realizar las travesías o rutas previstas, con la mayor suavidad de movimientos posibles y seguridad en la navegación por lo que hemos elegido una velocidad de crucero de 13,5 nudos y una velocidad máxima de 14 nudos. Se optará por unas formas más redondas y un tipo de carena de desplazamiento que también nos permita tener más espacio interior para habitabilidad, tanques y garantizar una mayor estabilidad y confort.

En cuanto a la habitabilidad, podrá albergar la capacidad máxima de pasajeros para una embarcación de recreo, que es de 12 pasajeros.

3.- DIMENSIONES PRELIMINARES

Empezaremos la fase de desarrollo del proyecto con un dimensionamiento de la embarcación, es decir, a la obtención de las dimensiones y características principales del yate a partir de las especificaciones de alguna de ellas. Para nuestro proyecto, se ha especificado la eslora y la velocidad.

A partir de la eslora, y tomando como referencia también el rango de velocidades, hemos realizado una base de datos de yates similares y posteriormente un estudio estadístico para determinar las dimensiones principales de la embarcación.

3.1.- Base de datos

Como hemos expuesto anteriormente, se ha realizado una base de datos de embarcaciones similares tomando como criterios de selección: En primer lugar, la elección de yates de esloras similares para obtener una idea de las características y relaciones de yates de estas dimensiones, y en segundo lugar, embarcaciones que se ajustasen al rango de velocidades impuestas en las especificaciones con la finalidad de que las dimensiones para generar las formas sean lo más adecuadas posibles, ya que las formas de los cascos varían en función de las velocidades de las embarcaciones.

La información de la base de datos la hemos obtenido tanto de las páginas web de diferentes astilleros como de otras páginas y revistas relacionadas con el sector.

En la base de datos se recoge la información principal de cada yate tal como:

-Eslora total (LOA)

-Eslora de flotación (Lwl)

-Manga máxima (Bmax)

-Calado (T)

-Capacidad en taques de fuel y agua

-Poténcia

-Velocidad màxima y de crucero

Base de datos

Buque	LOA (m)	Lwl (m)	Manga B (m)	Calado T (m)	Potencia (kW)	elocidad Max (kn	Velocidad Crucero (kn)	Capacidad tanque agua (l)	Capacidad tanque fuel (l)
Mina	46	40	9	2,28		17	13	10000	67000
Northern Light	46	41	9,08	2,95	1472	14,5	13	16400	73000
Sanora	44	38,8	8,4	2,9	1140	17	14	18000	54800
Free Spirit	43,9	39,6	9,3	2,8	1640	15,8	14	21000	82000
Sheergold	42	36,45	8,02	2,5	1140	14	13	12000	46000
AMZ	42	35,5	7,92	1,5	1766	20	14	5000	40300
Ad Lib	40	34	8,5	1,89	2088	16,5	13	10740	36334
Solaia	40	36,36	8,6	2,7	1074	13,5	12	15000	70000
Perle Bleue	38	33	8	2,1	1938	13	12	10000	46600
AlumerciA	37,7	33,5	8,4	2,4	706	13,5	12	10000	54000
Marscha Kay	35,96	30,72	8,02	1,83	5300	18,5	15	9463	36340
Delicious	35,84	30,69	7,25	1,83	8277	22	15	3452	24773
Bonita J	34	29,4	7,6	2,3	948	13,5	12	6000	30000

Tabla 1. Base de datos

3.2.- Estudio estadístico

De la base de datos hemos realizado un estudio estadístico para finalmente determinar las dimensiones principales de nuestro yate.

3.2.1.- Eslora total, LOA

Viene determinada por las especificaciones del proyecto. En base de este parámetro determinaremos el resto de dimensiones.

LOA = 40 m

3.2.2.- Eslora de flotación, Lwl

La eslora de flotación es la longitud medida entre las intersecciones de proa y popa en el plano de flotación. Constituye un factor de importancia ya que indica la dimensión efectiva de la carena durante la navegación.

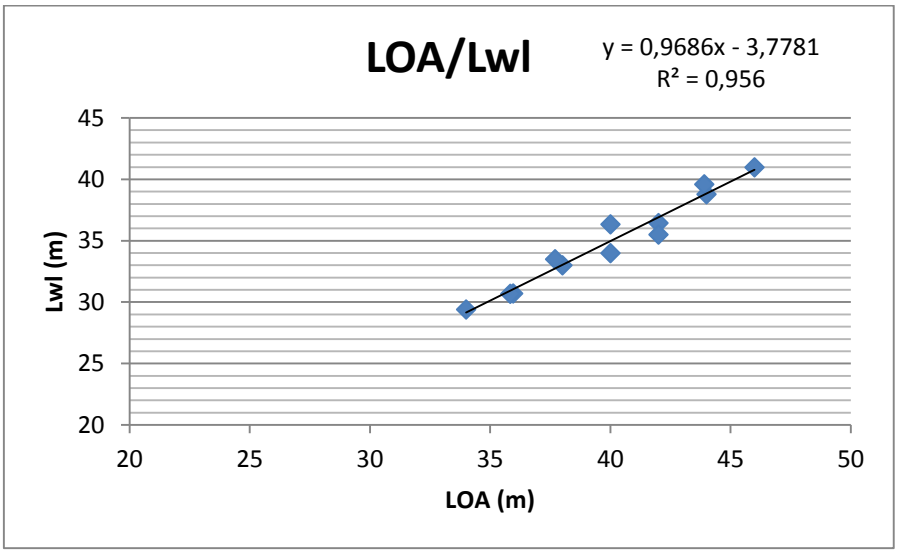
La eslora de flotación influye en la resistencia al avance, el lanzamiento del barco y el cabeceo.

Si Lwl es grande, los lanzamientos de proa y popa son menores, haciendo que el peso se concentre en el centro. Así se evitarán tanto el cabeceo excesivo de embarcaciones con proa y popa muy lanzadas, siendo un problema para los pasajeros que se encuentran en el interio del yate, que puede provocar mareos.

La obtendremos de la relación entre la eslora y la eslora de flotación.

Relación Eslota total/ Eslora de flotación (LOA/Lwl)

De la base de datos se obtiene la siguiente relación:



Obteniendo la relación:

Lwl = 0,9256*LOA – 2,0541

De donde se obtiene:

Lwl = 34,97 m

Con un margen de error R^2 = 0,96

3.2.3.- Manga, B

Se llama manga máxima a la distancia máxima horizontalmente, es decir, de babor a estribor.

Esta magnitud influye en la estabilidad transversal.

También influye en la Resistencia Total (RT), puesto que un aumento de la manga máxima a igual desplazamiento conllevará un aumento de la Resistencia a la fricción debido a una mayor superficie mojada del barco; y un aumento en la resistencia por formación de olas (RW), ya que las formas resultarán más llenas.

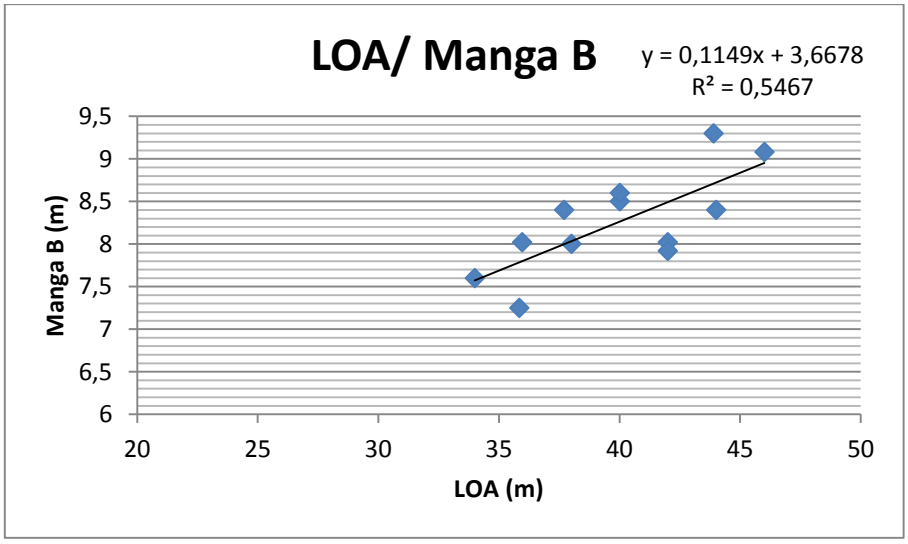
En cuanto a la estabilidad, un aumento de la manga máxima a igualdad de desplazamiento, se traducirá en un aumento de la estabilidad transversal.

Este parámetro también tendrá influencia directa con la habitabilidad interior de la embarcación.

Esta magnitud la obtendremos de la relación entre la eslora total y la manga máxima y también de la relación entre la eslora de flotación y la manga máxima.

Relación eslora total/ Manga máxima (LOA/Bmax)

De la base de datos obtenemos la siguiente relación:



Obteniendo la relación:

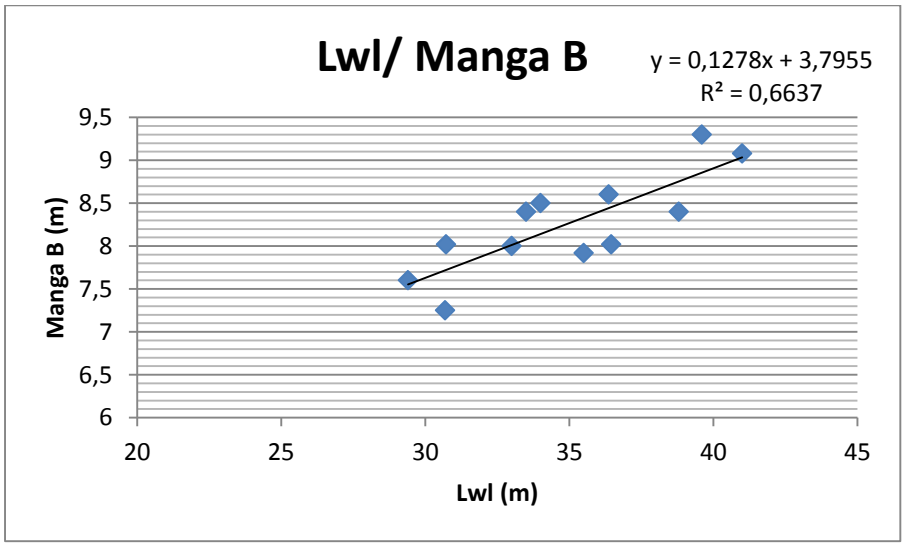
B = 0,1241*LOA + 3,2822

De donde se obtiene:

B = 8,24 m

Con un margen de error R^2 = 0,66

A continuación, estudiaremos la relación Lwl-B para obtener otro valor de la Manga máxima (Bmáx):



Obteniendo la relación:

B = 0,1388*Lwl + 3,3903

De donde se obtiene:

B = 8,24 m

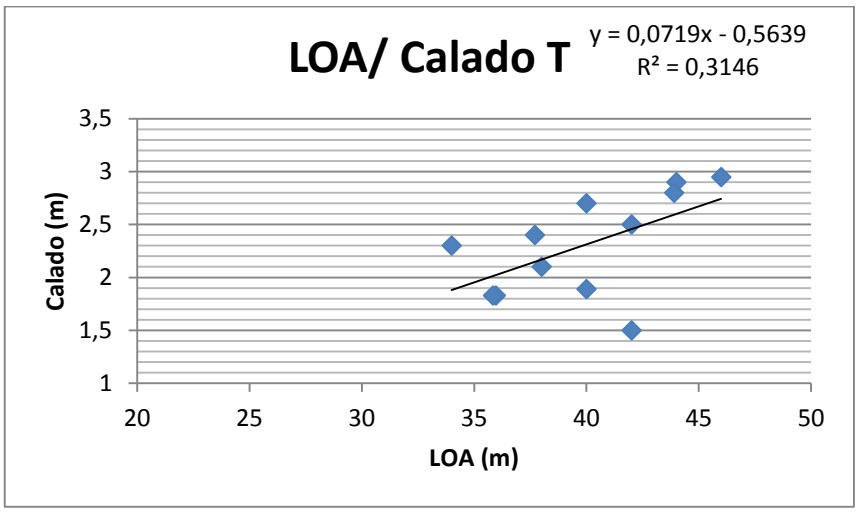
Con un margen de error R^2 = 0,73

3.2.4.- Calado, T

El calado es la distancia vertical entre un punto de la línea de flotación y la línea base que se tome. En este caso, se tomará la línea base como el punto más bajo de la embarcación.

Relación eslora total/ calado (LOA/T):

De la base de datos se obtiene la siguiente relación:



Obteniendo la relación:

$$T = 0{,}0641 * LOA + 0{,}2972$$

De donde se obtiene:

$$T = 2{,}26 \text{ m}$$

Con un margen de error $R^2 = 0{,}32$

Dada la dificultad con la que nos hemos encontrado a la hora de obtener información sobre el desplazamiento y el puntal de embarcaciones de este tipo, causada por la confidencialidad de las empresas para este tipo de proyectos, una vez realizado el estudio estadístico y usando las dimensiones obtenidas, hemos buscado dos barcos modelo como referencia para determinar tanto el desplazamiento como el puntal.

Los yates que hemos utilizado como modelo son los siguientes:

-Constructor: Benetti
-Nombre: Supreme 132/07
-LOA: 40,2 m
-Manga máxima (Bmax): 8,18 m
-Calado: 2,23 m
-Desplazamiento: 275 ton
-Velocidad máxima: 15,5 nudos
-Velocidad crucero: 14,5 nudos

-Constructor: Mondo Marine
-Nombre: OKKO m41
-LOA: 40,8 m
-Manga máxima (Bmax): 8,1 m
-Calado: 2,3 m
-Desplazamiento: 280 ton
-Velocidad máxima: 17 nudos
-Velocidad crucero: 14 nudos

3.2.5.- Puntal

Se llama puntal a la distancia vertical entre un punto de la parte superior de la línea de cubierta, hasta la cara inferior del casco.

La obtención del puntal de nuestra embarcación hemos utilizado métodos experimentales a partir de los dos modelos tipo expuestos anteriormente.

De este modo, a partir de planos de perfil de los modelos hemos podido calcular y obtener una medida del puntal que nos sirva como referencia.

En el caso del OKKO nos da como resultado un puntal de 6,39 metros mientras que en el Supreme un puntal total de 6,13 metros.

Por lo tanto después de dicha comprobación se ha decidido establecer nuestro puntal en 6,25 metros.

3.2.6.- Desplazamiento, Δ

El desplazamiento es el peso del agua desplazada por la obra viva de una embarcación.

Este valor es importante para aspectos de estabilidad, velocidad máxima y tipo de habilitación.

En cuanto a la estabilidad, cuanto mayor sea el desplazamiento, mayor será la estabilidad por formas, consiguiendo también una amplia distribución de los interiores de la embarcación, aunque esto producirá a la vez una disminución de la velocidad causada por el incremento de superficie mojada.

Hemos determinado el valor del desplazamiento de nuestra embarcación a partir de los desplazamientos de los dos modelos tipo expuestos anteriormente.

El desplazamiento será de 275-280 toneladas.

3.3.-Dimensiones principales

De este modo, obtenemos las dimensiones principales de nuestra embarcación, que serán:

Eslora total (LOA)	40 metros
Eslora de flotación (lwl)	34,97 metros
Manga (B)	8,24 metros
Calado (T)	2,26 metros
Puntal	6,25 metros
Desplazamiento (Δ)	275-280 toneladas

Tabla 2. Dimensiones principales

4.- DISEÑO DE FORMAS

La siguiente fase del proyecto, una vez determinadas las dimensiones principales del buque, es la definición de formas. Este aspecto es de suma importancia por sus múltiples implicaciones en diferentes aspectos del proyecto.

Sus distintas implicaciones en el proyecto pueden ser:

- Como base para el desarrollo de la Disposición General
- Para la disposición y cubicación de los tanques y espacios de carga
- Para el cálculo de las curvas hidrostáticas, determinación del trimado y estudio de la estabilidad
- Para la determinación de algún valor necesario para el cálculo de pesos, centro de gravedad o estimación del coste.

El diseño de formas se enfrentará a la consecución de diferentes objetivos:

- Obtención del desplazamiento y calado de proyecto.
- Obtención de los espacios de carga y volúmenes de tanques requeridos.
- Obtención de las áreas de cubierta para disponer los diferentes elementos.
- Cumplir con los requisitos de minimización de potencia: mínima resistencia al avance, buen rendimiento del casco y posibilidad de disponer la hélice y el timón con los huelgos apropiados para evitar problemas de vibraciones.
- Cumplir con los requisitos de buen comportamiento en la mar y buena maniobrabilidad.
- Evitar discontinuidades o diseños que dificulten el diseño estructural.
- Que las formas resulten beneficiosas desde el punto de vista constructivo (desarrollables y sin curvaturas complejas).
- En muchos casos es un requisito importante el que las líneas tengan una componente estética atractiva, y más cuando se trata de embarcaciones de lujo.

4.1.- Proceso de diseño

La realización de las formas es una tarea difícil de realizar ya que no disponemos de ningún barco modelo dado que los armadores guardan recelosamente esa información para que sus yates no sean copiados. Aun así en este proyecto se han intentado diseñar unas formas lo más similares a los yates que encontramos actualmente en el mercado ayudándonos tanto de planos de perfil y cubiertas como de la recopilación de artículos de información de coeficientes y modelos.

El proceso de generación de forma consta de tres fases principales.

La primera fase en el diseño de formas se ha realizado anteriormente, y consiste en determinar unas dimensiones y unos parámetros de la embarcación.

La siguiente fase de diseño es la definición de las formas. Mediante el programa Rhinoceros se ha realizado el modelado en tres dimensiones del casco de nuestro buque. Para ello se ha utilizado el modelo alambre. Este consiste en crear las líneas principales a partir de cuadernas perpendiculares a crujía con sus respectivas distancias entre ellas como es habitual en los planos de formas de este tipo de yates.

Gracias a la base de datos previamente mostrada tenemos unas dimensiones de las que se ha partido y que nos definen los límites en los que se iba a encontrar nuestro yate.

Una vez dibujadas las cuadernas las unimos transversalmente por su parte inferior creando la quilla en crujía.

Cabe destacar que la zona de proa es la que más complicaciones da en el momento de crear superficies ya que es donde encontramos los ángulos más agudos. Para que se respeten las formas correctas que buscamos en el pico de proa se ha tenido que crear varias superficies preliminares para que nos proporcionen más cuadernas intermedias que posteriormente nos harán conseguir las curvas finales deseadas.

En todo momento hay que evitar variaciones bruscas en las curvaturas de las superficies para que no causen deformaciones indeseadas en el casco ni abolladuras que puedan afectar gravemente la integridad del casco o la resistencia hidrodinámica de este.

Las curvaturas del casco debieran ser “lisas” o “suaves”, aunque el objeto del diseño es el cálculo hidrostático, no constructivo, no se procede al alisado exhaustivo de formas.

Posteriormente se diseña el espejo de popa. Debemos tener en cuenta el lanzamiento de la popa que tendrá influencia en el desprendimiento de la capa límite de agua.

La última fase del diseño de formas, consiste en una evaluación técnica, donde ayudándonos con Maxsurf, analizamos y valoramos la carena para que cumpla los requisitos de diseño.

4.2.- Procedimiento empleado para la generación de formas

La primera fase para la creación de formas fue la de reunir información sobre los planos de buques similares. Es una tarea difícil puesto que las constructoras ponen bastantes problemas para facilitar planos de formas de sus embarcaciones, y más tratándose de este tipo de embarcaciones.

Finalmente, conseguimos las series del canal de ensayos de un modelo NPL del Royal Institution of Naval Architects, los planos de perfiles y plantas que nos ofrecen distintas páginas webs relacionadas con el sector y algún modelo prediseñado de Maxsurf.

Consideramos que las formas recopiladas tanto del modelo NPL como de los modelos prediseñados de Maxsurf eran buenas para tomar como punto de partida.

Derivamos las formas del modelo NPL, exportando los planos a Rhinoceros y dibujando las líneas de aguas.

Una vez generadas las líneas del primer modelo, dimensionamos las formas con los parámetros obtenidos anteriormente.

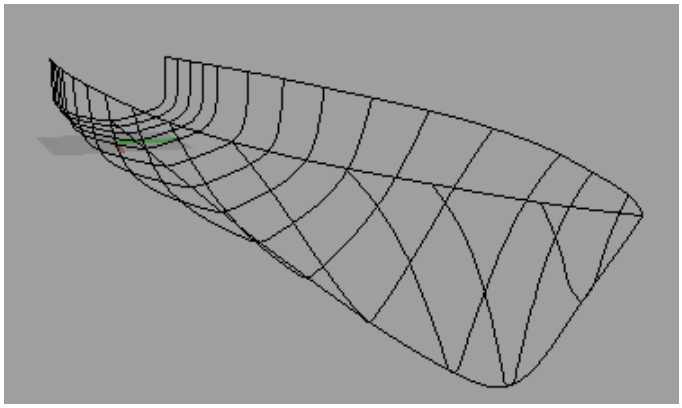


Figura 2. Vista de perspectiva de las líneas principales del modelo

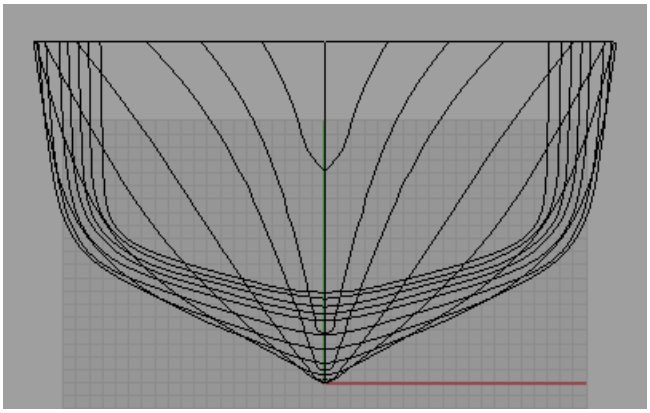


Figura 3. Vista de las líneas princiapeles del modelo

Después de realizar un primer análisis de las formas, comprobamos que la derivación de las formas de este modelo se aleja de las formas óptimas para nuestro yate, puesto que la carena era para otro tipo de buque más rápido.

La siguiente fase una vez derivadas las formas, ha consistido en un proceso iterativo de alisado y modificación de las curvaturas de las cuadernas y líneas principales de la carena, con una posterior evaluación después de cada modificación.

Las modificaciones se centran en buscar una carena más redonda para un tipo de yate de desplazamiento.

Con la ayuda de los modelos de los yates prediseñados de Maxsurf y exportándolos a Rhinoceros para obtener las isocurvas, comparamos la carena obtenida del modelo NPL y la obtenida del modelo de Maxsurf para acabar de trazar las líneas definitivas de nuestro yate.

Un punto donde hemos centrado grandes esfuerzos ha sido en el diseño de la proa, para intentar conseguir las formas óptimas ya que son de gran influencia para la resistencia de la embarcación.

Después de realizar múltiples iteraciones y posteriores evaluaciones tanto de valores hidrostáticos como de resistencia, vamos obteniendo las formas óptimas de nuestra embarcación.

Otro de los factores que se ha tenido en cuenta para las modificaciones de las formas, han sido los coeficientes de bloque (Cb) y coeficiente prismático (Cp), puesto que tienen una gran influencia en la definición de las formas. El coeficiente de bloque (Cb), se define como la relación entre el volumen de la carena de un casco y el paralelepípedo que lo contiene. Tiene una gran influencia sobre la resistencia al avance y sobre la capacidad de carga, y también influye aunque

en menor medida sobre la estabilidad y la maniobrabilidad. El coeficiente prismático (Cp) se define la relación entre el volumen de la carena y el volumen de un cilindro cuya base tiene igual área que la sección maestra. Este coeficiente también es de gran influencia en la resistencia al avance de la embarcación.

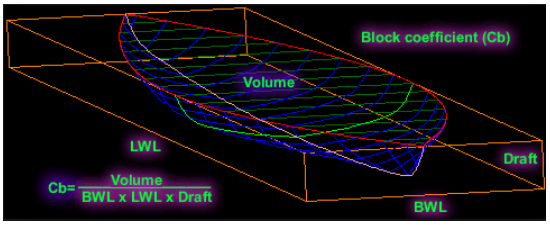


Figura 4. Coeficiente de bloque

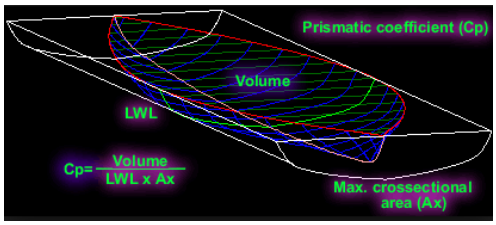


Figura 5. Coeficiente prismático

Finalmente, una vez realizadas las líneas principales, nos centramos en el diseño de la popa, como afecta a la resistencia del casco y cual es preferible entre un espejo de popa recto o con cierta inclinación, para mejorar la salida de flujo de agua.

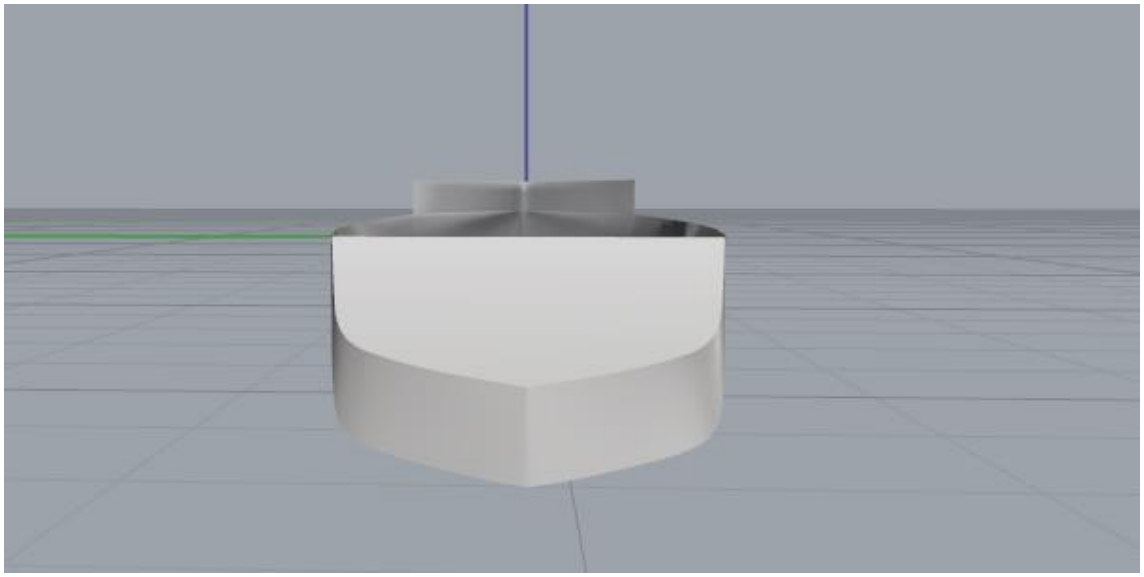


Figura 6. Vista de la carena de la parte de popa

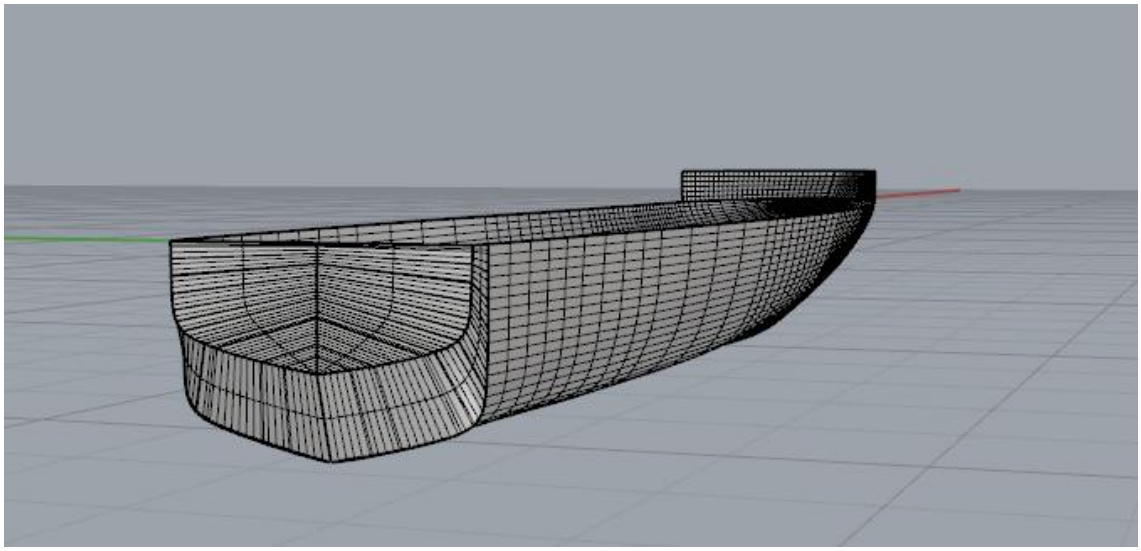


Figura 7. Vista de la popa

Esta fase termina una vez obtenida las formas finales de nuestra embarcación y su diseño 3D en Rhinoceros y Maxusurf, y posterior evaluación para verificar que cumple los requisitos del diseño propuesto.

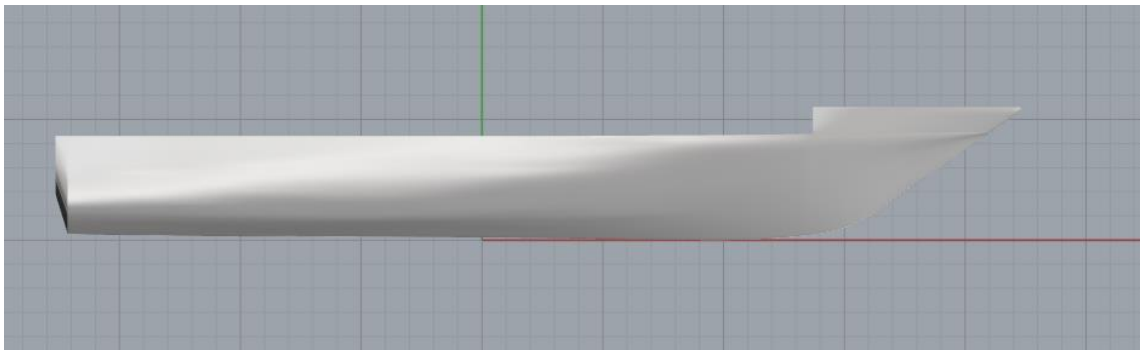


Figura 8. Vista de perfil

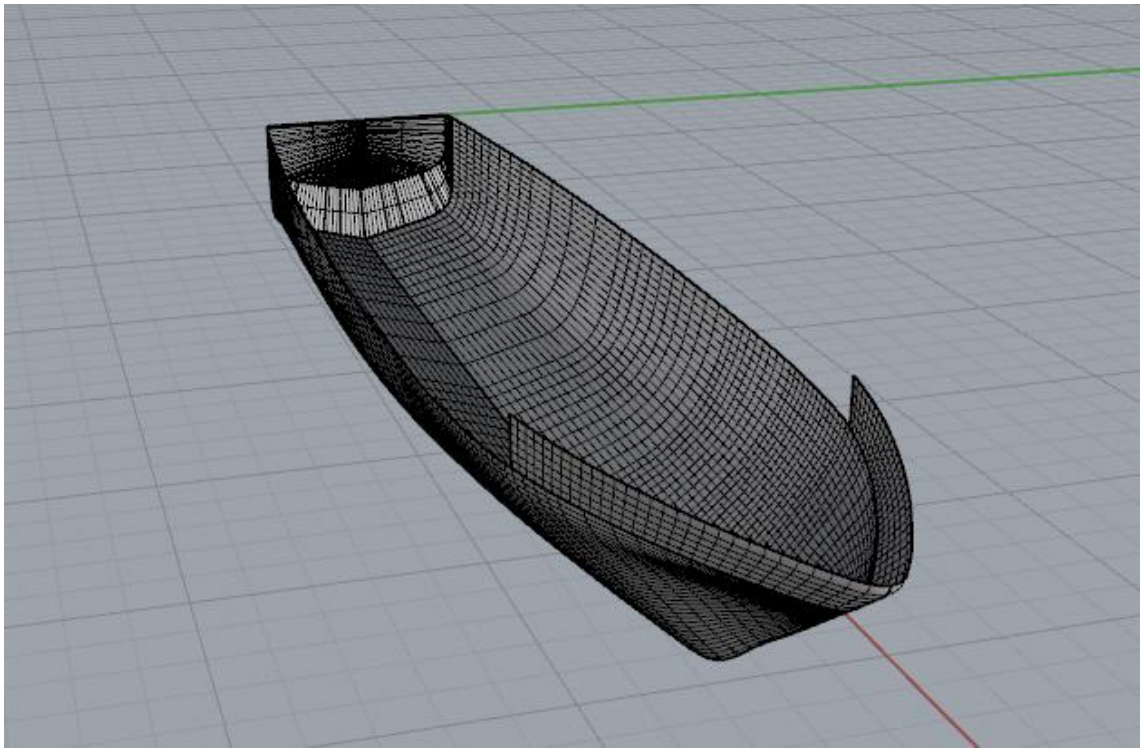


Figura 9. Vista en perspectiva de la carena

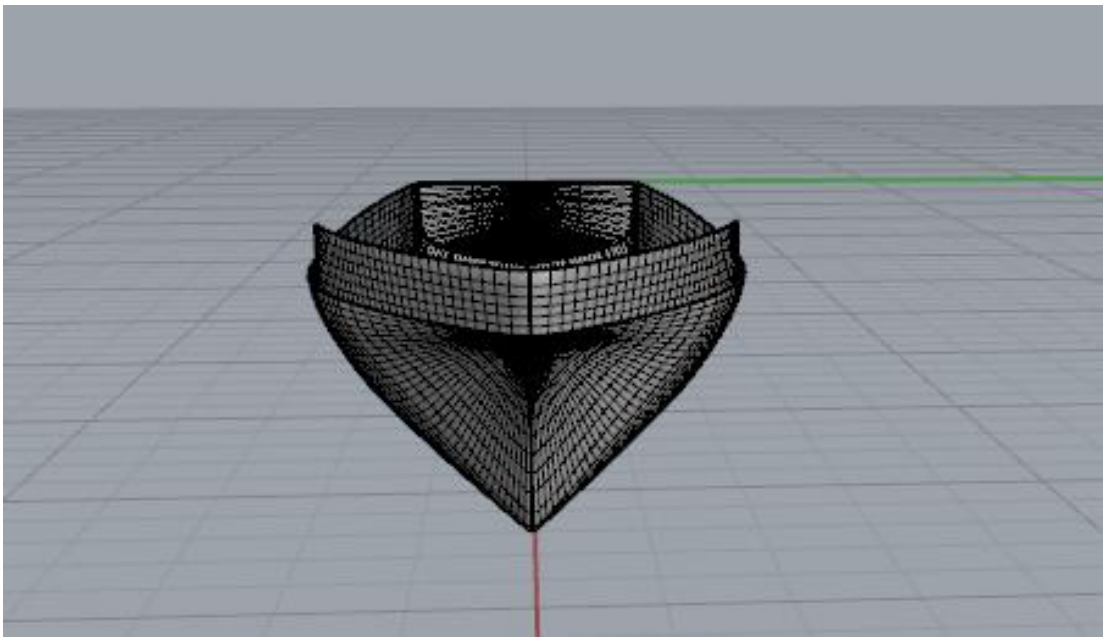


Figura 10. Vista en perspectiva de la carena

5.- RESISTENCIA AL AVANCE Y PREDICCIÓN DE POTENCIA

5.1.- Resistencia al avance

Una vez obtenidas las formas de nuestra embarcación, el siguiente paso es analizar su comportamiento dinámico cuando interactúa con el agua.

La resistencia que ofrece el medio acuático al avance de una embarcación la llamamos resistencia al avance. Depende principalmente de los siguientes parámetros:

− V = velocidad de avance

− L = eslora

− ρ = densidad del fluido

− μ = viscosidad del fluido

− g = aceleración de la gravedad

− p = presión

Esta resistencia al avance la podemos descomponer en los siguientes componentes:

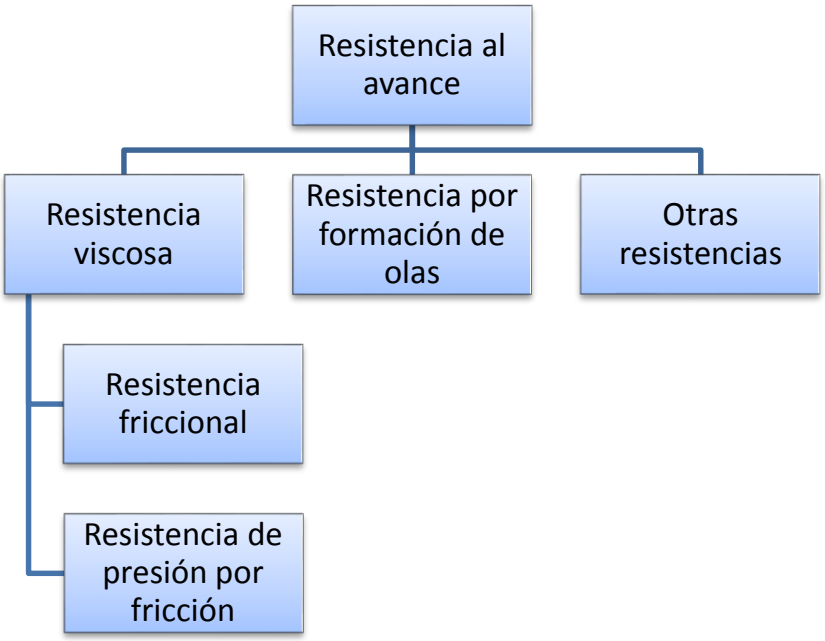
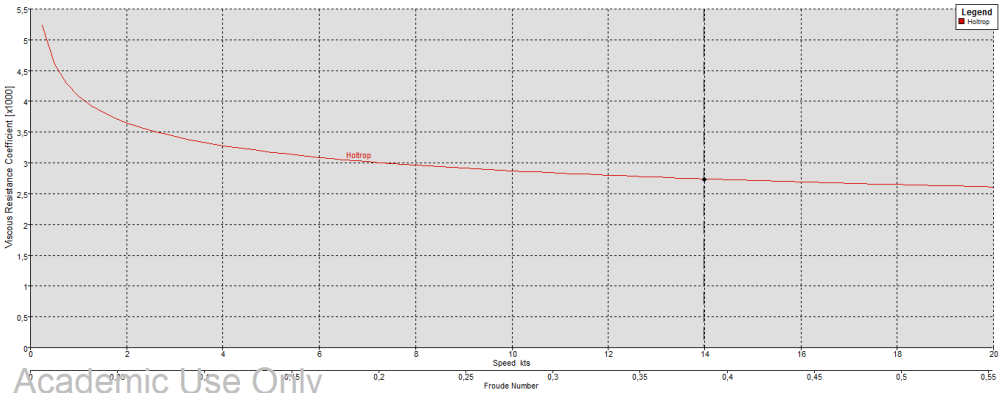


Tabla 3. Descomposición resistencia al avance

5.1.1.- Resistencia Viscosa

El primer término y más importante corresponde a la *resistencia viscosa*.

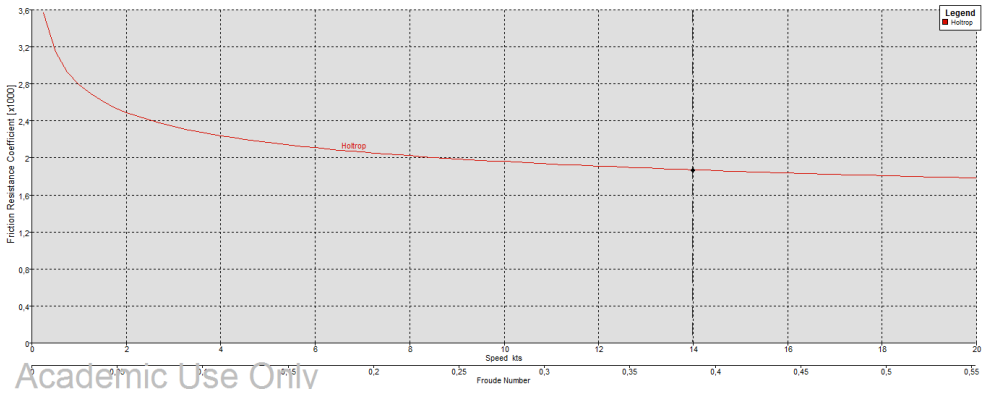


Gráfica 1. Gráfica coeficiente resistencia viscosa-número de Froude

La gráfica nos muestra la relación entre la resistencia viscosa y el número de Froude.

Esta resistencia se puede descomponer a su vez en la *resistencia por fricción* y *resistencia de presión por fricción*.

La primera de ellas es producida por la fricción directa entre el agua y el casco. Esta resistencia es de gran importancia y llega a ser del 85% de la resistencia total para buques de baja velocidad y del 50% para buques rápidos.



Gráfica 2. Gráfica coeficiente de fricción-número de Froude

La gráfica de nuestra embarcación del coeficiente de fricción-número de Froude nos muestra como a medida que aumenta la velocidad disminuye la resistencia por fricción dada la disminución de la fricción entre el agua y el casco.

Por otra parte, *la resistencia de presión por fricción* se debe a un desequilibrio en las fuerzas de presión sobre el casco que se produce por fenómenos viscosos.

El coeficiente de forma que más influye en la resistencia viscosa es el coeficiente prismático Cp. A medida que aumenta, más llenas son las formas del casco, y en particular las de popa. Este efecto influye de manera muy significativa en el aumento de resistencia.

5.1.2.- Resistencia por formación de olas

El segundo término más importante en la resistencia al avance es *la resistencia por formación de olas,* cuya aparición se debe a la energía empleada en generar las olas y que es transportada por ellas.

A bajas velocidades las olas generadas por el buque son de muy pequeña amplitud lo que implica que casi toda la resistencia sea de carácter viscoso. Al aumentar la velocidad el patrón de olas cambia, se altera la amplitud y su altura.

En este proceso hay un rango de velocidades de avance donde la crestas del sistema de olas generado se suman unas con otras (interferencia positiva) y otras velocidades donde las olas se cancelan (interferencia negativa).

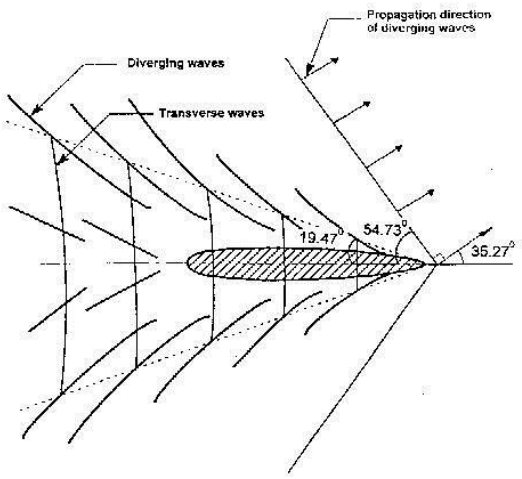


Figura 11. Ejemplo patrón de olas

Este fenómeno estudiado por Wigley en 1931, consiguió distinguir cinco sistemas de olas:

- 1.- Un sistema simétrico a lo largo del buque y que viaja con él. Debido a esta simetría, este sistema no absorbe energía
- 2.- El sistema de proa que comienza en la proa con una cresta
- 3.- El hombro de proa que comienza con una depresión
- 4.- El hombro de popa que comienza con una depresión
- 5.- El sistema de popa que comienza con una cresta

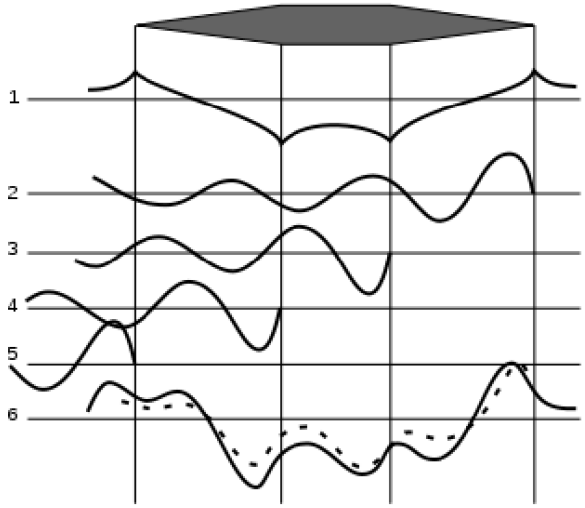


Figura 12. Sistema de olas identificados por Wigley

El perfil calculado en 6, es la suma de los cinco sistemas. Al aumentar la velocidad, la longitud de onda de los sistemas no simétricos aumenta, cambiando la configuración global al cruzarse unos con otros.

Como ya hemos mencionado, el fenómeno de interferencia de los trenes de olas es de gran importancia en el comportamiento de este componente de la resistencia.

Para ejemplificar este tipo de resistencia, sabemos que para números de Froude alrededor de 0,4, la longitud de olas generadas por el barco es aproximadamente igual a su eslora. Este hecho provoca que la ola generada en proa y la de popa se amplifiquen, se sumen, al coincidir sus crestas. Por el contrario, para números de Froude alrededor de 0,34, la longitud de ola es de dos terceras partes de la eslora, lo que provoca que la cresta coincida con el valle de la otra y se atenúen. La atenuación de dos trenes de olas implicará una menor resistencia por formación de olas, mientras que su amplificación aumentará el valor de este componente.

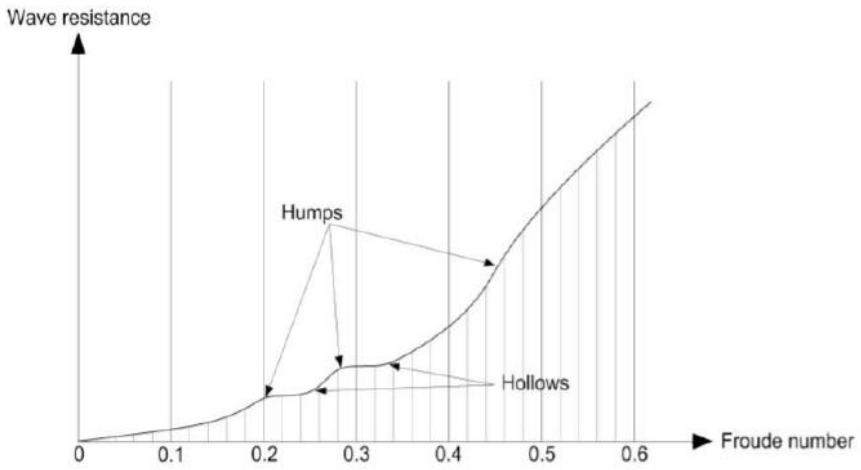
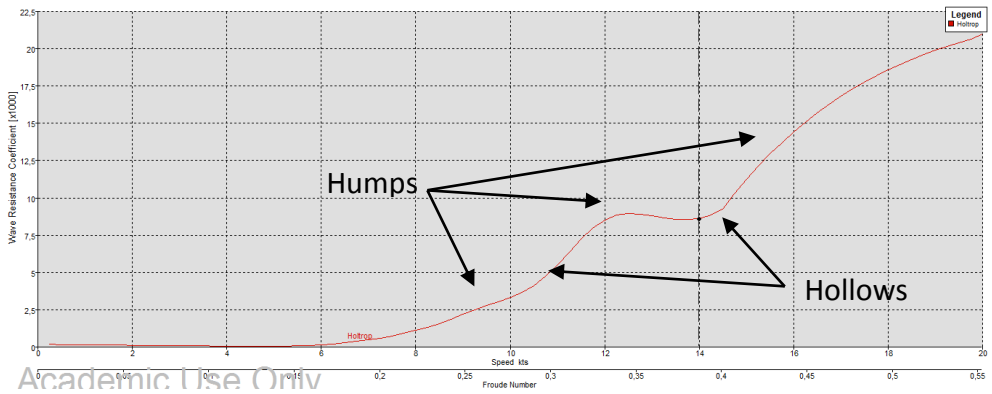


Figura 13. Curva de resistencia por formación de olas



Academic Use Only

Figura 14. Curva de resistencia por formación de olas obtenida de nuestra carena

En la curva observamos que a medida que aumenta la velocidad aumenta la resistencia, pero también observamos que en la curva se producen oscilaciones (humps y hollows/ crestas y valles) que son debidas a los fenómenos de interferencia descritos.

Estos dos componentes son los más importantes y significativos en cuanto a la resistencia al avance. Con la determinación de estos dos componentes nos podemos hacer una idea de cómo se comportará nuestra carena.

5.1.3.- Otras resistencias

Los siguientes componentes son de menor importancia en los casos prácticos.

- La resistencia debida al viento, cuya naturaleza es similar a la resistencia viscosa de la carena
- La resistencia añadida por el estado del mar, debido a que el resto de componentes de la resistencia se calcula para un mar en calma. En general esta resistencia suele considerarse como un porcentaje definido de la resistencia en aguas tranquilas.
- La resistencia por formación de spray, que toma importancia en embarcaciones de planeo.
- La resistencia por ruptura de olas generadas en la proa
- La resistencia debida a la rugosidad del casco, que aumenta el efecto de fricción entre y agua
- La resistencia de los apéndices, que es de origen viscoso.

5.2.- Determinación de la Resistencia al avance y predicción de la potencia

El siguiente paso es predecir la potencia necesaria para remolcar el buque a una velocidad determinada y con un desplazamiento previamente definido, es decir, la potencia efectiva para remolcar el buque a una determinada velocidad, llamada potencia efectiva (EHP).

Hullspeed utiliza una serie de parámetros hidrostáticos y de formas de la carena para obtener la resistencia al avance, y posteriormente predecir la potencia necesaria para remolcarlo (EHP). Para ello debemos fijar previamente el plano de flotación que tiene el casco en estado de reposo.

5.2.1.- Obtención de los parámetros hidrostáticos

5.2.1.1.- Plano de flotación

En primer lugar, deberemos fijar el plano de flotación. Mediante el programa Hydromax, utilizando las herramientas que nos da el programa, fijaremos el plano de flotación con el calado y desplazamiento obtenidos anteriormente con el uso de la herramienta "Specified Conditions":

- Fijando los valores de calado en las perpendiculares de popa y proa y, consecuentemente en valor de calado medio.
- Fijando el asiento (Trim) y el desplazamiento.

Hemos fijado un asiento a 0 deg y el trimado a 0, y hemos fijado el valor del desplazamiento en 290,5 toneladas.

Plano de flotación

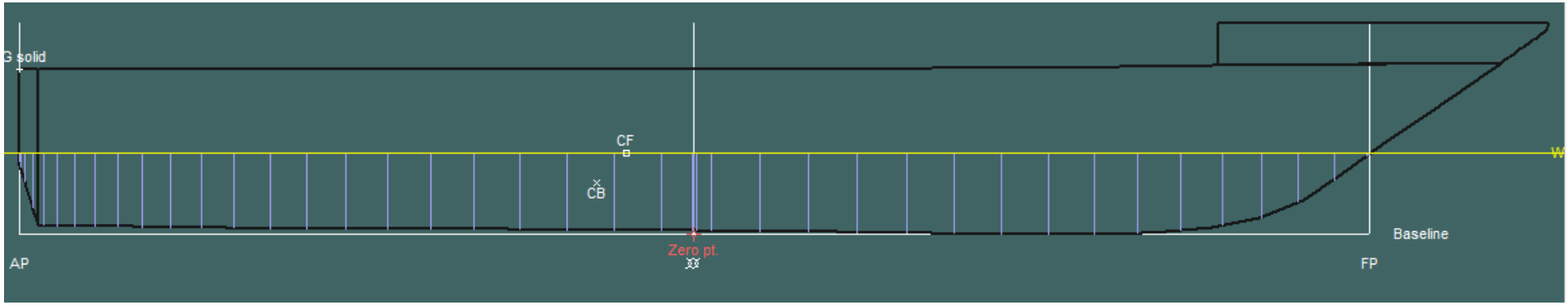


Figura 16. Plano de flotación

Curva de áreas

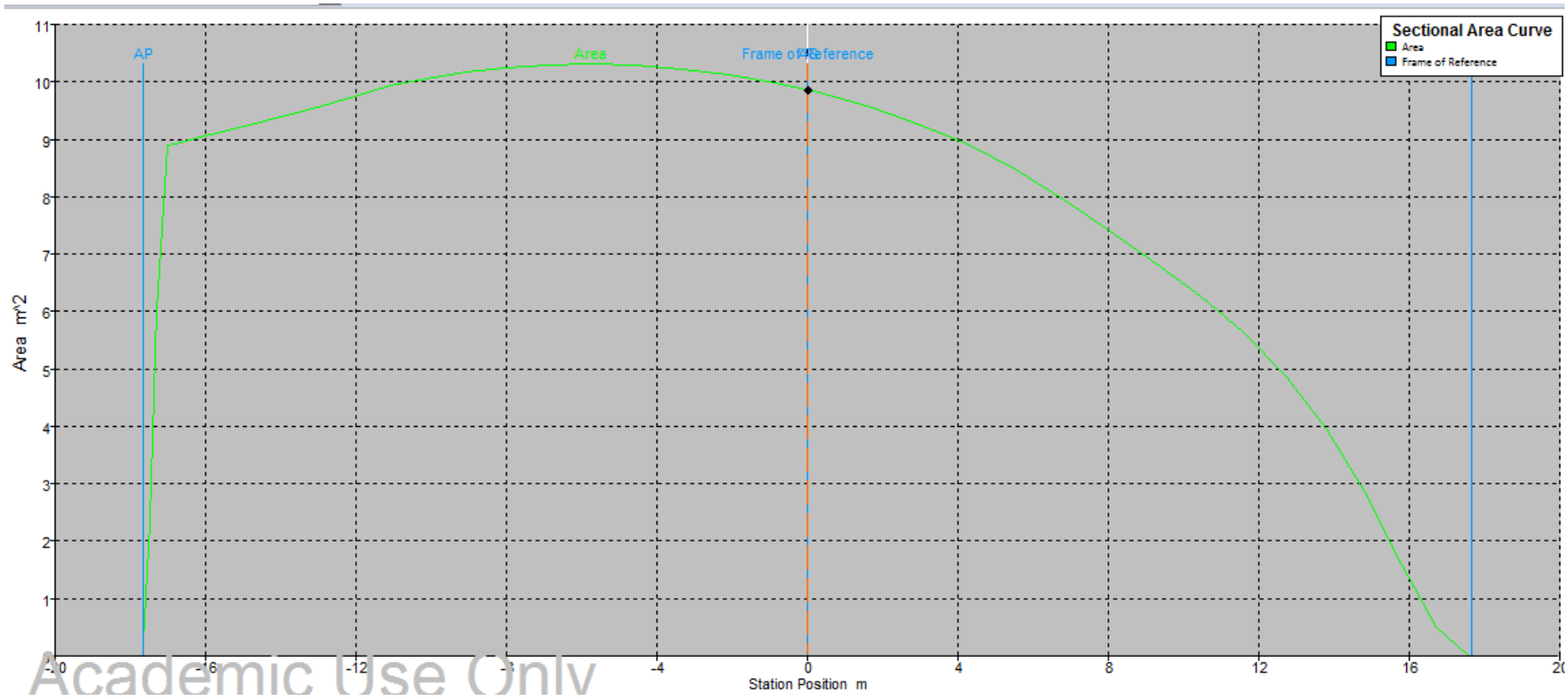


Figura 17. Curva de áreas

La eslora entre perpendiculares que considera Hydromax se refiere a la eslora en la flotación. La línea base sirve como referencia para todos los parámetros verticales y, junto al parámetro eslora entre perpendiculares, se han fijado mediante la opción “Frame of reference” disponible en Hydromax.

Ahora que ya tenemos fijado el plano de flotación, Hullspeed puede calcular los parámetros hidrostáticos y de formas para llevar a cabo los métodos o algoritmos de predicción de potencia que queramos utilizar.

5.2.1.2.- Parámetros hidrostáticos

Los parámetros hidrostáticos de la carena son los siguientes:

	Item	Value	Units
1	LWL	35,322	m
2	Beam	7,209	m
3	Draft	2,11	m
4	Displaced volume	283,421	m^3
5	Wetted area	265,992	m^2
6	Prismatic coeff. (Cp)	0,779	
7	Waterpl. area coeff. (Cwp)	0,844	
8	1/2 angle of entrance	35,34	deg.
9	LCG from midships(+ve for'	-2,543	m
10	Transom area	0,245	m^2
11	Transom wl beam	2,382	m
12	Transom draft	0,201	m
13	Max sectional area	10,304	m^2
14	Bulb transverse area	0	m^2
15	Bulb height from keel	0	m
16	Draft at FP	2,11	m
17	Deadrise at 50% LWL	17,21	deg.
18	Hard chine or Round bilge	Round bilge	

Figura 18. Valores hidrostáticos

5.3.- Métodos para la determinación de la resistencia al avance y la potencia

Para determinar la resistencia al avance de una embarcación existen distintos métodos de análisis.

Métodos experimentales: Son los procesos utilizados tradicionalmente mediante ensayos con modelos. Este procedimiento en muchas ocasiones resulta caro y lento por lo que se suele utilizar en las fases finales del proyecto para validar las expectativas el proyecto.

Métodos estadísticos: Estos métodos se basan en análisis de regresión sobre ensayos de modelos y mediciones de barcos reales.

Por último, los métodos numéricos. Este es el método que hemos utilizado para el análisis de la resistencia y predicción de potencia.

Estos procesos se realizan a través de herramientas de simulación por ordenador. En nuestro caso, hemos utilizado la herramienta Hullspeed para el cálculo y análisis de la resistencia de nuestro yate. Una de las principales ventajas de utilizar estas herramientas es que te permite evaluar en cada momento las posibles modificaciones en las formas.

Dentro de Hullspeed existen varios métodos de análisis:

Savitsky (Pre-Planeo y Planeo) y Lahtiharju

Algoritmos diseñado para estimar la resistencia al avance de cascos en régimen de planeo (Savitsky planeo y Lahtiharju) y antes del planeo, es decir, su resistencia al pre-planeo (Savitsky pre-planeo).

Compton

Método aplicable a buques tipo patrulleros o buques de recreo diseñados con espejo de popa que operan en regímenes de desplazamiento y semidesplazamiento.

Fung

Método aplicable a buques parecidos a los que aplica Compton, normalmente más grandes.

Van Oortmerssen

Diseñado para estimar la resistencia al avance de remolcadores o arrastreros.

Series 60

Fue desarrollado para estimar la resistencia al avance de buques de carga que disponían de un solo propulsor.

Holtrop

Algoritmo diseñado para predecir la resistencia al avance enfocado a buques de carga, buques de pesca, remolcadores, buques portacontenedores y algunos buques militares como fragatas.

El rango de aplicación del método Holtrop es el siguiente:

Característica	Mínimo	Máximo
Fn	0.00	0.85
Cp	0.55	0.85
L_{PP}/B	3.90	9.50

Tabla 3. Límites aplicación método Holtrop

5.3.1.- Aplicación del método apropiado

Al tratarse de un yate de desplazamiento a motor se descartan inicialmente los métodos e Savitsky y Lahtiharju, Van Oortmerssen y Series 60.

Una vez importadas las formas de diseño a Hullspeed, seleccionaremos para el análisis con los métodos de Fung, Compton y Holtrop.

Los resultados obtenidos después del análisis se muestra en la siguiente tabla:

	Item	Value	Units	Holtrop	Compton	Fung
1	LWL	35,322	m	35,322	35,322 (low)	35,322
2	Beam	7,209	m	7,209	7,209	7,209
3	Draft	2,11	m	2,11	2,11	2,11
4	Displaced volume	283,421	m^3	283,421	283,421 (high)	283,421
5	Wetted area	265,992	m^2	265,992	265,992	265,992
6	Prismatic coeff. (Cp)	0,779		0,779	--	0,779 (high)
7	Waterpl. area coeff. (Cwp)	0,844		0,844	--	--
8	1/2 angle of entrance	35,34	deg.	35,34	--	35,34 (high)
9	LCG from midships(+ve for'	-2,543	m	-2,543	-2,543	--
10	Transom area	0,245	m^2	0,245	--	0,245
11	Transom wl beam	2,382	m	--	--	2,382
12	Transom draft	0,201	m	--	--	0,201
13	Max sectional area	10,304	m^2	--	--	10,304
14	Bulb transverse area	0	m^2	0	--	0
15	Bulb height from keel	0	m	0	--	--
16	Draft at FP	2,11	m	2,11	--	--
17	Deadrise at 50% LWL	17,21	deg.	--	--	--
18	Hard chine or Round bilge	Round bilge		--	Round bilge	--
19						
20	Frontal Area	0	m^2			
21	Headwind	0	kts			
22	Drag Coefficient	0				
23	Air density	0,001	tonne/			
24	Appendage Area	0	m^2			
25	Nominal App. length	0	m			
26	Appendage Factor	1				
27						
28	Correlation allow.	0,0004		Calculated by method	0,0004	Fixed at 0.0005
29	Kinematic viscosity	000011883	m^2/s			
30	Water Density	1,026	tonne/			

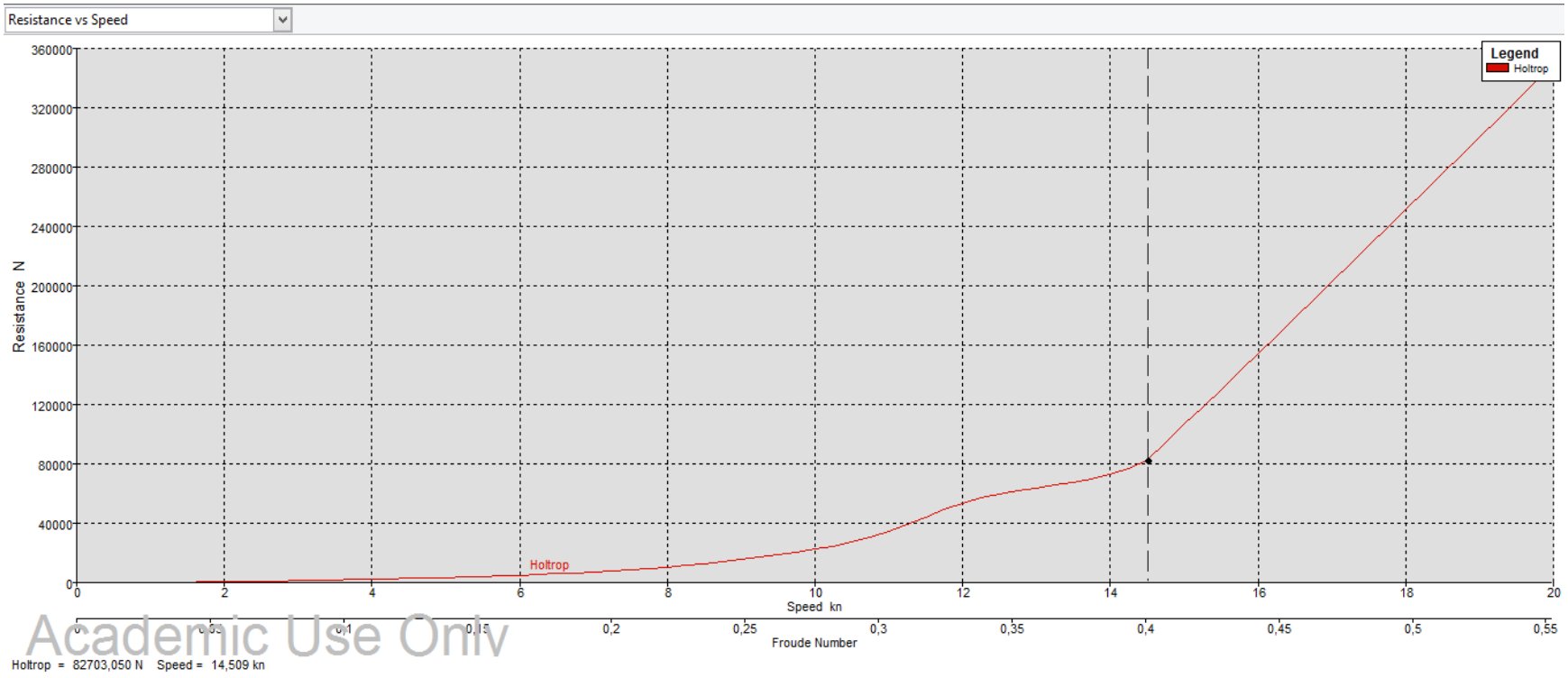
Tabla 4. Resultados análisis Hullspeed

En la tabla de resultados vemos que para los métodos de Compton y Fung hay valores de nuestro yate que quedan fuera de sus rangos de aplicación (en compton excesivo volumen desplazado y baja eslora de flotación, y en Fung excesivo coeficiente prismático y semiangulo de entrada) por lo que se descarta el uso de estos métodos.

Vemos que el método más apropiado es el método Holtrop, que es el que utilizaremos para la determinación de la resistencia y la potencia.

A continuación, se muestran las gráficas y resultados obtenidos mediante el método Holtr

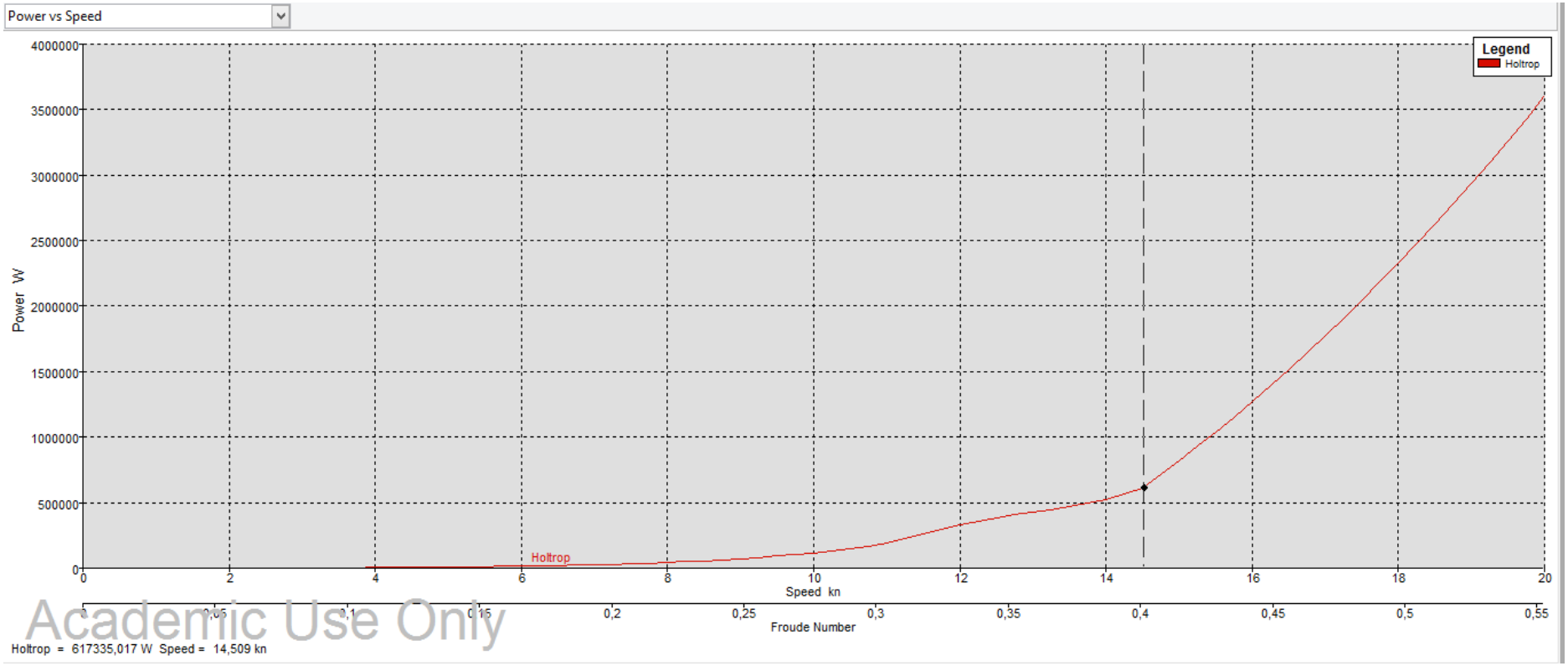
5.4.- Gráfica Resistencia al avance (kN)- Velocidad (knots)



Gráfica 3. Resistencia avance-Número de Froude

Vemos que a medida que aumenta la velocidad aumenta la resistencia a avance, en el intervalo entre 10 y 12 nudos hay un incremento brusco de la resistencia que se estabiliza entre los intervalos de 12 y 14.5 nudos, rango de velocidades en los que trabajaremos. Posteriormente a partir de 14.5 nudos la resistencia aumenta.

5.5.- Curva de potencia efectiva (EHP)



Gráfica 4. Potencia efectiva (EHP)

5.5.1.- Tabla Velocidad, Resistencia al avance, Potencia

Velocidad (nudos)	Resistencia al avance (N)	Potencia efectiva (W)
0	--	--
0,5	49,30	12,7
1	177,9	91,5
1,5	377,5	291,3
2	644,0	662,6
2,5	974,3	1253,1
3	1366,1	2108,3
3,5	1817,3	3272,1
4	2326,8	4788,0
4,5	2895,6	6703,3
5	3529,4	9078,3
5,5	4241,9	12002,3
6	5065,1	15634,1
6,5	6049,5	20228,8
7	7237,3	26062,4
7,5	8697,6	33558,1
8	10499,8	43212,4
8,5	12729,0	55661,2
9	15641,4	72419,8
9,5	18924,6	92488,8
10	22380,2	115133,7
10,5	27169,0	146757,6
11	34577,1	195668,1
11,5	44205,6	261525,0
12	53414,3	329744,2
12,5	59838,0	384791,3
13	63842,5	426964,4
13,5	67533,8	469022,2
14	72935,6	525298,5
14,5	82291,2	613846,6
15	106304,5	820316,0
15,5	130369,8	1039554,1
16	154487,0	1271599,6
16,5	178656,0	1516491,5
17	202876,6	1774268,3
17,5	227148,6	2044968,7
18	251472,0	2328630,9
18,5	275846,6	2625293,5
19	300272,3	2934994,6
19,5	324748,9	3257772,5
20	350589,3	3607174,2

Tabla 5. Tabla velocidad, resistencia y potencia

- Potencia efectiva requerida velocidad crucero inicial (13,5 nudos):

EHP = 469,022 kW

- Resistencia al avance a velocidad crucero inicial (13,5 nudos):

Ra = 67,533 kN

- Potencia efectiva requerida velocidad máxima (14,5 nudos):

EHP = 613,846 kW

- Resistencia al avance a velocidad máxima inicial (14,5 nudos):

Ra = 8,291 kN

Inicialmente, se había impuesto como requisito un rango de velocidades de 13.5 nudos de velocidad crucero y 14 nudos de velocidad máxima. Una vez obtenidos los resultados al analizar la carena comprobamos que para una velocidad máxima de 14,5, vemos que hay un pequeño salto en la resistencia al avance respecto a la que hay en 14 y es a partir de este valor de 14,5 kn que la gráfica se dispara. Por lo que hemos decidido modificar la velocidad máxima a 14,5 nudos dado que supondrá un aumento de potencia y velocidad en nuestro yate.

5.6.- Cúbica de la hélice

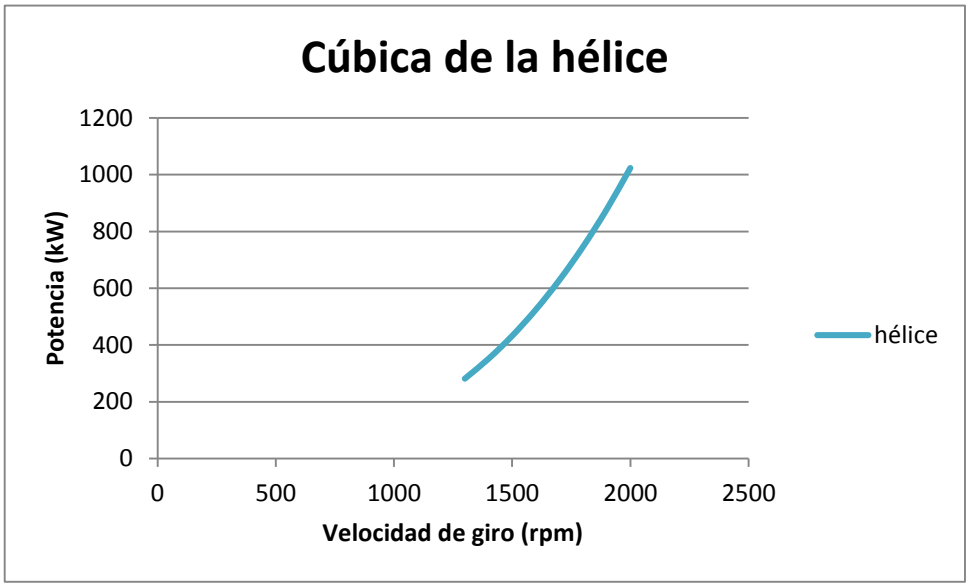
Una vez obtenida la curva de potencia efectiva EHP, podemos calcular la curva de demanda de potencia de la hélice, en que la potencia entregada por la hélice, depende de la velocidad de giro del propulsor al cubo.

Según diferentes autores como las series B de Wageningen afirman que el rendimiento propulsivo por lo general no supera el 65%, en este proyecto se ha considerado del 60%, adoptando un margen de 5% por tratarse de una fase de prediminesionamiento.

Por si necesita un plus de 10% en condiciones de mal tiempo

Ptotal 613,846/0.6= 1023,08KW

Por lo tanto, la curva de la cúbica de la hélice es la siguiente:



Gráfica 5. Cúbica de la hélice

6.- ELECCIÓN DEL MOTOR PRINCIPAL

Durante esta fase del proyecto deberemos seleccionar el motor principal. Nuestra embarcación dispondrá de dos motores diesel con sus respectivas reductoras y líneas de eje.

Conocemos la potencia efectiva a desarrollar, pero no la potencia al freno que deberán subministrar nuestros motores

6.1.- Definición del grupo de aplicación y perfil operativo

Con el objetivo de seleccionar el motor adecuado, es de gran importancia especificar las condiciones particulares de nuestra embarcación.

La selección del grupo de aplicación, determina la potencia máxima que puede desarrollar el motor, puesto que las cargas varían durante el tiempo de funcionamiento. También deberemos fijar un perfil de carga o perfil operativo, para identificar el funcionamiento al que deberá ser sometido el motor.

Para que la selección sea óptima, deberemos fijar la siguiente información operacional:

- Horas previstas de funcionamiento anual

Teniendo en cuenta el tipo de buque, consideraremos una media de 300 horas anuales de funcionamiento.

- Perfil de carga

Es la relación de la potencia del motor en función del tiempo de funcionamiento.

El tiempo entre la partida de nuestro buque y su llegada a puerto, puede dividirse en varios tiempos parciales en los que se navega con rangos de velocidades constantes. De este modo, clasificaremos los tiempos de funcionamiento a potencias al freno constantes de la siguiente manera:

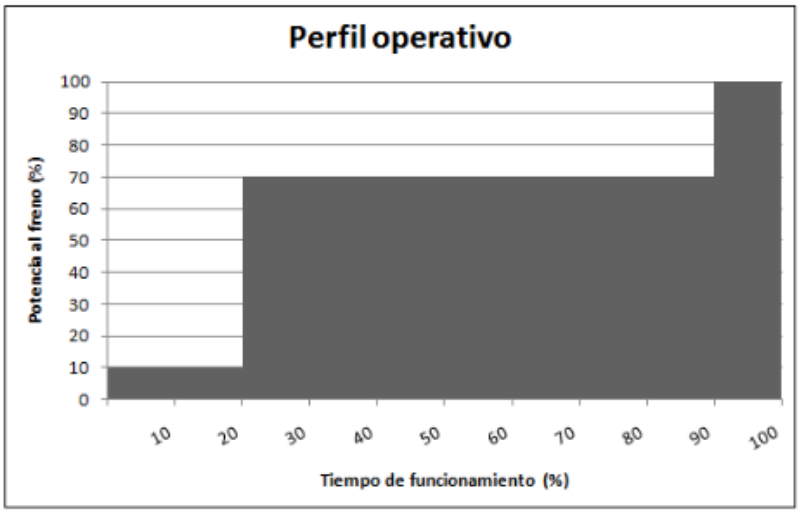
Teniendo en cuenta los tiempos de funcionamiento en que el buque se encuentra dentro del puerto, ya sea porque se encuentra zarpando o atracando y circulando en puerto, consideramos un tiempo del 20% a una carga menor del 10% de la potencia al freno del motor.

Consideramos que el buque navegará a velocidad de proyecto, es decir, aproximadamente a un 70% de la potencia al freno del motor, durante el 70% del tiempo de funcionamiento.

Por último, el motor trabajará a máxima carga (100% de la potencia al freno) durante periodos menores al 10% del tiempo de funcionamiento.

Consideramos éste perfil en ocasiones que el armador quiera demostrar la máxima capacidad propulsora del buque.

Perfil Operativo Estándar	
Potencia al freno (%)	Periodo de tiempo (%)
10	20
70	70
100	10



Gráfica 6. Perfil operativo

6.2.- Criterios para la selección de motores

Consideraremos tres motores con potencias similares. Las fichas técnicas de los motores las podemos encontrar en los anexos.

Los motores son:

- CATERPILLAR C32 ACERT 1081

-MAN V12-1550

-MTU 2000m72

Se ha realizado una comparativa de las características y parámetros de estos tres motores para seleccionar el más apropiado para el proyecto.

6.2.1.- Potencia nominal

La potencia nominal nos indica si el motor propuesto cumple con los requisitos de potencia de nuestro proyecto.

Hemos elegido motores con una potencia superior a la necesaria, para disponer de una reserva de potencia para aceleraciones, ensuciamiento del casco o algún caso en que se requiera un plus de potencia.

Otro factor a tener en cuenta cuando comparamos potencias, es compararlas a las mismas condiciones ambientales ya que la potencia desarrollada varía en función de las condiciones ambientales.

	MTU 2000m72	CAT C32 ACERT 1081	MAN V12-1550
Potencia nominal (kW)	1080	1081	1140

Tabla 6. Potencia nominal

Podemos comprobar que el motor que presenta mayor potencia nominal es el MAN V12-1550 aunque las diferencias con los demás motores no es muy significativa.

6.2.2.- Curvas de potencia MCR

Las curvas de potencia vienen representados por gráficas o tablas que proporcionan todos los fabricantes de motores y sirven como base para realizar distintos tipos de cálculos.

También nos sirven para visualizar los límites de potencia al freno y número de revoluciones del motor.

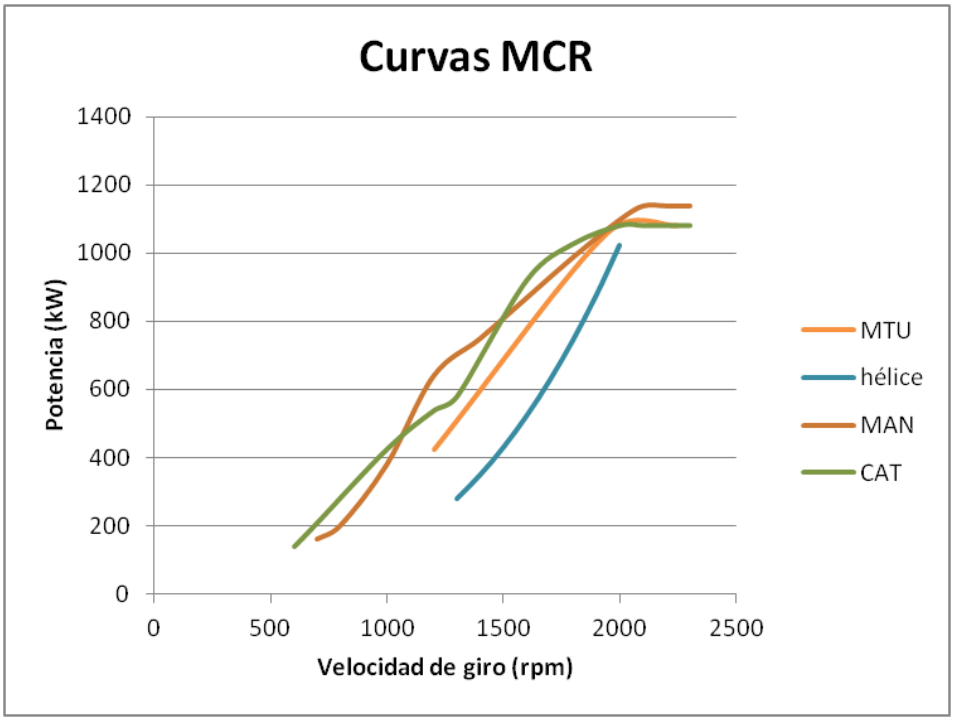
Estas curvas hacen referencia a los límites de potencia máxima contínua MCR. También se denominan envolventes de funcionamiento ya que marcan el área de funcionamiento del motor.

El área inferior de la curva nos indica que el motor puede trabajar en esas condiciones con una reserva de potencia en caso necesario. En cambio, el área superior de la curva nos indica que el motor no puede subministrar la potencia necesaria para satisfacer la demanda del propulsor.

La cúbica de la hélice indica el punto de funcionamiento al 100% de la potencia nominal y 100% de las revoluciones del motor. El motor óptimo deberá poseer una curva un poco superior a la cúbica de la hélice en el punto de máxima potencia nominal con el fin de garantizar un extra de potencia en caso que se necesite.

Como vemos en la gráfica el motor que presenta una mayor potencia es el motor MAN. Vemos, sin embargo vemos que el candidato cuya curva posee un área de

funcionamiento mayor es el CAT. Esto nos indica que con menores velocidades de giro, el motor es capaz de ofrecer más potencia, por lo tanto tendrá mayor reserva para aceleraciones.



Gráfica 7. Curvas MCR

6.2.3.- Ciclo

Para igual potencia desarrollada siempre es mejor disponer de un motor de 4T que uno de 2T por distintos motivos como son:

- Tiene un buen llenado de cilindro en todo el rango de velocidades posibles lo que supone un elevado rendimiento volumétrico
- Presenta gran insensibilidad contra la pérdida de presión en el sistema de escape
- Tiene buenas posibilidades de influir en el suministro de combustible por elección de los tiempos de regulación adaptados al sistema de aspiración.

	MTU 2000m72	CAT C32 ACERT 1081	MAN V12-1550
Ciclo	4T	4T	4T

Tabla 7. Ciclo

Los tres motores son de 4 tiempos, por lo que no será un factor determinante en la elección del propulsor.

6.2.4.- Velocidad de giro

En revoluciones por minuto (rpm), la velocidad de giro es un indicador a los esfuerzos sometidos a las partes móviles del motor, así como el desgaste de distintas piezas.

Hay que tener cuidado cuando se comparan motores de 2 tiempos y de 4 tiempos puesto que en un motor de 2 tiempos el ciclo entero se realiza en una revolución, mientras que en el motor de 4 tiempos el ciclo se realiza en dos revoluciones.

Dado que los tres motores son de 4 tiempos, el motor más adecuado será el que trabaje o realice menos ciclos por unidad de tiempo.

	MTU 2000m72	CAT C32 ACERT 1081	MAN V12-1550
Velocidad de giro (rpm)	2250	2300	2300

Tabla 8. Velocidad de giro

El motor MTU 2000 m72 trabaja un poco por debajo que los otros dos motores, aunque la diferencia es mínima.

6.2.5.- Relación de compresión

La relación de compresión, es la relación volumétrica entre el volumen total de la cámara de combustión (con el pistón en el punto muerto inferior, Ve) más el volumen mínimo de la misma cámara (cuando el pistón se encuentra en el punto muerta superior, Vc) dividido por el volumen mínimo de la cámara (Vc).

$$\varepsilon = \frac{Ve + Vc}{Vc}$$

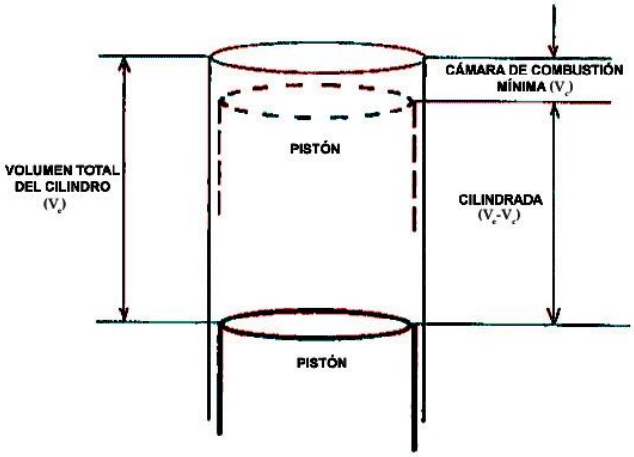


Figura 19. Esquema relación de compresión

La relación de compresión influye en el calentamiento y la fatiga térmica de la cámara de combustión. Para motores de diámetro y carrera parecidos, a mayor relación, mayor será la potencia y mayores los esfuerzos térmicos.

Siempre será recomendado el motor, que a similares diámetros y carrera, presente una menor relación de compresión

6.2.6.- Par motor

Este parámetro es de gran importancia a la hora de seleccionar el motor más apropiado. Observando las curvas de par que nos ofrece cada fabricante, nos indican que fuerza ejerce el motor para cada régimen de trabajo, por lo que podemos deducir en que régimen trabaja mejor el motor y en que régimenes el motor se ve más forzado.

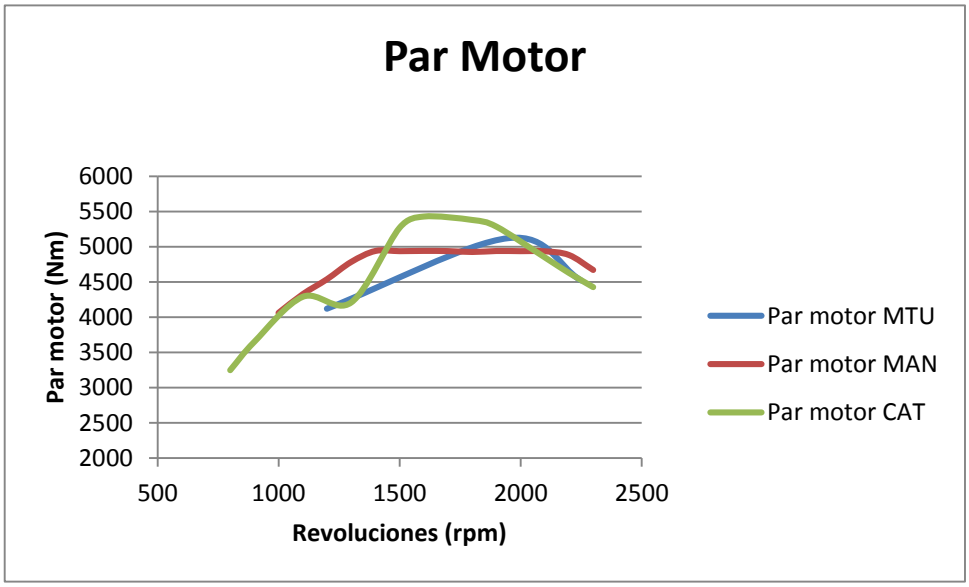
Tanto cuando el motor trabaja a bajas revoluciones como a altas revoluciones, el par motor siempre tiende a bajar. A bajas revoluciones se producen muchas pérdidas mecánicas por rozamiento, haciendo que el par sea bajo. A altas revoluciones, se producen fenómenos

mecánicos desagradables como grandes desgastes, vibraciones, que también conducen a una caída del par.

Generalmente, el fabricante programa una caída del par motor a partir de un número elevado de revoluciones.

Para nuestro proyecto, nos interesan aquellos motores que ofrezcan mayor par en un régimen de velocidades constantes, es decir, el intervalo de revoluciones en que el motor trabajo con mayor alivio y aún pueda ofrecer un aumento de potencia.

Este intervalo de revoluciones deberá coincidir con la velocidad del proyecto para garantizar mayor rendimiento y, por lo tanto, un mínimo consumo.



Gráfica 8. Curvas par motor

Como observamos, el motor CAT C32 nos ofrece el par motor más elevado, pero en un intervalo de revoluciones muy pequeño. El motor MTU nos ofrece un par motor inferior al anterior pero más elevado que el motor MAN, pero tampoco se muestra constante en un intervalo de velocidades muy amplio. Sin embargo, el que mejor prestaciones nos ofrece en cuanto a par motor, es el MAN, que tiene un par motor inferior entre el motor MTU y el CAT pero en un rango de revoluciones amplio , por lo que es el que mejor relación nos ofrece entre rango de revoluciones y par motor.

La opción del motor MAN será la más adecuada en este parámetro.

6.2.7.- Número de cilindros

Este parámetro nos determina la longitud del motor y en consecuencia los esfuerzos de torsión del cigüeñal.

Dentro de unos límites, a mayor número de cilindros, menores esfuerzos de torsión del cigüeñal.

	MTU 2000m72	CAT C32 ACERT 1081	MAN V12-1550
Nº cilindros	12	12	12

Tabla 9. Número de cilindros

6.2.8.- Disposición de los cilindros

Para aplicaciones de recreo se acostumbra a utilizar una configuración de los cilindros en V, ya que ahorra espacio a bordo del buque.

	MTU 2000m72	CAT C32 ACERT 1081	MAN V12-1550
Disposición cilindros	V	V	V

Tabla 10. Disposición de los cilindros

6.2.9.- Cilindrada

Este valor es consecuencia directa del diámetro, la carrera y el número de cilindros. En teoría, cuanto mayor sea la cilindrada del motor, más robusto suele ser y menos revoluciones necesita para subministrar la potencia necesaria, por lo tanto, menores serán los esfuerzos de fatiga y en consiguiente más duradero será el motor. Por otro lado, el precio también aumentará como mayor sea la cilindrada.

	MTU 2000m72	CAT C32 ACERT 1081	MAN V12-1550
Cilindrada	26,8	32,2	24,24

Tabla 11. Cilindrada

EL motor con mayor cilindrada es el CAT C32 mientras el que presenta menor cilindrada es el MAN V12.

6.2.10.- Diámetro y carrera del cilindro

Se trata del diámetro de la cámara de combustión donde se aloja el pistón y el valor correspondiente a la longitud recorrida por el pistón en una carrera ascendiente o descendiente.

Estos valores son específicos para cada motor y serán usados para calcular distintos parámetros posteriormente.

	MTU 2000m72	CAT C32 ACERT 1081	MAN V12-1550
Diámetro (mm)	135	145	128
Carrera (mm)	156	162	142

Tabla 12. Diámetro y carrera

6.2.11 Relación Carrera/Diámetro

Este parámetro influye en las dimensiones del motor. Manteniendo constantes la Potencia efectiva, la carrera, la velocidad media del pistón y la relación de compresión implican un mayor diámetro del pistón, mayor potencia por litro de cilindrada y más espacio para las válvulas, con lo que estas pueden ser de mayor tamaño.

Al tener una carrera corta, la velocidad lineal del cilindro será menor y se moverá con mayor facilidad a alto régimen de revoluciones.

En general, los motores cuadrados (bajas relaciones de compresión) están enfocados a motores con alto régimen de revoluciones que satisfacen demandas elevadas de potencia, dejando de lado, aspectos como el rendimiento, la emisión de contaminantes o el par a bajos regímenes. En motores de tamaño considerable, como en nuestro caso, suele ser más idóneo disponer de cilindros con mayor relación de compresión (carreras largas).

	MTU 2000m72	CAT C32 ACERT 1081	MAN V12-1550
Relación carrera/diámetro	1,16	1,12	1,11

Tabla 13. Relación carrera/diámetro

6.2.12.- Potencia por cilindro

La obtenemos del resultado de dividir la potencia nominal de cada motor por el número de cilindros. Este valor nos será e utilidad a la hora de calcular otros parámetros.

	MTU 2000m72	CAT C32 ACERT 1081	MAN V12-1550
Potencia por cilindro (kW)	90	90,08	95

Tabla 14. Potencia por cilindro

6.2.13.- Peso del motor

Es un parámetro que en algunos tipos de buques es esencial.

Para que pueda ser estudiado este parámetro en toda su extensión es preciso asociarlo con otro parámetro, la potencia específica (kW/kg). Por otro lado, al considerar tres motores con potencias similares, consideraremos aquel que tenga menor peso. Los pesos a comparar siempre son medidos con el motor en seco, es decir, sin fluidos en el interior.

	MTU 2000m72	CAT C32 ACERT 1081	MAN V12-1550
Peso del motor (kg)	3680	2994	2270

Tabla 15. Peso del motor

6.2.14.- Potencia específica

La potencia específica es la potencia desarrollada por cada kilogramo de peso del motor.

Este factor, junto con el peso del motor, permite establecer la base comparativa efectiva de cual es la solución más idónea.

	MTU 2000m7	CAT C32 ACERT 1081	MAN V12-1550
Potencia específica (kW/kg)	0,29	0,36	0,50

Tabla 16. Potencia específica

6.2.15.- Consumo de combustible

El consumo específico de combustible es una de las características más interesantes para el consumidor. Es la cantidad de combustible que necesita el motor para subministrar una unidad de potencia por unidad de tiempo.

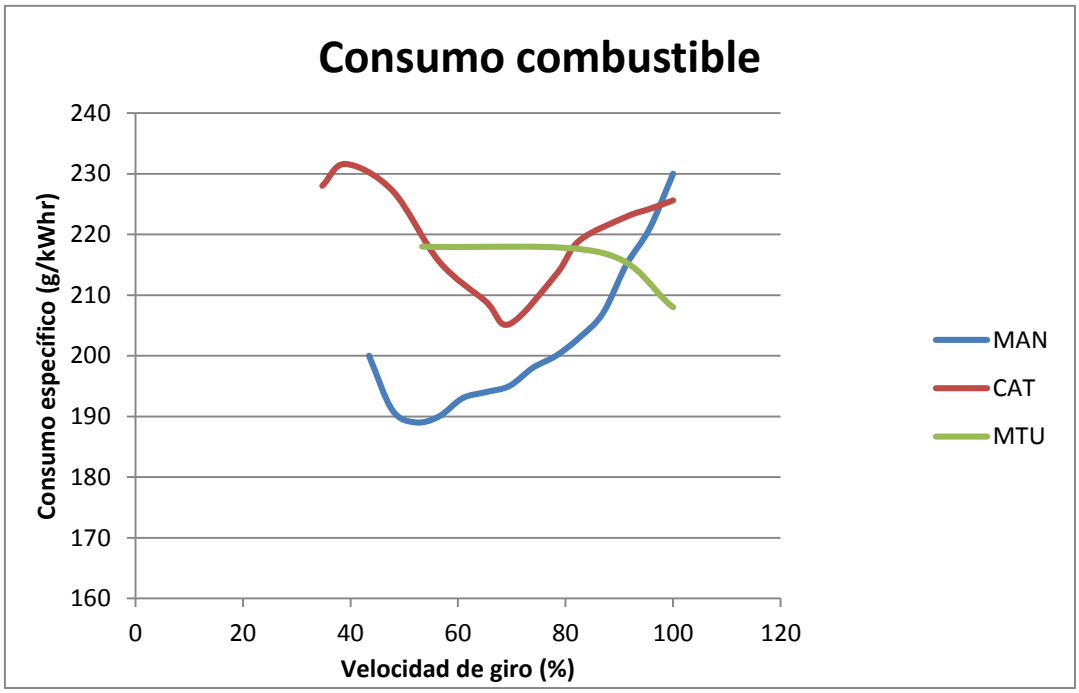
El consumo específico es una forma de expresar el rendimiento del motor, ya que relaciona consumo con prestaciones.

Cuanto menor sea este consumo, mayor será el rendimiento. Debe conocerse a varias cargas y velocidades, y debe contemplar la tolerancia de la garantía que los fabricantes dan para este parámetro.

Se debe disponer, de los consumos específicos de combustible en las condiciones ambientales reales del motor, o, en su defecto, de las curvas de corrección por variación de estas condiciones ambientales.

En nuestro caso, hemos observado que las condiciones ambientales con las que se han realizado las pruebas del motor, son parecidas, por lo que la densidad del combustible tendrá el mismo valor en las tres opciones.

Cuanto menor sea el consumo de combustible a mismas condiciones, mejor será el motor.



Gráfica 9. Consumo de combustible

Como se observa, el motor que tiene menor consumo específico, con diferencia, entre rangos de velocidad de 40% al 80% es el motor MAN. Por otro lado, se observa qe los motores MAN y CAT son los motores que mayores rendimientos a mitad de carga. El motor MTU, vemos que opera relativamente mejor en régimenes del 85 % de revoluciones.

El motor más adecuado en este aspecto es el motor MAN.

6.3.- Elección del motor

Finalmente, después de haber comparado los parámetros principales y características de cada motor, esta fase termina seleccionando el motor más adecuado para el proyecto.

Antes de seleccionar el motor, cabe mencionar que los tres motores se fabrican y comercializan hoy en día.

Para la selección, consideraremos prioritarios los tres factores principales: las curvas de par, potencia y consumo.

Los tres motores cumplen con las necesidades de potencia para el proyecto, pero elegiremos el que nos proporciona un plus mayor de potencia en caso de aceleraciones u otras situaciones donde se demande un extra de potencia. Este motor es el MAN V12 1140kW.

En el caso del par motor, después de comparar las gráficas, vemos que el que posee un par mayor es el CAT C32, pero este se muestra poco constante en rangos de velocidad amplios. Lo mismo sucede con el par motor en el motor MTU, se muestra poco constante. En cambio, el motor que nos da mejor relación par motor/rango de velocidad es el MAN V12, con un amplio rango de velocidades trabajando al mismo par motor.

Por último, en cuanto al consumo específico de combustible, vemos que para los rangos de velocidad típicos de funcionamiento del motor, entre el 40-80%, el motor que menos consumo tiene es el MAN V12.

Así, la elección final de nuestro motor propulsor por los motivos citados anteriormente es el motor MAN V12-1550 (1149kW).

7.- CÁLCULO DE LA HÉLICE

7.1.- Introducción

La determinación de la hélice es un apartado fundamental en el dimensionamiento propulsivo. Así se ha realizado casi al mismo tiempo el cálculo de la hélice y la determinación del propulsor y de la predicción de potencia. Es importante coordinar estos dos aspectos para determinar el propulsor óptimo para nuestro yate y que la hélice pueda realizar el trabajo requerido al máximo rendimiento.

En general, la hélice más eficiente viene dada por las siguientes premisas:

- Debe tener el máximo diámetro posible.
- Debe girar a las mínimas revoluciones posibles.
- Debe tener el mínimo número de palas posibles.
- La pala debe tener un área suficiente para evitar la cavitación.

Sin embargo, normalmente no es posible cumplir con todos los objetivos descritos.

La mayoría de problemas de elección del propulsor vienen dados por las restricciones de dimensiones, como por ejemplo:

- El diámetro que está limitado por los huelgos mínimos de la hélice en relación al casco, timón y arbotantes.

En nuestro caso, al no estar dimensionado el timón, ni arbotantes, simplemente respetaremos los huelgos entre hélice y casco.

Por otra parte, al tratarse del proyecto preliminar de nuestro buque, en esta fase del proyecto se obtendrán valores orientativos de la hélice mediante el método de Crouch y del de Wageningen.

7.1.1.- Huelgos mínimos

Para determinar los huelgos mínimos se ha buscado información en las sociedades de clasificación.

El huelgo mínimo que se respetará en este proyecto depende intrínsecamente del diámetro exterior del propulsor, como se observa en la siguiente figura.

La normativa de Lloyds Register especifica:

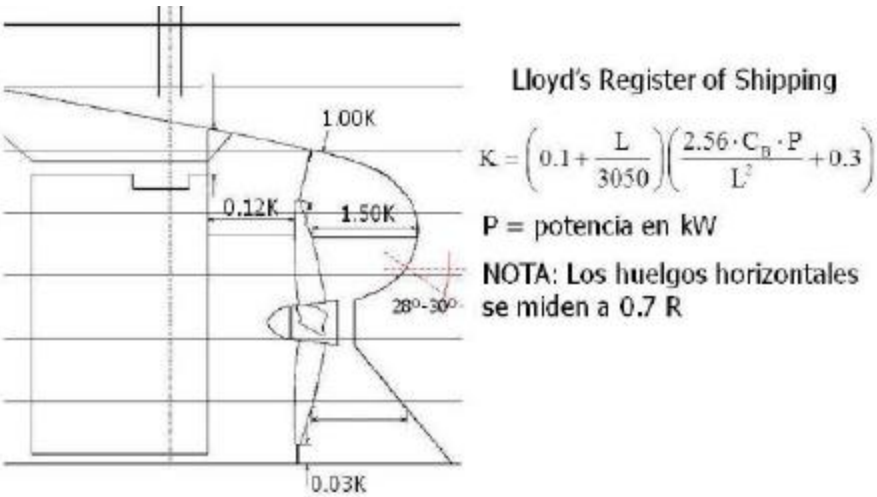


Figura 20. Huelgos mínimos

Dónde P es la potencia en kW de un motor ya que se emplearán dos hélices con dos motores.

Se ha utilizado la normativa de Lloyds Register no obstante se ha obtenido información de otras sociedades de clasificación para comparar.

Table 6.7.2 Recommended propeller/hull clearances

Number of blades	Hull clearances for single screw, in metres, *see* Fig. 6.7.7 (a)				Hull clearances for twin screw, in metres, *see* Fig. 6.7.7 (b)	
	a	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*
3	1,20$K\delta$	1,80$K\delta$	0,12δ	0,03δ	1,20$K\delta$	1,20$K\delta$
4	1,00$K\delta$	1,50$K\delta$	0,12δ	0,03δ	1,00$K\delta$	1,20$K\delta$
5	0,85$K\delta$	1,275$K\delta$	0,12δ	0,03δ	0,85$K\delta$	0,85$K\delta$
6	0,75$K\delta$	1,125$K\delta$	0,12δ	0,03δ	0,75$K\delta$	0,75$K\delta$
Minimum value	0,10δ	0,15δ	t_R	—	3 and 4 blades, 0,20δ 5 and 6 blades, 0,16δ	0,15δ

Symbols

L as defined in 1.4.1

C_b = moulded block coefficient at load draught

$$K = \left(0{,}1 + \frac{L}{3050}\right)\left(\frac{3{,}48C_bP}{L^2} + 0{,}3\right)$$

$$\left(K = \left(0{,}1 + \frac{L}{3050}\right)\left(\frac{2{,}56C_bP}{L^2} + 0{,}3\right)\right)$$

t_R = thickness of rudder, in metres measured at $0{,}7R_p$ above the shaft centreline

P = designed power on one shaft, in kW (shp)

R_P = propeller radius, in metres

δ = propeller diameter, in metres

NOTE
The above recommended minimum clearances also apply to semi-spade type rudders.

Tabla 17. Huelgos recomendados

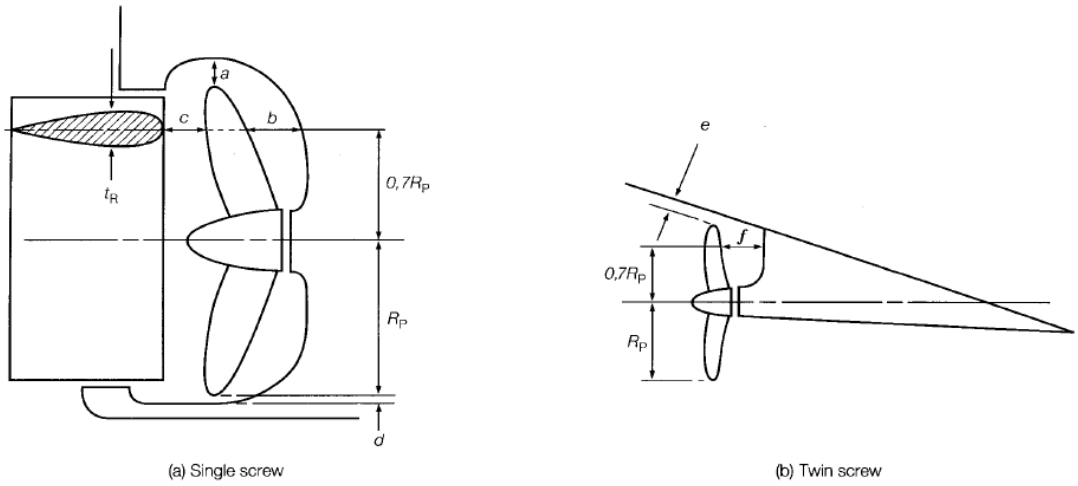


Fig 6.7.7 Propeller clearances

Figura 21. Huelgos propulsor

Así, siguiendo la Lloyds Register obtenemos unos huelgos finales de:

Como se observa se han sobredimensionado estos en un 10% por seguridad.

					Sobredimensionamiento		
K		0,10239131	m		Factor		
	0,03 K	0,00307174	m	==>	10%	0,00337891	m
	0,12 K	0,01228696	m	==>	10%	0,01351565	m
	1,50 K	0,15358696	m	==>	10%	0,16894566	m
	1,00 K	0,10239131	m	==>	10%	0,11263044	m

7.2.- Método de Crouch

Este método, se basa en comparar análogamente el comportamiento de una hélice con un tornillo de madera blanda. Se trata de un método muy intuitivo, que persiste desde hace muchos años y su enfoque va dirigido a obtener de forma orientativa los parámetros más importantes de la hélice.

Como se ha explicado, se trata de un método orientativo. Por lo tanto, para obtener unos parámetros definitivos más precisos, se ha optado por realizar el método empírico como las series B de Wageningen.

Así posteriormente se podrá comparar y decidir si este método es apropiado o no para el dimensionamiento y cálculo de la hélice.

7.2.1 Determinación de parámetros previos

7.2.1.1 Número de palas de la hélice

En los estudios hidrodinámicos y de propulsión encontramos que el número de palas ideal para un propulsor sería una, ya que el flujo de agua que le llegaría no sería perturbado por otra pala.

No obstante al tratarse de una sola pala las fuerzas de inercia producirían graves desequilibrios en el eje además de unas vibraciones indeseadas poniendo en grave peligro la integridad mecánica del conjunto propulsivo así como la de nuestro buque.

Para obtener mayor eficiencia propulsiva interesa disponer de una hélice con el menor número de palas posible. Esto nos influye directamente a la elección de diámetros mayores para obtener el área de pala deseada para producir el empuje necesario.

La vibración es otro factor que no favorece el uso de pocas palas. Cada vez que la pala de la hélice pasa por debajo del casco produce una variación de presión que genera un impulso. A menor número de palas, mayores son los impulsos.

En los yates de dimensiones como el nuestro este será un punto a tener muy presente ya que en este tipo de embarcaciones se valora en gran medida el confort del cliente.

La cantidad de palas de la hélice definirá también la carga media que se producirá en las palas. Por lo que a mayor número de palas, menor será la capacidad de cavitación del propulsor.

Después de estas consideraciones se ha decidido determinar en 5 el número de palas del que va a disponer nuestra hélice.

7.2.1.2. Potencia entregada al eje (SHP)

La potencia entregada al eje (SHP), se obtiene a partir de la potencia al freno del motor, pero considerando las pérdidas en la reductora.

Esta puede ser definida como la potencia que recibe directamente el propulsor, también llamada DHP. Por lo que se toma SHP como el resultado de tener en cuenta las pérdidas de potencia en la reductora y la bocina.

Estos valores se han fijado en unas pérdidas del 3% en la reductora y 1,5% en la bocina.

$$SHP = BHP * (1 - 0.03 - 0.015)$$

Podemos definir una BHP al 100% de revoluciones de:

BHP (100% rpm) = 1140 *Kw*

BHP 1 mot = 570kw

$$SHP = 570 * (1 - 0.03 - 0.015)$$

SHP=544.35 KW

7.2.2 Obtención de los parámetros de la hélice

7.2.2.1 Deslizamiento aparente (Slip)

Este es la diferencia en porcentaje entre la velocidad teórica de la hélice funcionando en un medio rígido. Es decir, el paso de la hélice por el número de revoluciones, y la velocidad de avance del buque en el agua. Cabe destacar que la velocidad del buque en el agua no es real, puesto que despreciamos las pérdidas por formación de la estela (coeficiente de estela).

Este deslizamiento posteriormente nos será necesario para calcular el paso teórico de la hélice. El paso deberá escogerse teniendo en cuenta las condiciones de proyecto de la hélice, a un 70% de carga, sin embargo, al trabajar a máxima carga, no sabremos cómo se comporta. Por este motivo el método de Crouch recomienda fijar un funcionamiento al 90% de la SHP. Es decir, 489.915 kW de SHP por propulsor y a una velocidad del buque de aproximadamente 13.5 nudos.

El método de Crouch nos permite obtener un valor orientativo mediante la siguiente fórmula:

SHP= 544.35*0.9 = 489.915 kW

$$Slip = \frac{1.4}{Vs^{0.57}}$$

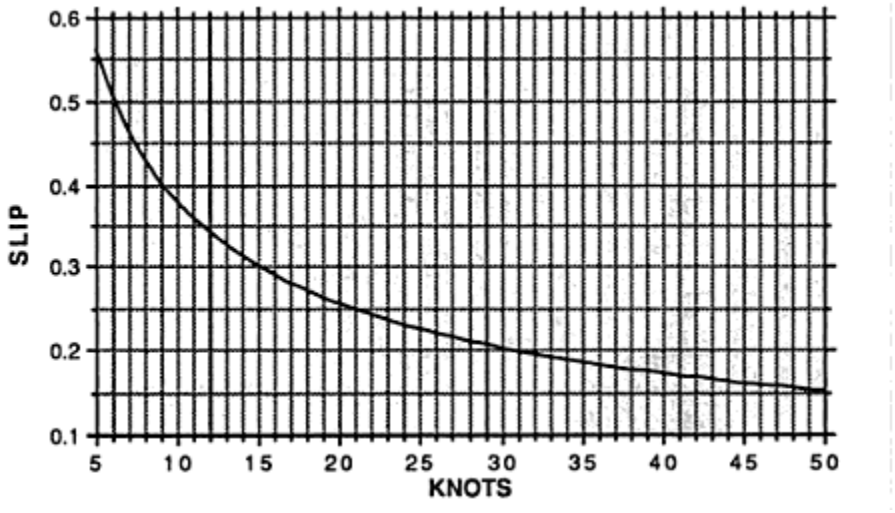
Siendo,

Vs, la velocidad del barco en nudos.

En nuestro caso obtenemos un deslizamiento de:

$$Slip = \frac{1.4}{13.5^{0.57}}$$

Slip = 0.3176



Gràfica 10. Slip-Knots

El método de Crouch aconseja reducir el deslizamiento en un 10% para buques provistos de dos hélices ya que al disponer de dos propulsores, éstos se sitúan equidistantes a partir del plano de crujía y el flujo de agua que reciben no está perturbado por la influencia del talón de quilla, como en el caso de poseer un solo propulsor.

$$Slip = 0.3176 * 0.9 = 0.2858$$

7.2.2.2 Determinación del Paso (Pitch)

Teniendo en consideración una hélice de paso fijo podemos definir el paso **como el avance de la hélice cuando da un giro completo de 360 grados.** Para ello tendremos en cuenta el deslizamiento.

Obtenemos un valor aproximado del paso mediante la siguiente fórmula:

$$P = \frac{Vs * 1215.6}{RPM * (1 - Slip)}$$

Siendo,

P, el paso de la hélice en pulgadas.

Vs, la velocidad del barco en nudos

RPM, las revoluciones por minuto del propulsor

En el cálculo del paso se hace necesario fijar unas revoluciones a las que girará la hélice y por lo tanto una relación entre las revoluciones del motor y las revoluciones del eje unido a la hélice. Este parámetro nos define la reductora más adelante.

Se ha decidido establecerlo en 5 como resultado de iteraciones entre el diámetro y paso entre otros.

Nos quedan fijadas las revoluciones de la hélice al 90% de SHP en:

RPM a SHP 90%= 1800 rpm aproximadamente

RPM= 1800/reductora

RPM=1800/5= 360 rpm

El paso será de:

$$P = \frac{13.5 * 1215.6}{360 * (1 - 0.286)}$$

P = 63.844 pulgadas

Este cálculo obtiene un valor aproximado del paso para hélices de 3 palas. Para obtener el paso adaptado a nuestras 5 palas es aconsejable según el método de Crouch reducirlo alrededor de un 4%. Por lo que nuestro diámetro final será de aproximadamente:

Pfinal= 0.96*P = 61.29 inch

7.2.2.3 Determinación del diámetro

Es uno de los parámetros más significativos del propulsor y un parámetro crítico para determinar la cantidad de potencia que es capaz de absorber y transmitir la hélice, y por lo tanto, la cantidad de empuje. Normalmente el rendimiento de la hélice es proporcional al diámetro.

Mediante la siguiente fórmula obtenemos un valor orientativo del diámetro:

$$D = \frac{15.75 * BHP^{0.2}}{RPM^{0.6}}$$

Siendo,

D, el diámetro en metros.

BHP, la potencia a MCR.

RPM, las revoluciones por minuto del propulsor.

Para el dimensionamiento del paso se ha partido de un 90% de la potencia entregada al eje. Pero si utilizáramos el mismo criterio para dimensionar el diámetro, nuestro motor podría no ser capaz de subministrar la potencia necesaria para girar la hélice a máximas revoluciones. Esto limitaría la velocidad del barco y del propio motor, pudiendo dañarlo.

Por este motivo dimensionaremos el diámetro usando el 100% de sus revoluciones es decir a su MCR y de un motor solamente.

Las máximas revoluciones de la hélice serán de:

RPM(100%) = 2000/5= 400 rpm

$$D = \frac{15.75 * 570^{0.2}}{400^{0.6}}$$

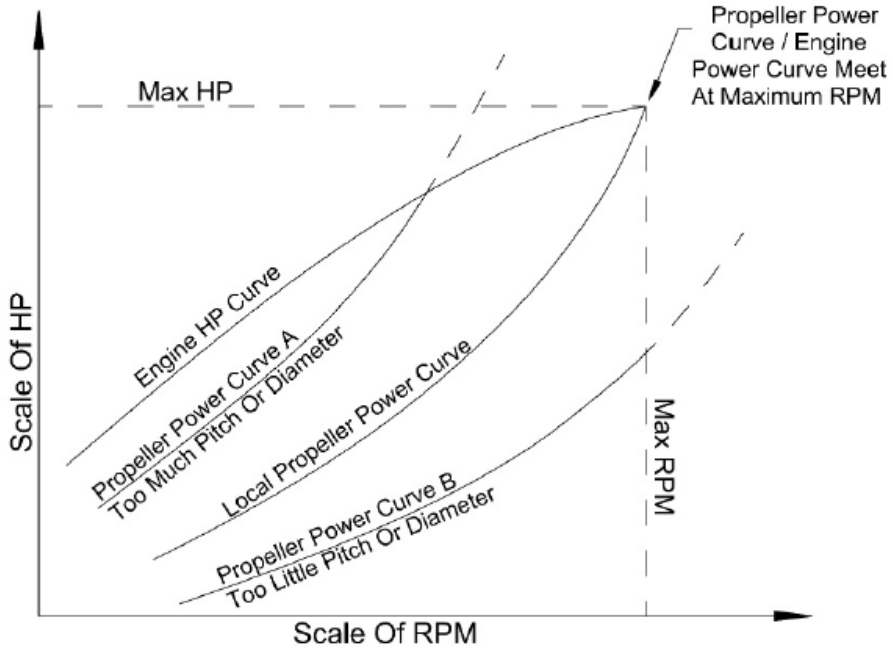
RPM=400rpm

MCR= 1140/2= 570 KW

Que nos definirá un diámetro de:

D= 1.55 m

Hay que comprobar que el diámetro obtenido se adecua con el casco de nuestro buque. Una hélice de diámetro muy reducido girando a elevadas revoluciones, puede ofrecer buen rendimiento a altas velocidades. Sin embargo, a bajas velocidades no sería capaz de proporcionar el empuje adecuado.



Gràfica 11. Escala HP/Escala RPM

Mediante la siguiente fórmula, obtenemos un valor orientativo del diámetro mínimo de nuestra hélice:

$$Dmin = 4.07 * (Bwl * Hd)^{0.5} * 0.8$$

Siendo,

Dmin, el diámetro mínimo en pulgadas.

Bwl, la manga en la flotación en pies.

Hd, el calado en pies.

El diámetro mínimo para nuestro buque será:

Bwl= 7.21m= 23.65ft

H= 2.11m= 6.92ft

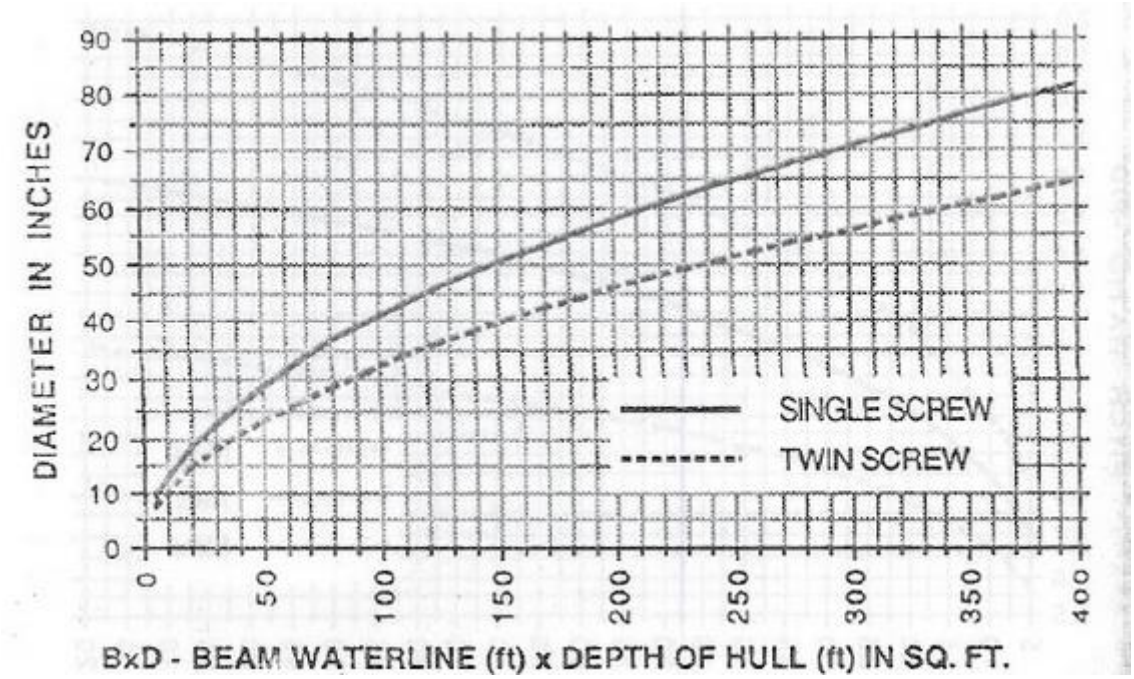
$$Dmin = 4.07 * (23.65 * 6.92)^{0.5} * 0.8 =$$

$$Dmin = 41.65 \text{ pulgadas} = 1.057\text{m}$$

Por lo que obtenemos un Diametro superior al Diametro minimo que nos exige nuestra carena y motor.

$$Dmin < Dfinal$$

También podemos obtenerlo entrando en la gráfica con un valor de B*h=163.66



Gràfica 12.Diámetro/ BxM

7.2.2.4 Determinación de la Relación de Paso

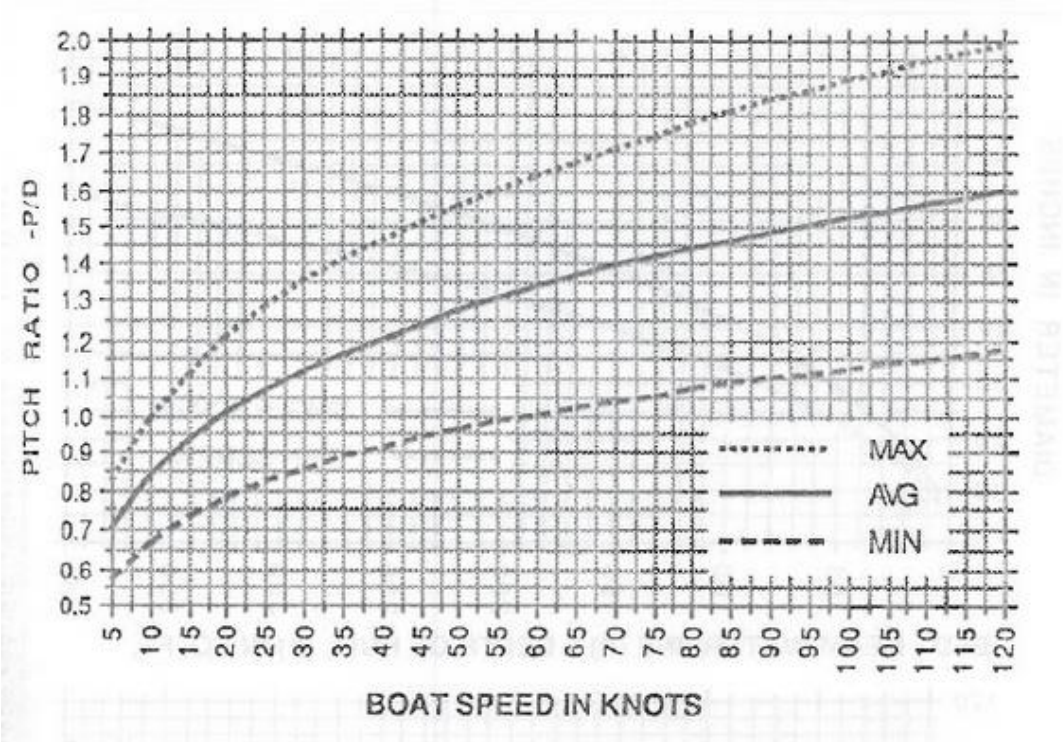
La relación de paso se define como el cociente entre el paso de la hélice y el diámetro P/D.

Por lo que nuestra relación de paso será:

$$\frac{P}{D} = \frac{61.29}{61.02} = 1.004$$

Por lo general el mejor rendimiento de la hélice se obtiene con relaciones de paso que se sitúan en la curva media de la gráfica que se observa a continuación.

Siempre y cuando la relación de paso de la hélice no se encuentre por encima o por debajo de las curvas de mínimo y máximo consideramos que el valor obtenido es aceptable. Si por lo contrario quedara fuera de las curvas, significaría que la velocidad del eje es inadecuada y se debería modificar consecuentemente.

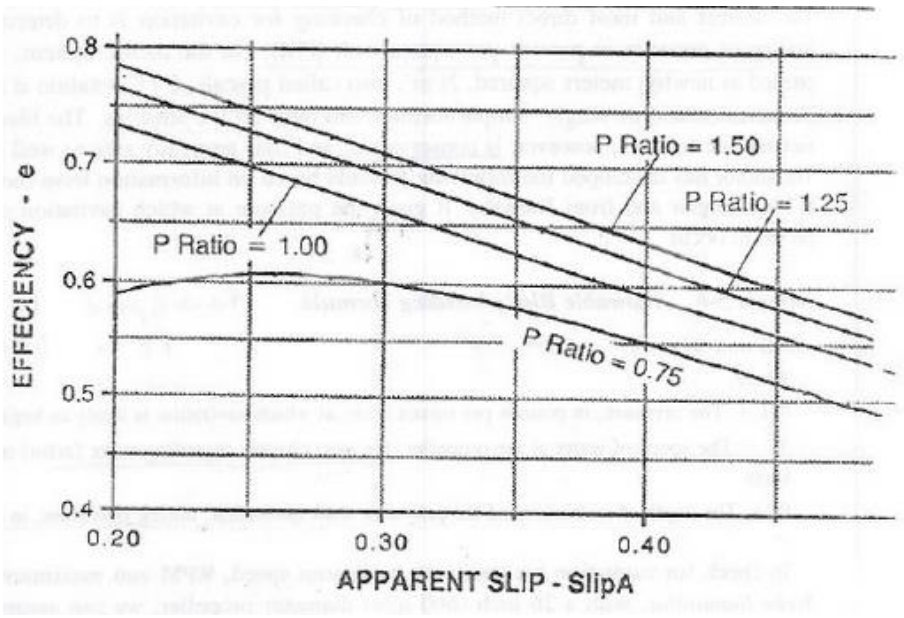


Gràfica 13. Pitch ratio/Boat speed

7.2.2.5 Determinación del rendimiento de la hélice en aguas abiertas

El rendimiento en aguas abiertas es el rendimiento de la hélice sin la influencia de la estela ni la succión (rendimiento del casco) ni las formas del casco (rendimiento relativo rotativo). Aunque estos rendimientos descritos pueden ayudar a aumentar el rendimiento del propulsor si son mayores al 100%.

Mediante el método de Crouch podemos obtener un valor aproximado de este rendimiento en relación al deslizamiento aparente ayudándonos del siguiente gráfico.



Gràfica 14. Efficiency/Apparent slip

Como se observa, entrando con un deslizamiento aparente de 0.286 y estimando una recta que pase por una relación de paso de 1.004 muy cercana a 1 obtenemos una aproximación del rendimiento:

$$\eta = 0.67\% \text{ aproximamos a } 0.65\%$$

7.2.3 Cavitación

La cavitación es un fenómeno que ocurre en sistemas mecánicos que someten un fluido a variaciones de velocidad y presión, generando una evaporización del propio fluido mediante una reducción de la presión. La influencia de esta evaporación o pequeñas bolitas de vapor al impactar contra las palas de la hélice origina perdidas de rendimiento y empuje, ruidos y vibraciones y puede someter a graves daños estructurales a la hélice si no se ha tenido en cuenta.

La cavitación suele ir ligada a hélices con altos índices de carga, por lo que nos basaremos en determinar los límites de presión que deberán tener las palas antes de que empiecen a cavitar.

A partir de este razonamiento, obtendremos unos valores orientativos de las dimensiones de las palas de la hélice de forma que la presión generada a máxima velocidad no supere la carga máxima admitida.

Para determinar un valor orientativo de carga máxima es necesario obtener los siguientes parámetros.

7.2.3.1 Velocidad de avance del propulsor

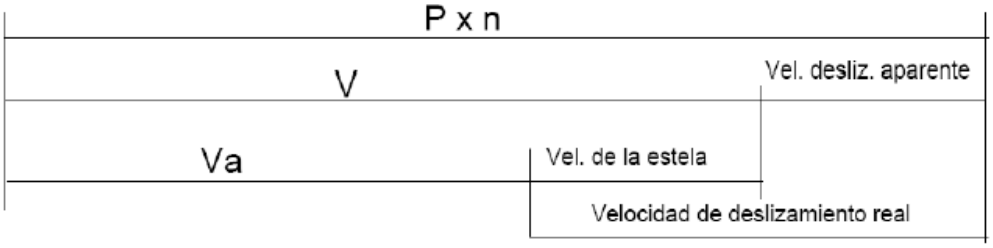


Tabla 18. Velocidad avance

Como se observa en el gráfico, la velocidad de avance del propulsor a través del agua, es la diferencia entre el deslizamiento real (velocidad de la estela más velocidad de deslizamiento aparente) y el avance teórico de la hélice (paso por número de revoluciones). Relacionando Va con Vs obtenemos los coeficientes de estela de Froude wf y de Taylor wt.

Mediante la siguiente fórmula podemos obtener un valor orientativo del factor

de estela de Froude en relación al coeficiente de bloque de nuestro yate:

Siendo,

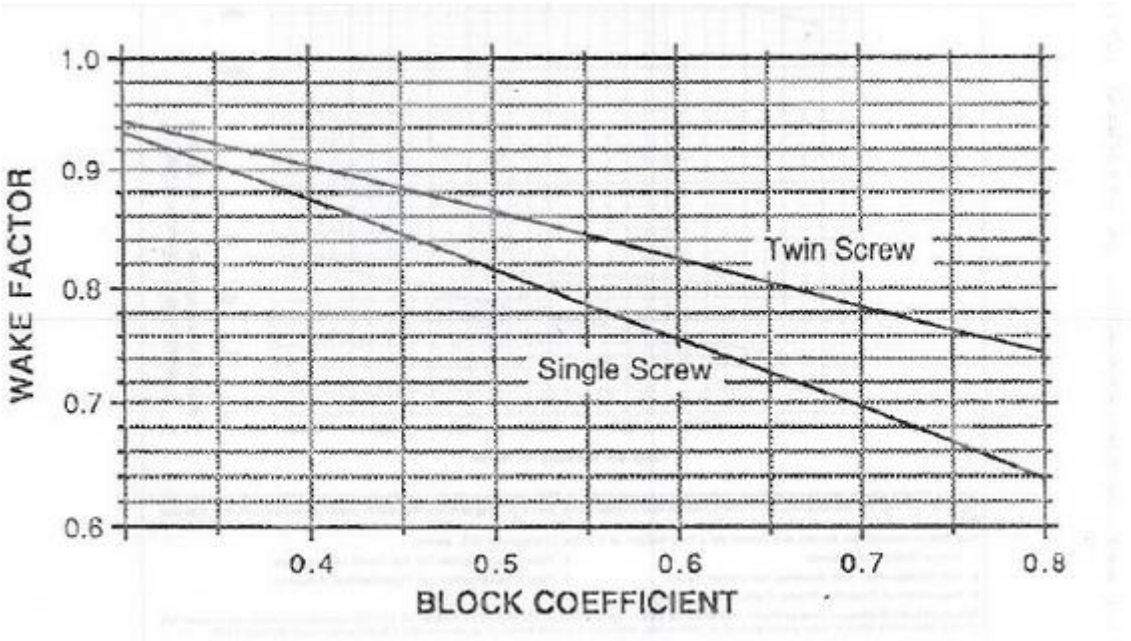
Cb, el coeficiente de bloque del casco, 0.529 en nuestro caso.

Wf, el coeficiente de estela de Froude.

$$Wf = 1.06 - (0.4 * Cb)$$

$$Wf = 1.06 - (0.4 * 0.529)$$

$$Wf = 0.8484$$



Gràfica 15. Wake factor/ Blok coefficient

La velocidad de avance del propulsor será:

$$Va = Vs * Wf$$

Va=14.5*0.8484=12.3 kn

Siendo,

Va, la velocidad de avance del propulsor en nudos.

Vs, la velocidad del casco a máximas rpm en nudos.

Wf, el coeficiente de estela de Froude.

7.2.3.2 Profundidad del eje central del propulsor

La profundidad del eje propulsor en operación lo obtendremos a partir de la suma de:

- El radio exterior de la hélice,

$$r = \frac{D}{2}$$

  r= 1.55/2= 0.775m

- El huelgo entre el propulsor y la línea base

  K=0.03m

- Huelgo superior

  H=0.11m

Finalmente la profundidad del propulsor en pies será:

Ft= 0.03+0.11+0.755 = 0.9m = 2.95ft

7.2.3.3 Carga máxima de pala

Mediante la siguiente fórmula, obtendremos un valor de carga máxima, en relación a la velocidad del fluido, a través del propulsor y la profundidad en que opera el mismo.

$$PSImáx = 1.9 * Va^{0.3} * Ft^{0.08}$$

Siendo,

PSI, presión máxima en psi.

Ft, la profundidad del centro del núcleo del propulsor en pies.

Va, la velocidad del fluido en el propulsor en nudos.

Con η obtenidos en apartados anteriores:

$$PSImáx = 1.9 * 12.3^{0.3} * 2.95^{0.08}$$

PSI= 4.39 psi

7.2.3.4 Coeficiente de anchura media de la pala (MWR)

Si consideramos un rectángulo que tiene la misma área que el área expandida de la pala y una altura igual a la distancia entre la raíz y el extremo de la pala. El coeficiente de anchura media MWR es la relación entre la anchura de este rectángulo y el diámetro del propulsor

$$MWR = \frac{Anchura\ media}{D}$$

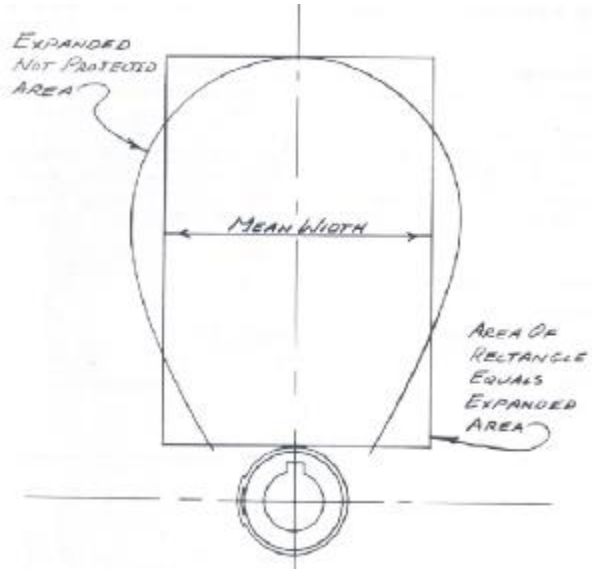


Figura 22. Anchura de la pala

El valor de MWR suele oscilar entre 0,2 y 0,55. Valores de aproximadamente 0,35 son frecuentes en aplicaciones de media y alta velocidad.

Elevados valores MWR tienen como objeto reducir la carga de las palas para evitar la cavitación o mantener un diámetro bajo, mientras que valores bajos son frecuentes en hélices con elevados números de palas cuyo objeto es disminuir el área del propulsor.

En nuestro caso, el objeto es ayudar un poco a mantener este diámetro bajo y evitar que la hélice cavite sin alterar el diámetro. Por lo tanto consideraremos un MWR de 0,4.

7.2.3.5 Relación de área desarrollada (DAR)

Se trata de la relación entre el área desarrollada de la hélice y el área del disco trazado con el diámetro exterior de la misma.

$$DAR = \frac{AD}{Ao}$$

Siendo,

AD, el área desarrollada.

Ao, el área del disco

$$Ao = \pi \frac{D^2}{2}$$

Mediante la siguiente fórmula se puede obtener un valor aproximado de este parámetro a partir del número de palas del propulsor y el MWR.

$$DAR = Z * 0.51 * MWR$$

Siendo,

Z, el número de palas.

MWR, el coeficiente de anchura media

DAR=5*0.51*0.4=1.02

Por lo tanto, conociendo el área del disco de nuestra hélice podemos aproximar el área desarrollada mediante la siguiente ecuación:

$$A_D = \pi * (\frac{D}{2})^2 * DAR$$

$$A_D = \pi * (\frac{61.023}{2})^2 * 1.02$$

A_D= 2983,225 in2

7.2.3.6 Relación de área expandida (EAR)

Se trata de la relación entre el área expandida de la hélice y el área del disco descrita anteriormente.

$$EAR = \frac{A_E}{Ao}$$

Siendo,

AE, el área expandida de la hélice.

Mediante la siguiente expresión podemos obtener un valor orientativo de EAR a partir de DAR y el número de palas del propulsor:

$$EAR = 0.34 * DAR * (2.75 + \frac{DAR}{Z})$$

Siendo,

EAR, la relación de área desarrollada.

Z, el número de palas.

En nuestro caso obtenemos un valor aproximado de EAR:

$$EAR = 0.34 * 1.02 * \left(2.75 + \frac{1.02}{5}\right) = 1.02$$

Conociendo EAR y el área del disco de nuestra hélice podemos obtener un valor aproximado del área expandida de nuestra hélice:

$$A_E = \pi * (\frac{D}{2})^2 * EAR$$

$$A_E = \pi * \left(\frac{61.023}{2}\right)^2 * 1.02 = 2996.23$$

7.2.3.7 Aproximación de la carga real de las palas del propulsor

En apartados anteriores, se ha determinado una aproximación del límite de carga máxima que soportarán las palas del propulsorbantes de empezar a cavitar. En este apartado obtendremos un valor aproximado de la carga real de las palas del propulsor a máximas revoluciones. Por lo tanto, si queremos evitar la cavitación, la carga real de las palas del propulsor debe ser inferior al límite impuesto anteriormente.

Mediante la siguiente expresión, el método de Crouch nos permite obtener un valor orientativo de carga real:

$$PSI = \frac{326 * SHP * \eta_0}{Va * A_D}$$

Siendo,

PSI es la carga de las palas del propulsor a máximas revoluciones en

psi.

SHP es la potencia entregada al propulsor en hp.

Va es la velocidad de avance del propulsor en nudos.

Ad es el área desarrollada del propulsor en pulgadas cuadradas.

ηo es el rendimiento del propulsor en aguas abiertas.

Por lo tanto, la carga real de nuestro propulsor será:

$$PSI = \frac{326 * 729 * 0.65}{12.3 * 2983.225}$$

PSI=4.21

PSI limite= 4.39

Como se observa, la carga de las palas a máximas revoluciones que tendrá el propulsor, es ligeramente inferior a la carga máxima admitida, alrededor de un 4% inferior. Esto nos indica, que a máximas revoluciones, el propulsor trabaja cerca del límite pero no llega a alcanzarlo. Con esto no tendría que llegar a experimentar grandes fenómenos de cavitación.

En el caso que esto no fuera así y superara el límite y por lo tanto se quisiera reducir la carga soportada por las palas de la hélice, deberíamos aumentar el área desarrollada de las mismas.

Para conseguirlo, podemos recurrir a una o varias de las siguientes opciones:

- Aumentar el diámetro del propulsor.
- Aumentar la anchura de la pala, el MWR.
- Ampliar el número de palas del propulsor.

7.2.3.8 Determinación del empuje de la hélice

El empuje se define como la fuerza generada por el propulsor a unas determinadas revoluciones. Por lo tanto, será el encargado de vencer la resistencia al avance del buque y lograr que éste se desplace sobre el agua a una cierta velocidad.

El empuje es un parámetro fundamental para buques de trabajo como por ejemplo los remolcadores, puesto que deben remolcar cargas pesadas incluso en aguas agitadas.

En embarcaciones de recreo es menos importante, sin embargo, tendremos en cuenta que cuanto mayor sea el rendimiento del propulsor, más empuje generará y podremos alcanzar mayores velocidades para una misma potencia y revoluciones del motor.

Mediante la siguiente expresión obtendremos un valor aproximado del empuje de nuestra hélice en condiciones de proyecto, esto es a 70% de revoluciones del motor.

$$T = \frac{326 * SHP * \eta_0}{Va}$$

Siendo,

T, el empuje en libras fuerza.

SHP, la potencia entregada al propulsor a 70% rpm del motor en hp.

ηo, el rendimiento en aguas abiertas del propulsor.

Va, la velocidad de avance del propulsor.

Por lo tanto, si consideramos una SHP total de 729.69 hp (a 70% rpm de cada motor) y la velocidad de avance del agua en el propulsor a velocidad de proyecto, nuestro empuje será

A 70% pot SHP= 729.69*.7*2= 1020.6 HP

$$T = \frac{326 * 1020.6 * 0.7}{12.3} = 18935.03\ lbf\ = 84.23KN$$

Como se observa, obtenemos un empuje de 84.23 kN, superior a los 67.53 kN de resistencia al avance del casco a 13.5 nudos, calculados con Hullspeed en el apartado de cálculo de potencia.

7.3.- Serie B de Wageningen

Este método de determinación de la hélice se puede realizar mediante dos formas distintas pero que proporcionan los mismos valores.

7.3.1 Mediante graficas:

7.3.1.2 Consideraciones previas:

Las serie B de Wageningen son la serie de parametros obtenidos en el ensayo del propulsor aislado. Este ensayo se realiza para conocer el comportamiento de la hélice aisladamente.

Para ello se remolca la hélice a una gama de velocidades, montada en un eje acoplado a una barquita. Por medio de un motor eléctrico se entrega un par a la hélice, que le harán girar a unas revoluciones y entregar un empuje. Estos tres parámetros son los medidos para cada velocidad. Con ellos determinamos el rendimiento de la hélice.

Estos parametros los obtenemos de la siguiente manera:

7.3.1.3 Determinación de parámetros previos para poder entrar en las tablas Wageningen.

Estos parámetros ya han sido definidos en el método de Crouch por lo que se procede simplemente a aplicar el método de realización para obtener los parámetros necesarios y sus operaciones. Estos son:

Avance:

$$J = \frac{Va}{n * D}$$

n = rev/s

$$J = \frac{12.3 * 0.5144}{\frac{400}{60} * 1.55}$$

J= 0.6123

Relación de área:

$$\frac{Ae}{Ao} = \frac{((1.3 + 0.3 * Z) * T * 1000)}{(po_pv)D^2} + k$$

K=0.1 para 2 líneas de ejes

T calculada con el método de Crouch= 84.23. También se puede utilizar la calculada posteriormente a partir de t y R = 87.02

p0_pv =111684

Obtenemos:

$$\frac{Ae}{Ao} = \frac{((1.3 + 0.3 * 5) * 84.23 * 1000)}{(111684)1.55^2} + 0.1 = 0.98$$

A continuación utilizamos las tablas de Wageningen. Para ello seleccionamos la que corresponda con nuestros parámetros:

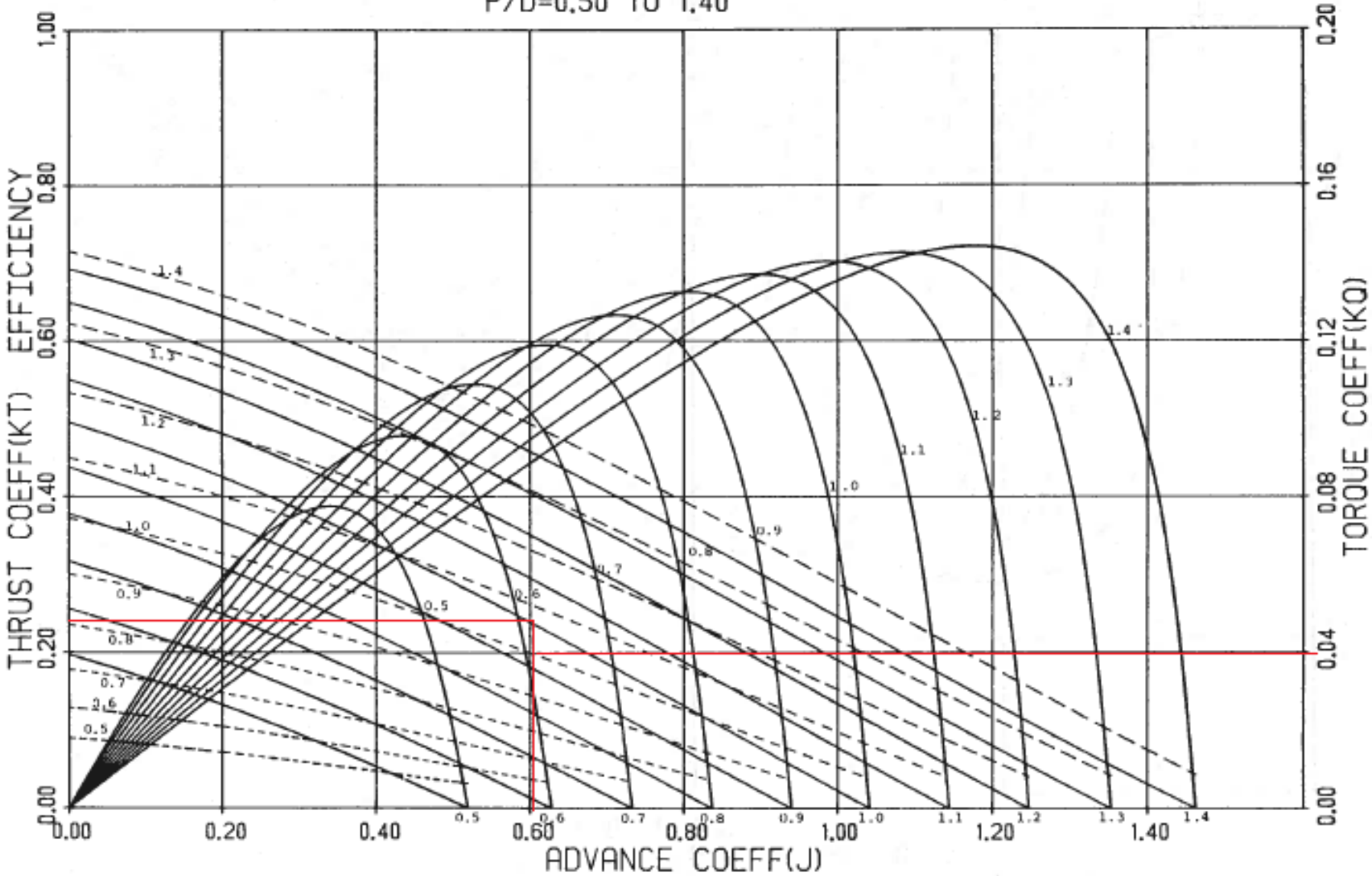
- Relación de paso P/D
- Relación de área Ae/A0

Como no hay una gráfica de Wageningen con una Ae/Ao de 0.98 se busca la que tenga un valor más parecido. En este caso queda en medio de las dos tablas por lo que se ha buscado los valores

en ambas. Los resultados obtenidos son los mismos en las dos ya que casi no se aprecia la diferencia de rendimientos de una a otra.

El método consiste en entrar con nuestro valor J calculado y ver donde cruza con la línea de Kt yKqrespectivamente.

FIGURE 62. WAGENINGEN B-SERIES PROPELLERS
FOR 5 BLADES AE/AO= 0.950
P/D=0.50 TO 1.40



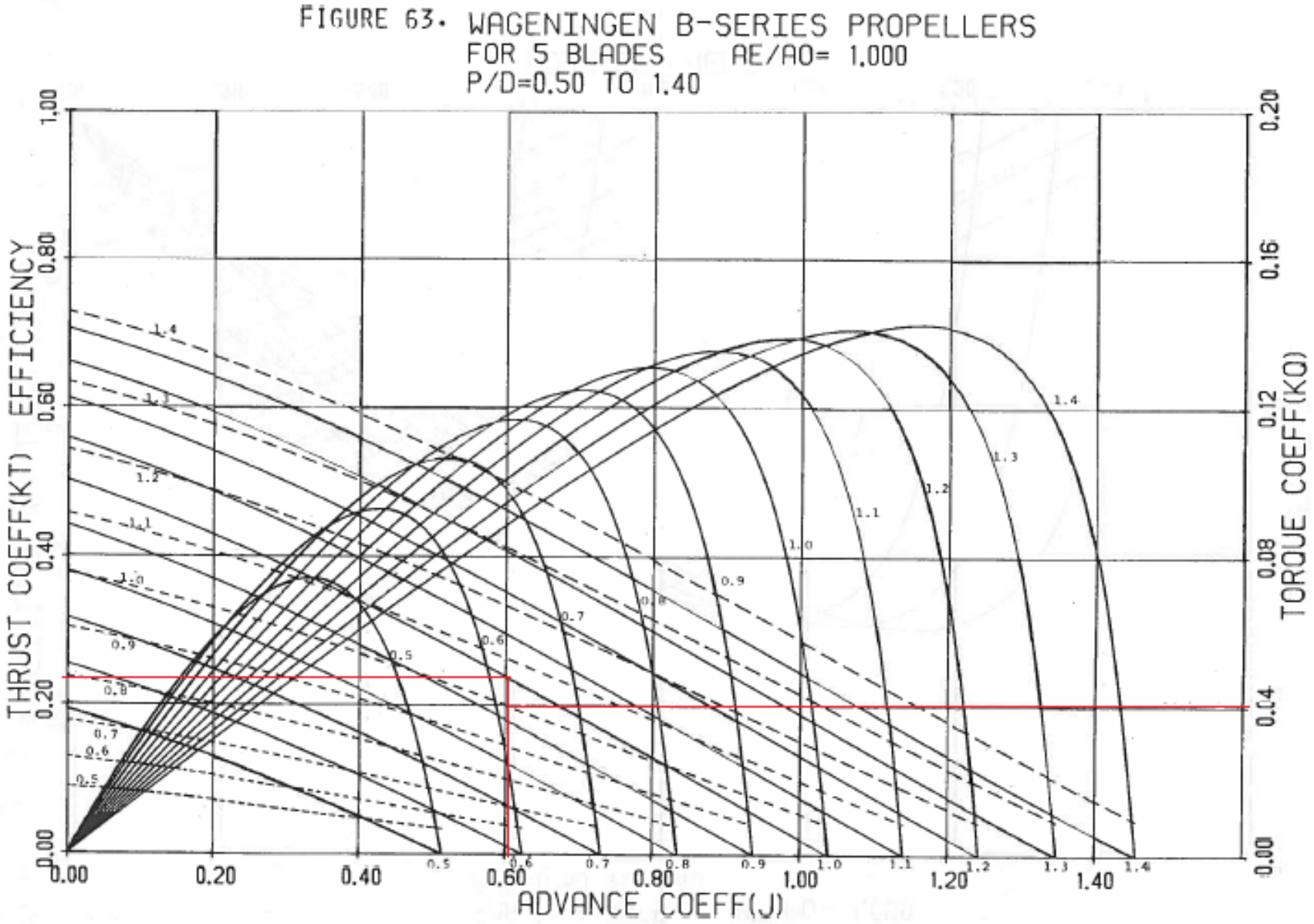


FIGURE 63. WAGENINGEN B-SERIES PROPELLERS
FOR 5 BLADES AE/AO= 1.000
P/D=0.50 TO 1.40
THRUST COEFF(KT) EFFICIENCY
TORQUE COEFF(KQ)
ADVANCE COEFF(J)
0.00
0.20
0.40
0.60
0.80
1.00
0.04
0.08
0.12
0.16
0.20
1.20
1.40

Así encontramos unos valores aproximados de los coeficientes adimensionales de empuje y par de:

Kt =0.24

Kq =0.04

Introduciendo los coeficientes en las formulas siguientes podemos calcular el empuje y par motor:

$$Kt = \frac{T}{\mu * n^2 D^4}$$

$$Kq = \frac{Q}{\mu * n^2 D^5}$$

Siendo,

μ= densidad del agua salada

μ=1025 Kg/m^3

Par motor:

Q= 19.88KN

Empuje:

T= 63.107KN

$$Qo = \frac{BHP}{2\pi n}$$

$$Qo = \frac{67.53 * 13.5 * 0.5144}{2\pi \frac{400}{60} * 0.55}$$

Qo=20.35 KN

w= coeficiente de estela

$$w = \frac{V - Va}{V}$$

$$w = \frac{14.5 - 12.5}{14.5} = 0.1518$$

t= coeficiente de succión

$$t = \frac{0.25014 * \frac{B}{L}^{0.28956} (\frac{\sqrt{B * T}}{D})^{0.2624}}{(1 - Cp + 0.0225 * Xc)^{0.01762}}$$

t= 0.224

$$t = \frac{T - R}{T}$$

Siendo,

R=67.3 KN

$$0.224 = \frac{T - 67.3}{T}$$

T=87.02

El error entre los valores obtenidos por el método de Crouch y por el de Wageningen es de:

Error T: 27.48%

Error Q: 2.91%

7.3.1.4 Rendimiento propulsivo:

El rendimiento propulsivo se obtiene de

ηp= ηm* ηh* ηrr* ηo

Por lo que debemos calcular previamente otros rendimientos:

Rendimiento mecánico (ηm) :

Es el rendimiento mecánico de la línea de ejes; se estima en 0.988.

Rendimiento del casco (ηh):

$$\eta_{h=}\frac{(1-t)}{(1-w)}$$

$$\eta_{h=}0.91$$

Rendimiento rotativo relativo (η_{rr}):

Esta variable es función de la relación entre el área desarrollada y el disco del propulsor, del coeficiente prismático y de la posición longitudinal del centro de carena.

$$\eta rr = 0.9922 - 0.05908 * \frac{A_D}{Ao} + 0.07424 * (Cp - 0.0225 * Xc)$$

$$\eta_{rr} = 0.98$$

También se puede calcular con

$$\eta rr = \frac{Qo}{Q}$$

$$\eta rr = \frac{20.35}{19.88} = 1.02$$

Rendimiento del propulsor en aguas libres (ηo):

Este parámetro se define como el cociente entre la potencia útil desarrollada por el propulsor en aguas libres, y la potencia que se le entrega en esas mismas condiciones.

Una de las expresiones que se pueden utilizar para calcular este rendimiento es:

$$\eta_0 = \frac{Kt}{Kq} * \frac{J}{2\pi}$$

ηo= 0.61

Rendimiento propulsivo (ηp):

$$\eta_p = \eta h * \eta o * \eta rr * \eta m$$

$$\eta_p = 0.91 * 0.61 * 0.98 * 0.99 = 0.55$$

7.3.2 Mediante correcciones polinómicas

También se ha considerado oportuno utilizar la tabla Excel obtenida en la asignatura de Proyectos donde está representado el método de Wageningen utilizando las correcciones polinómicas y de número de Reynolds.

Los resultados en la hoja de cálculos Excel son:

J	**0,612**	
P/D	**1,004**	
AE/AO	**0,979**	
Z	**5**	
densidad	1025	kg/m3
viscosidad	0,00183	Pa·s
Rn	8,85E+06	
D	**1,55**	**m**
R	67,53	KN
t	0,22395673	
n	**400**	**rpm**
Va	13,5	kn
w	0,1518	
CP	0,779	
XCC	-7,207	
Q	**20,48**	**KN/m**
KT	**0,24**	
KQ	**0,04**	
T	**87,02**	**KN**
η0	**0,60**	
ηh	**0,91**	
ηm	**0,99**	
ηRR	**1,00**	
ηP	**0,55**	
BHP	**858**	**KW**
BHP sobredimensionado	**1029**	**KW**

En la última fila de la tabla anterior se ha optado por sobredimensionar el BHP en un 20% por razones de seguridad y ensuciamiento del motor.

8.- CÁLCULO DEL EJE

8.1.- Consideraciones

El eje es el elemento mecánico cuyo objetivo es transmitir el par y giro desde el motor que es el elemento accionador hasta el elemento accionado que es la hélice.

Para dimensionar de forma adecuada nuestra línea de ejes, debemos tener en cuenta que éste también es el encargado de contener la fuerza de empuje de la hélice por lo tanto carga con toda la fuerza impulsora del buque. Hay que considerar que además sostiene su propio peso y el peso del propulsor en un extremo.

Por otra parte, el eje recibe un empuje asimétrico de la hélice, ya que ésta trabaja con diferentes flujos de agua. Cuando la pala se encuentra en la parte inferior, se mueve a través de un flujo con menores perturbaciones que cuando lo hace en la parte superior, por la influencia del propio casco y el arbotante.

Según Det Norske Veritas (Pt 4, Ch.4 Sec 1), las líneas de ejes se definen como:

- Ejes
- Acoplamientos rígidos (embridados, mangones, enchavetados, etc)
- Cojinetes de ejes.
- Cierres de ejes.

Normalmente si se dispone de una hélice de paso fijo se utilizan ejes macizos para aguantar las cargas dinámicas que recibe el eje a cortadura. No obstante en hélices de paso variable es más frecuente el uso de ejes tubulares puesto que el momento torsor a que está sometido el eje crea mayores tensiónes en la periferia que en el interior y en la fibra neutra es nulo. Con esto también se consigue el objetivo de aligerar el peso.

Según las reglas de la Bureau Veritas, Parte C, capítulo 1, sección 7:

En general, los ejes deben de ser de acero forjado con resistencia a la tracción, entre 400 y 800 N/mm2.

La superficie del eje entre el propulsor y la bocina y en la zona del núcleo de la hélice, debe tener una protección adecuada para evitar la entrada de agua de mar, a menos, que el material del eje sea de acero inoxidable austenítico.

Según la Lloyd's register of shipping (LRS):

La carga mínima de rotura para ejes fabricados en forjas se seleccionará con

las limitaciones siguientes:

- Aceros al carbono-manganeso 400 a 600 N/mm2
- Aceros aleados no más de 800 N/mm2

8.2.- Criterios de diseño

Según la Det Norske Veritas:

- Se diseñarán para todas las condiciones de carga relevantes tales como potencia media, sobrecargas por inversión, etc.
- Se diseñarán para prevenir fallos por fatiga y por deformaciones locales.
- Así mismo se considerará en el diseño la corrosión y el desgaste, que puedan causar fallos por fatiga.
- Condiciones de carga más importantes a considerar:
- Fatiga a bajos ciclos (de 1000 a 10000) por variaciones de carga desde cero a plena carga, embrague en carga, pares de inversión, etc.
- Fatiga a altos ciclos (>>3·106) debido a flexiones por rotación y vibraciones torsionales en operación continua (a partir de 109).
- Vibraciones por velocidades de transición (de 104 a 106 ciclos).

Las cargas reales a las que el eje se ve sometido no han sido detalladas ya que es un proyecto de predimensionamiento.

8.3.- Determinación del diámetro del eje

Esta expresión es la utilizada por la mayoría de fabricantes para determinar el diámetro del eje. Dependiendo de las cargas cortantes a que esté sometido el eje y el tipo de hélice será macizo o tubular.

$$Ds = \sqrt[3]{\frac{321000 * SHP * SF}{St * RPM}}$$

Siendo,

Ds, el diámetro del eje en pulgadas

SHP, la máxima potencia al eje en hp.

RPM, las revoluciones por minuto del eje.

SF,un factor de seguridad. Para buques pesados de uso comercial suele oscilar entre 5 y 8. Para yates y buques comerciales más ligeros como en nuestro caso suele oscilar entre 5 y 6.

St, el límite de elasticidad del material en torsión en psi.

En nuestro caso, el material a utilizar será acero inoxidable austenítico, en concreto Aquamet 22 HS. Se trata de un acero inoxidable austenítico de alta aleación que proporciona buena resistencia a la corrosión, buena dureza y alta resistencia mecánica. Debido al alto contenido en aleación, resiste considerablemente la corrosión por picaduras y al agrietamiento.

El fabricante lo recomienda para embarcaciones de recreo que se utilicen con poca frecuencia. Sus propiedades mecánicas para diámetros de entre 2,5 y 4,75 pulgadas son:

Limite de elasticidad en torsión	70.000 psi
Módulo de elasticidad	$28 \cdot 10^6$
Densidad	0,285 lb/in^3

Por lo que el diámetro del eje será:

$$Ds = \sqrt[3]{\frac{321000 * 729.69 * 5}{70000 * 400}}$$

Ds = 3.47 inch = 8.81cm

9.- REDUCTORA

La principal función de una reductora es reducir proporcionalmente la velocidad de giro del motor al eje. Los reductores de velocidad son diseñados a base de engranajes, mecanismos circulares y dentados con geometrías especiales de acuerdo con su tamaño y función en cada motor.

Características de una reductora:

- Potencia de entrada y de salida: rendimiento
- Par a la salida del mismo.
- Relación de reducción: índice que detalla la relación entre las revoluciones de entrada y las de salida.
- Sentido de giro, puesto que el motor no es reversible.

Normalmente los objetivos de un reductor van enfocados a proporcionar:

- Una regularidad perfecta tanto en la velocidad como en la potencia transmitida.
- Una mayor eficiencia en la transmisión de la potencia suministrada por el motor.
- Mayor seguridad en la transmisión, reduciendo los costos en el mantenimiento.
- Menor espacio requerido y mayor rigidez en el montaje.
- Menor tiempo requerido para su instalación.

En el apartado de selección de la hélice, hemos obtenido la relación de reducción óptima para el correcto funcionamiento entre el propulsor y la hélice. El valor de reducción obtenido ha sido de 5:1.

10.- DISPOSICIÓN GENERAL

En este apartado se realizará la descripción de las distintas cubiertas que forman el buque y su superestructura.

10.1.- Superestructura y cubiertas

Para describir y empezar a dimensionar las distintas cubiertas, realizamos el diseño de la superestructura del yate.

Este diseño lo hemos realizado con la ayuda del modelador 3D Rhinoceros y guiándonos con distintos planos de yates. Se han buscado yates de similares características que podemos encontrar actualmente en el mercado y que nos han parecido atractivos y que cumplían con nuestros intereses.

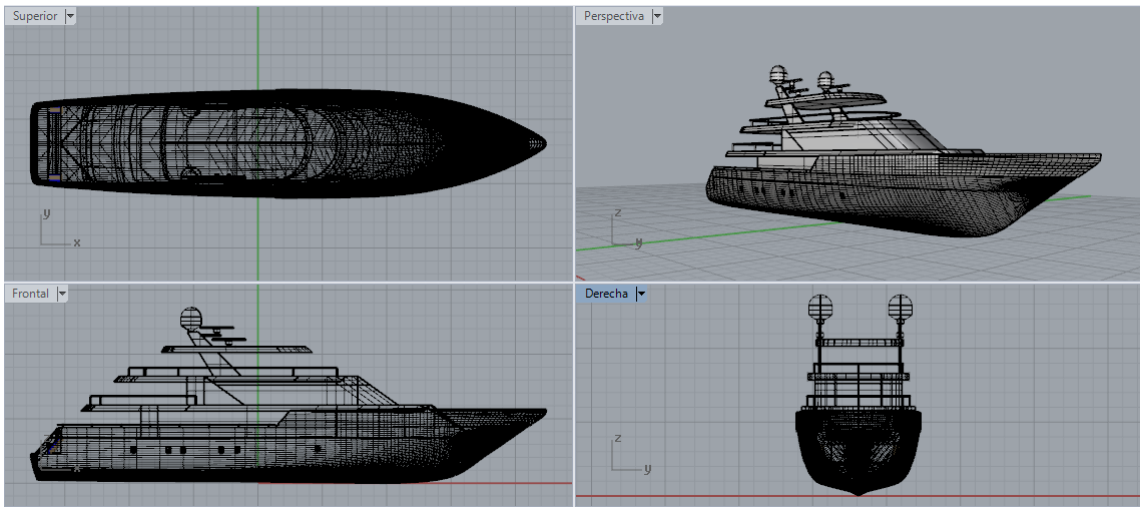


Figura 23. Superestructura

La superestructura muestra un diseño elegante y sigue un esquema clásico de líneas rectas y sencillas.

Es en la superestructura donde el arquitecto naval puede ser más creativo o innovador si no tiene unas especificaciones muy concretas del comprador. También se pueden realizar las formas teniendo en cuenta alguna consideración que tenga el comprador si esta es factible y no influye negativamente en la navegación correcta de nuestro yate.

Donde sí que tendremos en cuenta las peticiones del comprador es en la disposición de las propias cubiertas una vez ya delimitadas y definidas. Así si el cliente desea tener una piscina en la terraza superior o un salón más o menos grande en la cubierta principal no habrá problema de diseñarlo siempre y cuando cumpla con los cálculos estructurales e no influya negativamente en los cálculos hidrostáticos correspondientes.

En nuestro caso se ha decidido que la embarcación tenga un total de cuatro cubiertas, una cubierta interior y tres cubiertas exteriores.

La cubierta número 1 o cubierta inferior, se encuentra en el interior del casco de la embarcación. El espacio principal en esta cubierta es la sala de máquinas. También puede contener tanques aunque estos se pueden encontrar por debajo de ella. En los siguientes apartados, hemos realizado el dimensionamiento de la cubierta y los tanques y la distribución de algunos espacios de esta cubierta. Es además donde se encuentran la mayoría de las habitaciones y dormitorios de los pasajeros, junto con un baño particular para cada dormitorio y algunos espacios o zonas comunes.

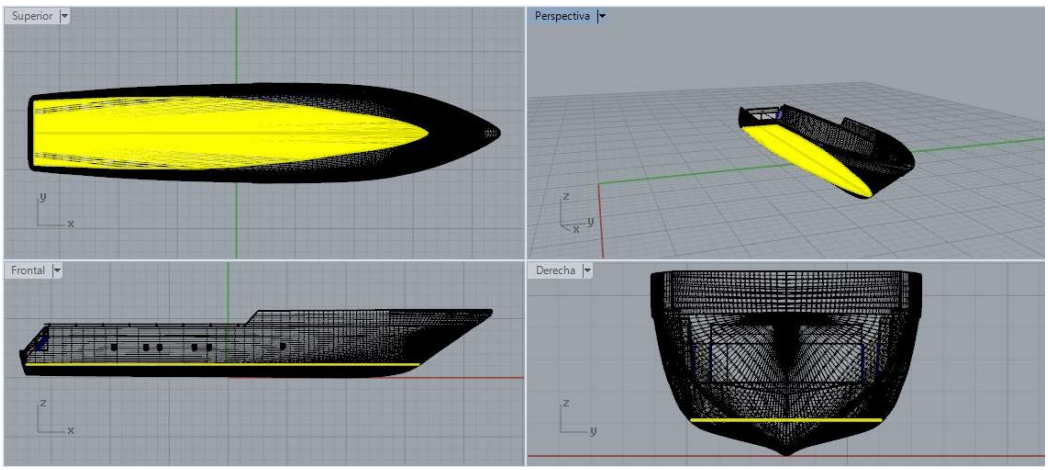


Figura 24. Cubierta 1

La cubierta 2 o cubierta principal, es la primera cubierta exterior de la embarcación, donde encontraremos el amplio dormitorio del armador, junto con un equipado baño y un estudio, también la cocina y un pequeño salón que dará salida a otra terraza exterior, toda ella equipada. En la imagen se puede observar la delimitación de esta cubierta.

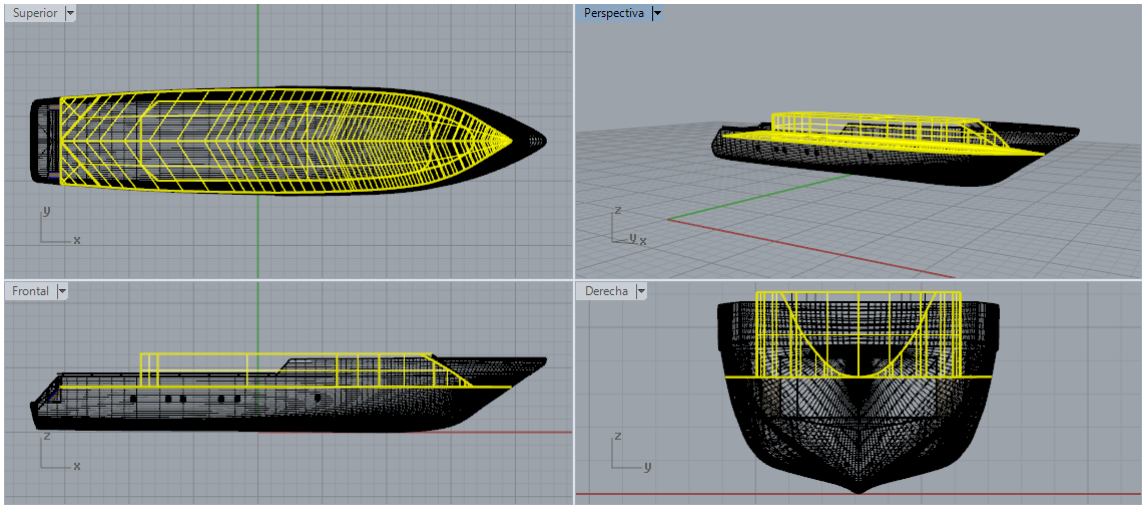


Figura 25. Cubierta 2

Por encima, encontramos la cubierta número 3 cubierta de puente y es donde se sitúan el comedor, el salón principal o zonas comunes de descanso y recreo. Se llama así ya que es donde está la zona de puente aunque según las dimensiones hay yates que tienen dos zonas de puente. En el exterior de esta cubierta se dispone una gran terraza con mesa y demás elementos de confort y hay también las grúas para arriar la embarcación auxiliar en el caso de que se disponga.

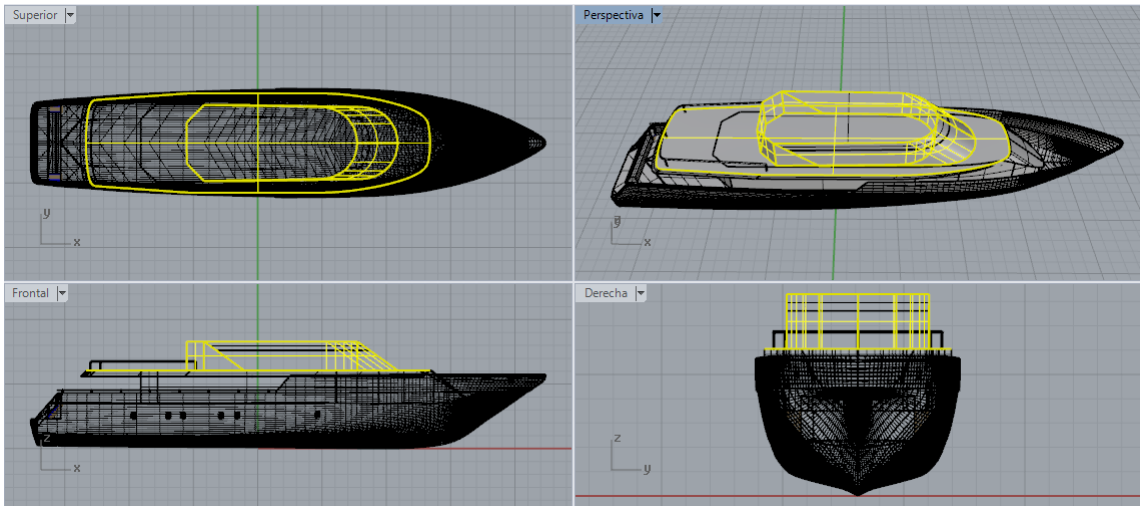


Figura 26. Cubierta 3

Por último, la cubierta número 4 en inglés llamada sun deck, podríamos considerarla como la terraza. Es la que se encuentra en la parte superior del yate, donde encontramos principalmente una piscina exterior o jacuzzi y otra zona de comedor o de sofás y tumbonas.

Para terminar encima de esta cubierta es donde encontramos los distintos aparatos de navegación y radares.

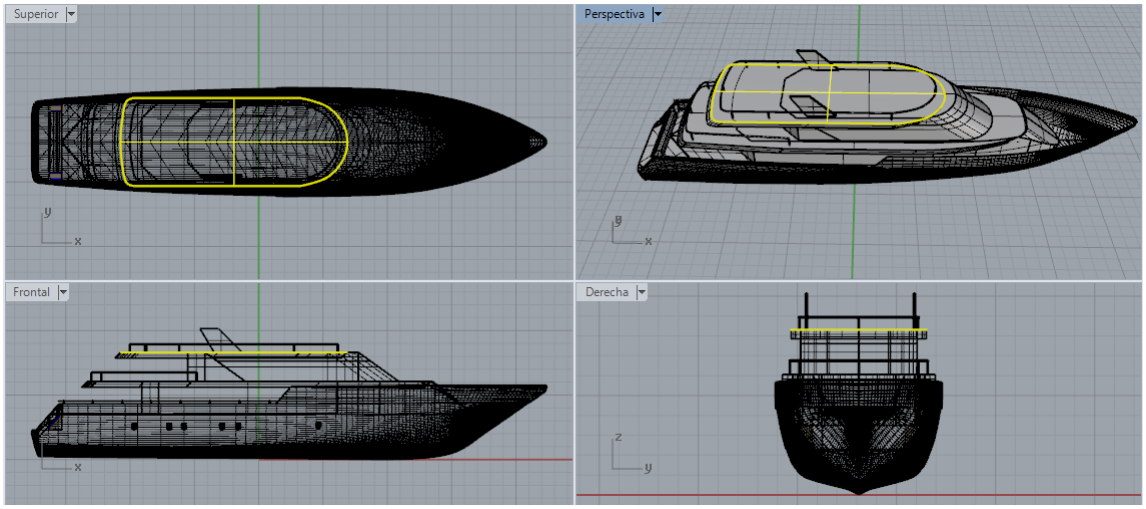


Figura 27. Cubierta 4

10.2.- Dimensionamiento tanques

10.2.1.- Tanques de combustible

Consideramos una autonomía de 2000 millas a velocidad de crucero, puesto que creemos que es suficiente para satisfacer las travesías previstas para este tipo de buque.

El consumo específico de combustible para la velocidad de crucero es de 0,203 kg/kWh.

Sobredimensionaremos el consumo un 10% en el caso de encontrar condiciones de navegación adversas.

0,203*1,1= 0,223 kg/kWh

El volumen de los tanques de combustible viene dado por la siguiente fórmula:

$$\text{Autonomía}=\frac{\rho * Vcomb * Vb}{P * Ce}$$

Siendo,

ρ, densidad del combustible

Vcomb, Volumen tanque combustible

Vb, Velocidad buque a la que se consideran los consumos)

P, potencia del motor

Ce, consumo específico del combustible

De la ecuación aislamos el volumen, y resulta:

$$Vcomb = \frac{2000*464{,}29*0{,}223}{832*13{,}5} = 18{,}4\ m^3$$

Considerando los dos motores obtenemos que la capacidad total de los tanques es de:

$$18{,}4*2 = 36{,}8\ m^3$$

La capacidad de los tanques de combustible será de 36800 litros.

Comparando estos valores con otros yates se ha observado que esta capacidad en los tanques de combustible quizás sea un poco escasa. Es por ello que se ha decidido modificar la autonomía a 2500 millas.

Por lo que nuestro volumen de combustible a 2500 millas será de:

$$Vcomb = \frac{2500 * 464{,}29 * 0{,}223}{832 * 13{,}5} = 23\ m^3$$

Considerando los dos motores obtenemos que la capacidad total de los tanques es de:

$$23*2 = 46\ m^3$$

La capacidad de los tanques de combustible es el total de la suma de la capacidad de los tanques de almacén y los tanques de servicio diario.

Vcomb = Valm + Vsd

Los tanques de servicio diario han de tener una capacidad suficiente para abastecer a los motores durante 24 h.

El consumo de combustible del motor a velocidad de crucero es de 172 litros/hora

Por lo que la capacidad de los tanques de servicio diario vendrá dada por la fórmula:

Vsd = 172 l/h * 24 h = 4128 litros

Considerando los dos motores, el volumen final de los tanques de servicio diario será de:

4128 litros* 2 = 8256 litros

Por lo que el volumen de los tanques de almacen será:

Valm = Vcomb-Vsd

Valm = 37744 litros

10.2.2.- Tanques agua dulce

Para calcular la capacidad de los tanques de agua dulce, consideraremos un consumo por persona y día de 120 litros. Hemos obtenido la capacidad de los tanques considerando 10 días de autonomía, por lo que la capacidad será:

12 pasajeros* 125 litros/dia* 10 dias= 15000 litros

Los tanques de agua dulce tendrán un volumen de 15 m^3

10.2.3.- Tanque a presión

Según la normativa se precisa un tanque a presión para los servicios de agua sanitaria y de una capacidad de 300 litros.

10.2.4.- Tanques aguas grises y negras

Se ha tomado como valor de la capacidad de los tanques de aguas grises y aguas negras los indicados en las especificaciones de uno de los modelos de yates que hemos tomado como referencia, en cocnreto el Benetti Supreme 132/07.

- Capaciad tanque aguas grises = 1890 litros
- Capacidad aguas negras = 2200 litros

10.3.- Capacidad y volúmenes de los tanques

	Capacidad (litros)	Volúmen(m3)	Nº Tanques	Volúmen tanque (m3)
Tanques de almacen	37744	37,74	4	9,43
Tanques de servicio diario	8256	8,25	2	4,13
Tanques de agua dulce	15000	15	2	7,5
Tanques a presión	300	0,3	1	0,3
Tanques aguas grises	1890	1,89	1	1,89
Tanques aguas negras	2200	2,2	1	2,2

Tabla 19. Tanques y volúmenes

10.4.- Dimensionamiento cámara de máquinas

Para dimensionar la cámara de máquinas, seguiremos las siguientes fórmulas.

Para el cálculo, deberemos tener en cuenta los tiempos del motor y sus dimensiones, en concreto su longitud:

Hemos instalado dos motores MAN 12V-1550 (1140kW), es un motor de 4 tiempos y su longitud es de 1491 mm.

La longitud de la cámara de máquinas se obtiene de la siguiente fórmula:

$$Lcm= C1*Lmp+C2$$

$$Lcm= 2*1,49\ m + 1,5= 4,48\ m$$

Siendo,

C1= 2

C2=1,5

Lmp= longitud motor principal

10.5.- Pique de proa y pique de popa

En este apartado se han realizado los cálculos del pique de proa y de popa.

Para buques de pasaje, el valor del pique de proa ha de estar comprendido dentro de los siguientes límites:

- Un valor mínimo de 0,05*L

  En nuestro caso el valor mínimo es de 2 metros

- Un valor máximo de 0,05*L + 3.00m

  En nuestro caso el valor máximo es de 5 metros

Para el pique de popa se supondrá que es una embarcación de 100 metros, aproximando así su capacidad.

Para buques de 100 metros de eslora la longitud se encuentra aproximadamente a 0,055*Lpp, que en nuestro caso será de 1,93 metros.

10.6.- Disposición cubierta inferior

En este apartado se realizará la disposición de los elementos de la cubierta número 1, la formada por la sala de máquinas y los distintos tanques de la embarcación.

La sala de máquinas estará situada en la parte de popa de la embarcación. Dentro de estos espacios se comienza situando los motores propulsores. Si se tienen en cuenta la reductora y el desmontaje del eje de cola se puede definir aproximadamente la situación del motor propulsor. La posición definitiva procurará limitar el máximo la coincidencia con las varengas.

Los tanques de almacén de combustible se situarán dos a estribor y dos a babor, los cuatro en la sección media de la cubierta.

Los tanques de servicio diario se encontrarán cerca de los motores principales y cámara de máquinas.

Los dos tanques de agua dulce se dispondrán en la parte de proa de la embarcarcación, uno a babor y otro a estribor.

Los tanques de aguas grises y negras se situarán en la parte de proa de la embarcación, uno a babor y otro a estribor.

El tanque de servicio diario se situará en la parte de proa junto los tanques de agua dulce.

11.- CONCLUSIONES

Antes de realizar el proyecto, nos fijamos unos objetivos y motivaciones. El objetivo principal del proyecto era el de conocer como se desarrolla el proceso de diseño de una embarcación, concretamente de un yate de gran-eslora.

Durante el desarrollo del proyecto nos hemos ido dado cuenta de la complejidad del proceso, la importancia de organizar bien las tareas y contemplar distintas posibilidades o métodos para escoger el procedimiento más adecuado. Otro hecho que hay que tener en consideración y que también es de gran importancia, es seguir paso a paso la espiral de diseño y como van influyendo los parámetros seleccionados en las distintas fases del proceso.

En general, pensamos que hemos cumplido el objetivo principal de conocer el procedimiento para el diseño de embarcaciones, si bien es verdad que nos hemos limitado a la primera vuelta de la espiral por lo que el proyecto requiere seguir el proceso iterativo para obtener resultados óptimos. Aun así creemos que el diseño alcanzado cumple las expectativas propuestas desde un principio.

Cuando fijamos el objetivo principal, definimos también otros motivos o pequeños retos que queríamos alcanzar una vez finalizado el proyecto.

El primero fue el de aprender o profundizar en el conocimiento de herramientas software de análisis y modelado de formas como son Rhinoceros y Maxsurf. Creemos que las distintas fases donde el uso de estas herramientas son imprescindibles, las hemos resuelto satisfactoriamente. Una parte del tiempo de la realización del proyecto la hemos dedicado a aprender y desarrollar nuestro conocimiento en estos programas para ser capaces de resolver distintas situaciones.

Otro de los retos o objetivos que queríamos lograr era el de poner a prueba nuestras capacidades para trabajar y cooperar juntos. El proceso de diseño y construcción de una embarcación implica a muchas personas y distintos departamentos para que se pueda llevar a cabo. Pensamos que una de las claves es el saber cooperar con las personas del proyecto. Esto implica dedicar tiempo a tomar decisiones conjuntas, a defender o aceptar decisiones en momentos críticos del proceso, o el simple hecho de organizar las tareas para su realización en función de distintos horarios y personas.

En este sentido, creemos que la comunicación entre nosotros ha sido buena y cuando hemos tenido que tomar decisiones hemos sabido y aprendido a, por una parte, argumentar y razonar nuestras decisiones personales y, por otra parte, hemos sabido aceptar las opiniones y toma de decisiones del otro.

Un aspecto en el que debemos mejorar, ha sido en la organización y planificación de las etapas y fases del proyecto, que en algunos casos ha hecho que nos retrasáramos o tuviéramos algunos problemas que podrían haberse evitado. Creemos que uno de los motivos ha sido que en algunos momentos nadie ha ejercido de líder o team manager.

En general, estamos satisfechos del resultado final y de la resolución de los problemas que se nos han ido presentando a lo largo del proyecto. Algunos de estos problemas han surgido por la falta de información o por la incorrecta toma de decisiones. En el caso del diseño de las formas, el método que hemos seguido es el de la derivación de formas. Creemos, una vez obtenidas las formas, que quizá no era el método más sencillo o adecuado ya que tampoco partíamos de unas formas muy similares a las características de nuestro yate.

Aunque se trate de un proyecto preliminar donde se realiza una vuelta a la espiral de diseño, creemos que hemos obtenido una buena base para el desarrollo del proyecto, y que sabemos en que puntos o sobre que aspectos debe evolucionar el proyecto.

12.- BIBLIOGRAFIA

Libros

- Larsson, Lars; Eliasson, Rolf. *Principles of yacht design* 2nd edition
- Dave, Ger; *Propeller Handbook*
- M.M. Bernitsas, D. Ray, F. Kinley; *Kt, Kq and efficiency curves for the Wageningen B-series Propollers*

Páginas webs

- The superyacht directory, disponible en: www.boatinternational.com/yachts/the-superyacht-directory
- Directory, superyacht fleet disponible en: http://www.superyachts.com/directory
- Benetti yachts, le nostre creazioni disponible en: http://www.benettiyachts.it/modelli/class
- Mondo marine fleet disponible en: http://www.mondomarine.mc/

Artículos

- D L Blount and J A McGrath, Donald L. Blount and Associates, *Resistance characteristics of semi-displacement mega yacht hull forms*

Revistas

- Ingeniería Naval

Trabajos académicos

- Diseño de un buque de 45m de eslora. Trabajo realizado por los alumnos de la asignatura de Proyectos

Normas

- Real decreto 804-2014. Normas aplicables a buques de Recreo

- Real decreto 1435-2010 Embarcaciones de recreo listas sexta y séptima
- Germanischer Lloyd rules & guidelines
- Dt Norske Veritas

Apuntes

- Garcia Espinosa, Julio. El proyecto del buque I,II, Anexos. Apuntes clase Proyectos.
- Del Toro, Mónica. Resistencia al avance. Apuntes clase Propulsores.
- Del Toro, Mónica. Componentes de la eficiencia propulsiva. Apuntes clase Propulsores.
- Vidal, Lluis. Anteproyecto y diseño preliminar. Apuntes curso DTY.
- Pegram, William. Anteproyecto. Apunto curso DTY

13.- ANEXOS

ANEXO A – Plano de formas

ANEXO B – Imágenes superestructura 3D

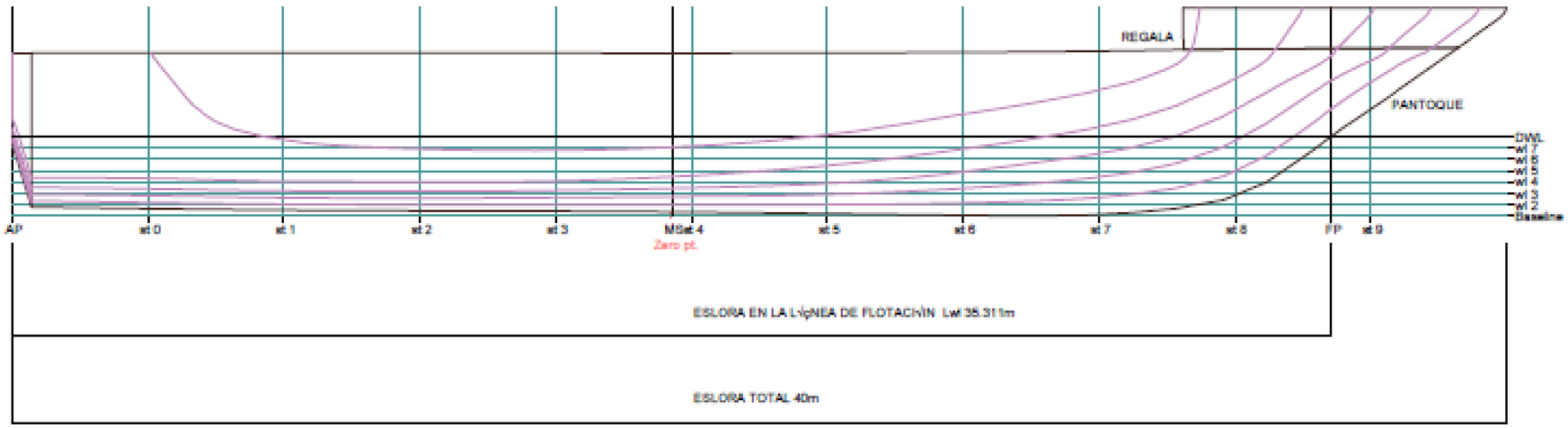
ANEXO C – Fichas técnicas de los motores

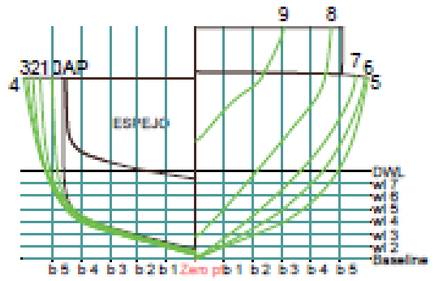
Motor MAN V12-1550

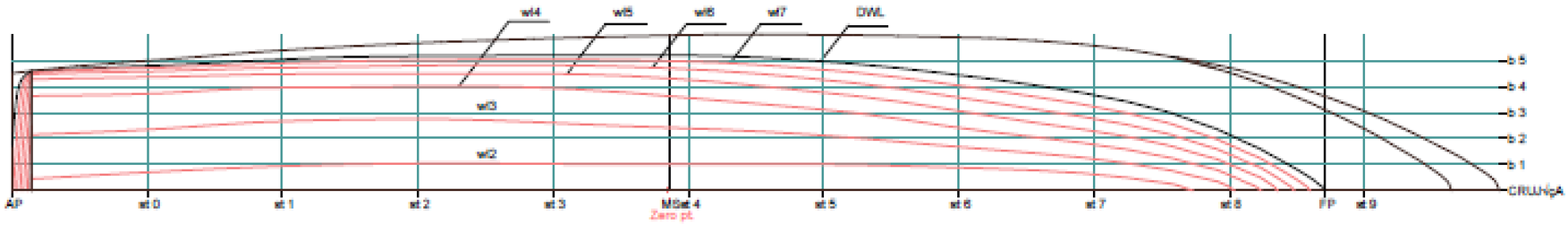
Motor MTU 12V 2000 m72

Motor CATERPILLAR CAT C32

ANEXO D – Ficha técnica material eje



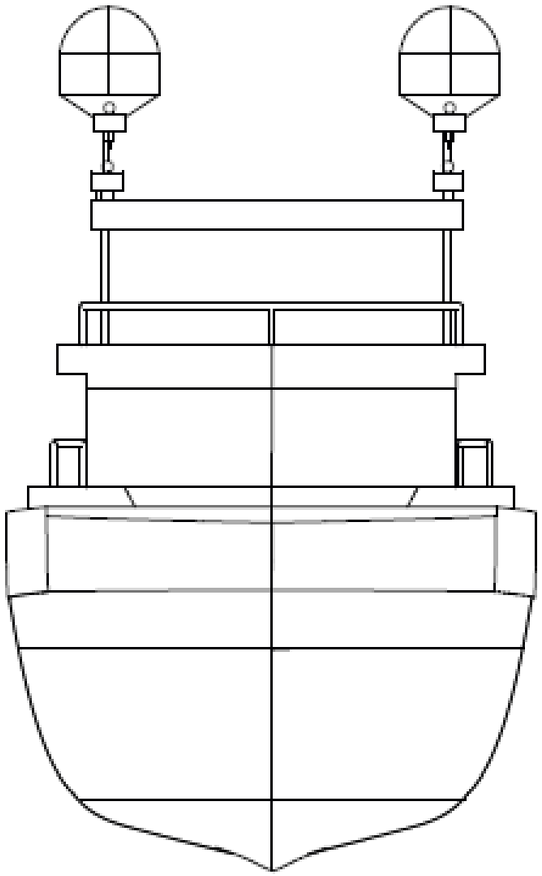




CARACTERÍSTICAS	
ESLORA MÁXIMA	40 m
ESLORA EN LA FLOTACIÓN	35,322 m
MANGA MÁXIMA	8,3 m
MANGA EN LA FLOTACIÓN	7,209 m
PUNTAL DE TRAZADO	5,51 m
CALADO DE PROYECTO	2,11 m
SEPARACIÓN ENTRE SECCIONES	3,636 m
SEPARACIÓN ENTRE LÍNEAS DE AGUA	0,3 m
SEPARACIÓN ENTRE LONGITUDINALES	0,692 m

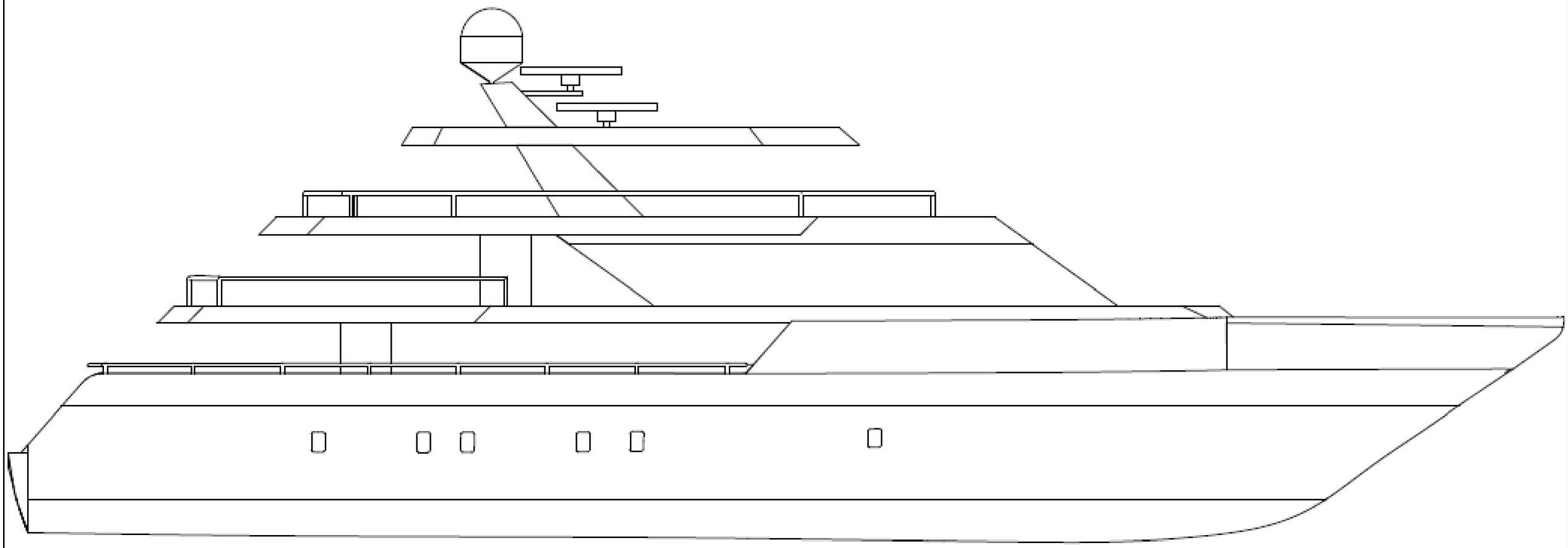
PLANO DE FORMAS

ALUMNO	ARBUNIÉS HERRANZ , Guillermo / CAJA ROCA , Gerard	
UNIVERSIDAD	UPC Facultat de Nàutica	
ESTUDIOS	Grado en Ingeniería de Sistemas y Tecnología Naval	
PROYECTO DE FIN DE GRADO		ESCALA
Diseño preliminar de un yate de 40 metros de eslora		1:150



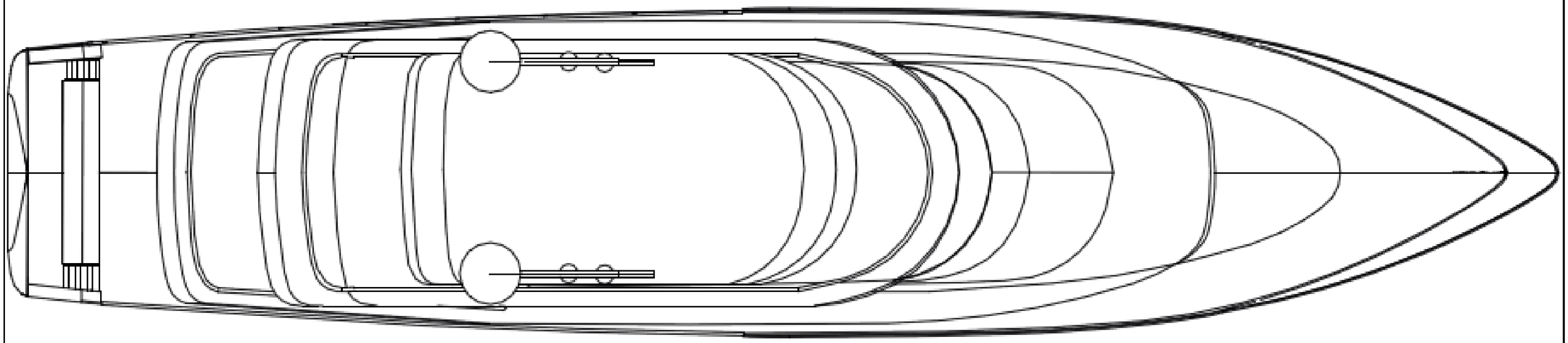
PLANO ALZADO

ALUMNO	ARBUNIÉS HERRANZ , Guillermo / CAJA ROCA , Gerard	
UNIVERSIDAD	UPC Facultat de Nàutica	
ESTUDIOS	Grado en Ingeniería de Sistemas y Tecnología Naval	
PROYECTO DE FIN DE GRADO		ESCALA
Diseño preliminar de un yate de 40 metros de eslora		1:100



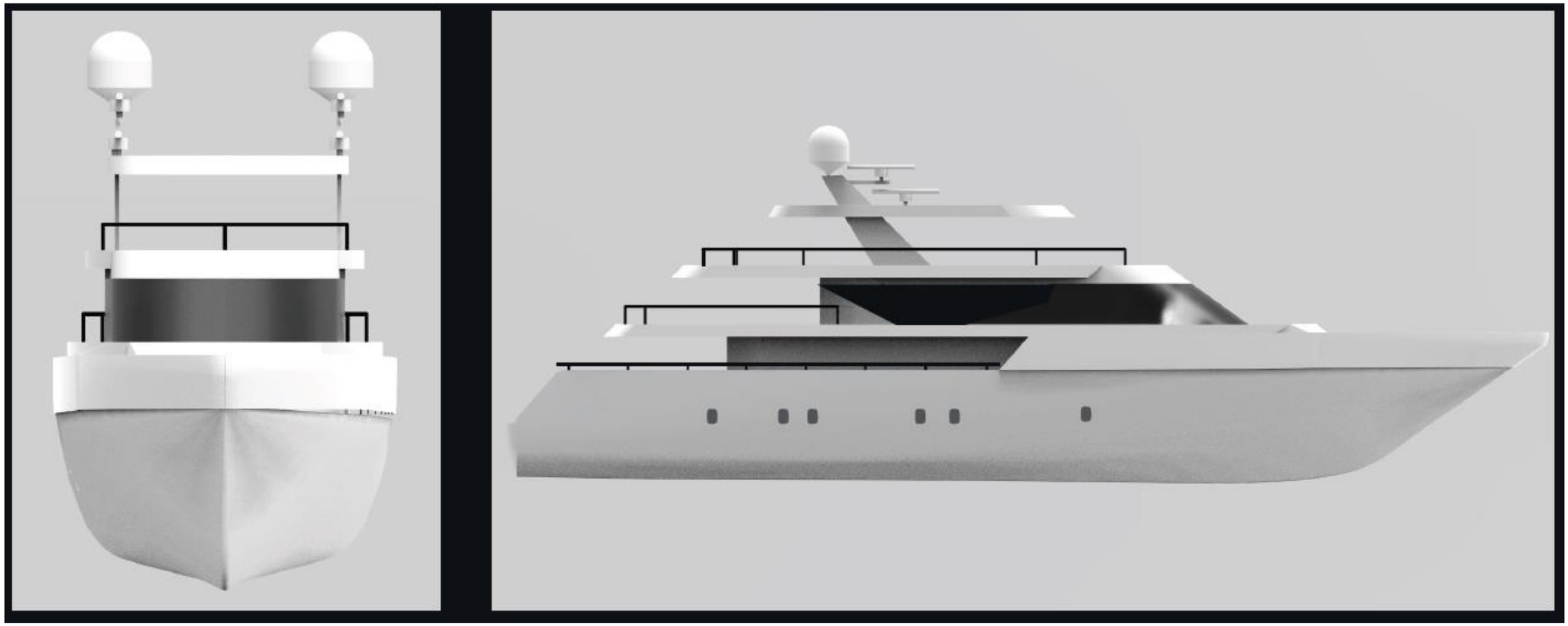
PLANO PERFIL

ALUMNO	ARBUNIÉS HERRANZ , Guillermo / CAJA ROCA , Gerard	
UNIVERSIDAD	UPC Facultat de Nàutica	
ESTUDIOS	Grado en Ingeniería de Sistemas y Tecnología Naval	
PROYECTO DE FIN DE GRADO		ESCALA
Diseño preliminar de un yate de 40 metros de eslora		1:100



PLANO PLANTA

ALUMNO	ARBUNIÉS HERRANZ , Guillermo / CAJA ROCA , Gerard	
UNIVERSIDAD	UPC Facultat de Nàutica	
ESTUDIOS	Grado en Ingeniería de Sistemas y Tecnología Naval	
PROYECTO DE FIN DE GRADO		ESCALA
Diseño preliminar de un yate de 40 metros de eslora		1:100



MARINE ENGINE

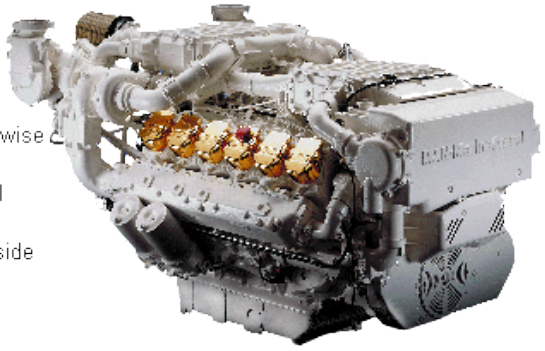
V12-1550 CRM

1140 kW (1550 hp)

LIGHT DUTY OPERATION

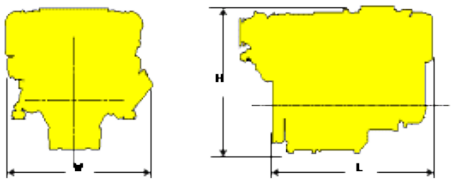
SPECIFICATIONS

Number of Cylinders 12
Configuration ..... 90° V
Fuel ..... Diesel
Bore - mm (in) 128 (5.04)
Stroke - mm (in) 142 (5.59)
Displacement - L (in^3) 21.93 (1338)
Rotation (from flywheel end) ..... Counterclockwise
Compression Ratio ..... 15.5 : 1
Injection System ..... Common Rail
Governor ..... Electronic
Engine Weight, Net Dry (approx.) ..... See reverse side
Capacity for Liquids - L (U.S. gal)
  Cooling System (engine only) 100 (26.4)
  Lube Oil System (deep sump) max 70 (18.5)
  Oil Change Interval (guideline) ..... 200 hours
Rated RPM 2300



DIMENSION GUIDELINES

L		H		W	
mm	**in**	mm	**in**	mm	**in**
1491	**58.7**	1270	**50.0**	1380	**54.3**



DEFINITION OF DUTY AND APPLICATIONS

Kind of operation	
Operating hours per year	up to 1000
Percentage of time at full load	up to 20%
Average load application	up to 50%
Particular operating conditions	rated rpm must be achieved at WOT (minimum)
Typical gearbox ratio	2:1

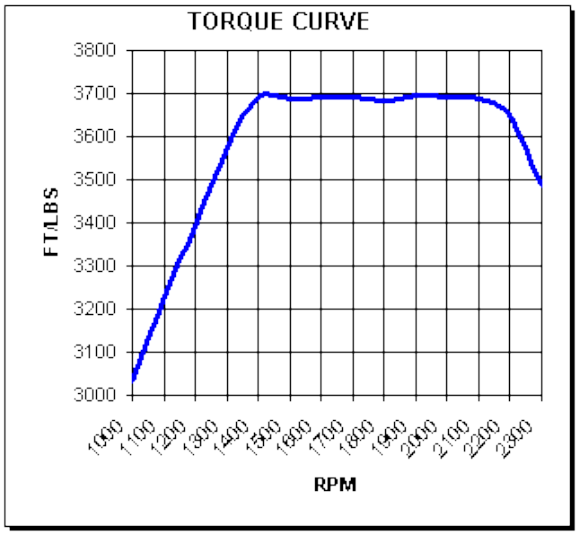
Typical applications
- Yachts
- Light-weight fishing boats
- Fast patrol boats for Customs, Coast Guard, Police, Port Authorities
- Fast boats in emergency service
- Bow thrusters
- Fire pumps

MAN MARINE DIESEL ENGINE V12-1550 CRM 1140kW (1550 HP)

PERFORMANCE DATA

Weight: 2160 kg / 4762 lbs — **Power To Weight Ratio: 3.07 lbs per HP**

	OUTPUT (Full Load)		FUEL CONSUMPTION (Propeller Demand)		
RPM	kW	**HP**	g/kWh	ltr/h	**gal/hr**
1000	431	**586**	200	34	**9**
1100	505	**687**	191	41	**11**
1200	578	**786**	189	51	**13**
1300	660	**898**	190	62	**16**
1400	734	**998**	193	76	**20**
1500	786	**1069**	194	91	**24**
1600	839	**1141**	195	107	**28**
1700	891	**1212**	198	126	**33**
1800	941	**1280**	200	148	**39**
1900	996	**1355**	203	172	**45**
2000	1048	**1425**	207	199	**53**
2100	1100	**1496**	215	233	**62**
2200	1140	**1550**	221	269	**71**
2300	1140	**1550**	230	313	**83**



MAN engine technology - for an environmentally compatible and secure future

MAN engines offer security for the future in terms of environmental compatibility. Water cooled MAN marine diesel engines with exhaust-gas turbocharging and intercooling provide maximum efficiency in the use of fuel, which results in a particularly low-pollution combustion process.

To minimize the proportion of harmful substances in the exhaust gas, MAN engine technology starts at the combustion process. High-pressure injection, combustion chamber design, mixture formation and combustion itself are the most important factors here if exhaust gas quality is to be improved still further.

With regard to pollutant emissions, both marine and commercial-vehicle engines from MAN are setting the pace. MAN is well prepared to meet forthcoming legislation in the marine engine sector. The harmful emissions from MAN marine diesel engines are below the limits stipulated by the Lake Constance Navigation Order and the Swiss Exhaust Gas Regulation for commercial applications.

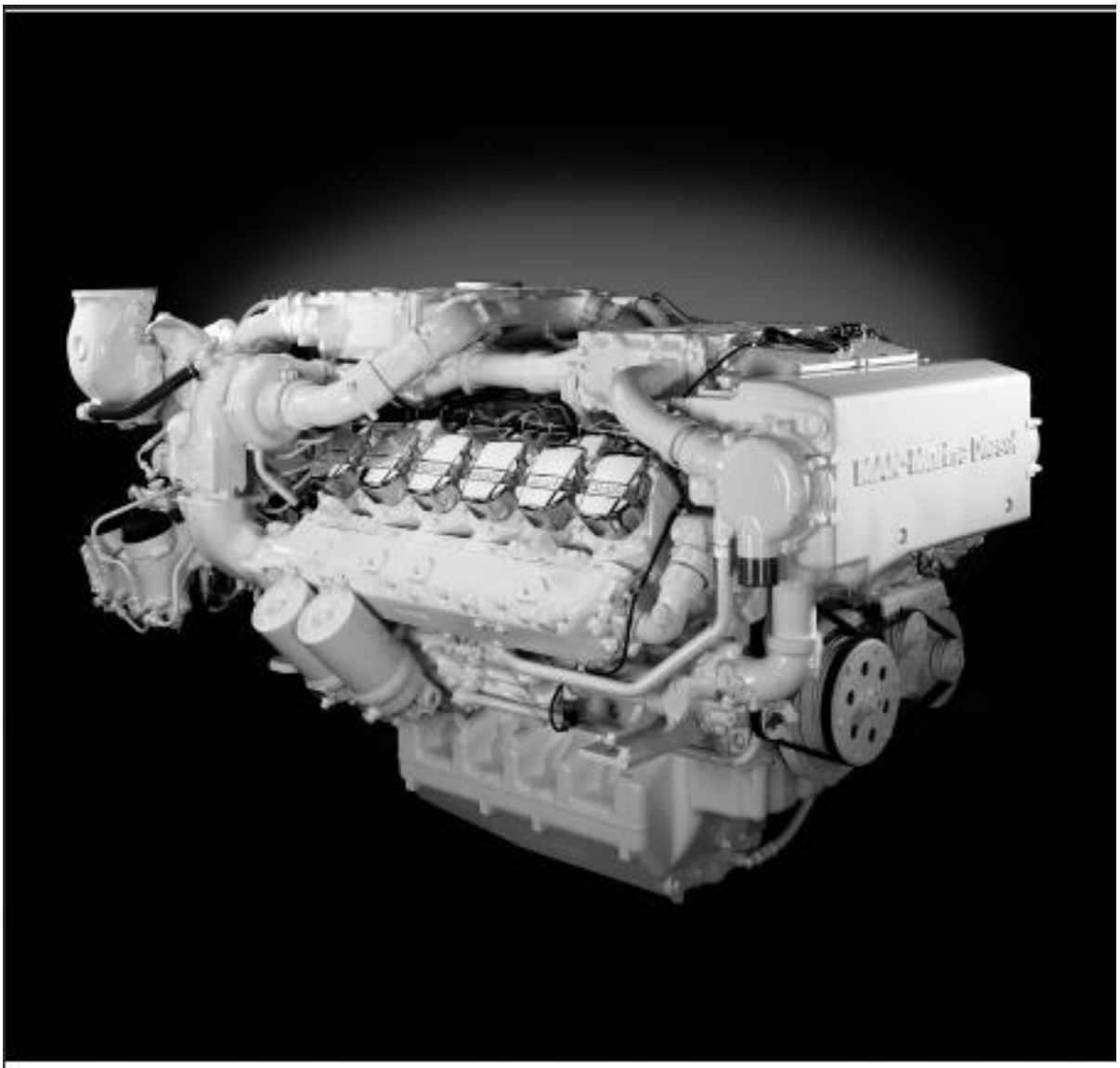
RATING CONDITIONS

No reduction in rating for intake air temperature up to 113°F (45° C), and seawater temperatures of up to 90° F (32° C).

* The ratings are based on reference conditions according to DIN 6271/ISO 3046/1, propeller curve calculated at 2.5 exponent.

Text and illustrations are non binding, we reserve the right to make modifications in the interest of technical progress.

© MAN ENGINES & COMPONENTS INC.
All rights reserved. Printed in the USA



MAN marine engine – V12-1550

Light duty operation – 1140 kW (1550 hp)

MAN engines have outstanding qualities

- High tractive power even at low speeds
- Powerful acceleration and rapid reaction to commands
- High performance combined with low weight
- Compact, space-saving design
- Large operation range owing to low consumption
- Low running costs
- Long service life
- Low emission values
- World-wide service network with rapid supply of spare parts

Warranty

MAN Gold Standard®

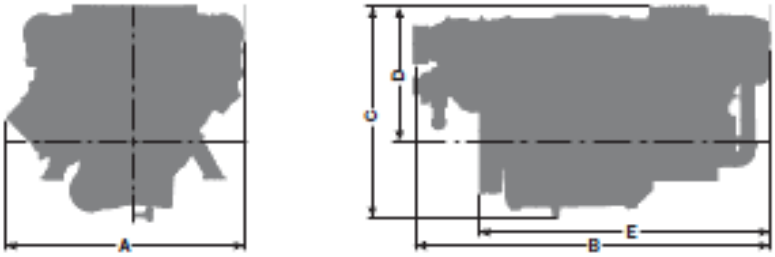
(for private use)
This seal of quality is awarded to yachts which meet proven top quality standards in the installation and tuning of the MAN engine system.

For yacht owners the MAN Gold Standard® quality certificate promises even greater safety and reliability. An extended warranty period is offered for installation to MAN's quality directives:
- 2 years full warranty on the engine
- a further 3 years on the main components

Detailed warranty conditions on request.

Technical description

Engine characteristic	Water-cooled 4-stroke diesel engine with direct injection with 12 cylinders in 90° V design, direct fuel injection (Common Rail), 2stage-exhaust turbocharging, intercooler, boost pressure control with waste gate
Components	
Cylinder heads, valve gear	Single cylinder heads with 4 valves per cylinder Replaceable valve seat inserts and valve guides
Fuel system	Common Rail direct fuel injection Fuel fine filter and pre-filter with water separator
Engine block	High-strength casting with integrated oil and water ducts and with replaceable cylinder liners
Engine lubrication	Closed system with forced feeding, oil cooling and filtering Oil filters and sumps available in differarent designs
Type of cooling	Heat exchanger with engine and seawater circuit
Electric/electronics	Electronic injection control (EDC) Electronic engine monitoring including diagnostic unit System voltage 24 V Alternator 55 A, alternatively 120 A
Exhaust gas status	IMO/MARPOL 73/78, EPA TIER 2, Recreational Craft Directive 94/25/EC
Quality certificates	ISO 9001 certified by TÜV
Ambient conditions	To ISO 3046
Fuel	DIN EN 590
Special equipment	On request



Technical data:

Engine model	V12-1550
Bore	128 mm
Stroke	157 mm
Displacement	21.92 l
Compression ratio	15.5:1
Rotation looking on flywheel	left
Flywheel housing	SAE 1
Nominal output (light duty operation)*	1140 kW (1550 hp)
Rated speed	2,300 rpm
Torque at rated speed	4,733 Nm
Mean effective pressure	27.1 bar
Maximum torque at speed	5,000 Nm 1,800 rpm
Weight	2,165 kg
Power-to-weight ratio	1.90 kg/kW
Specific fuel consumption at rated power	226 g/kWh
Fuel consumption at rated power	307 l/h
Overall width of engine (A)**	1,380 mm
Overall length of engine (B)**	2,335 mm
Overall height of engine (C)**	1,270 mm
Top of engine to crankshaft centre (D)**	800 mm
Length of engine from front end to edge of flywheel housing (E)**	1,489 mm

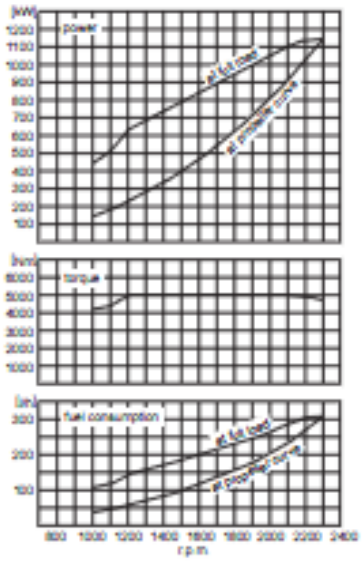
* Rating only for operation of pleasure yachts. The nominal rating is to DIN/ISO 3046/1. 100 kPA (1000 mbar) barometric pressure, 60% relative humidity, 305 K (32° C) sea water temperature. No change in rating for intake air temperature up to 318 K (45° C).

* Minimum dimensions. Precise dimensions on request.

Definition of light duty operation	
Operating hours per year	< 1000
Percentage of time at full load	< 20%
Average load application	< 50%
Particular operating conditions	No wide-open throttle below rated speed

Typical application

- Yachts
- Sportfishing boats
- Patrol boats
- other applications on request

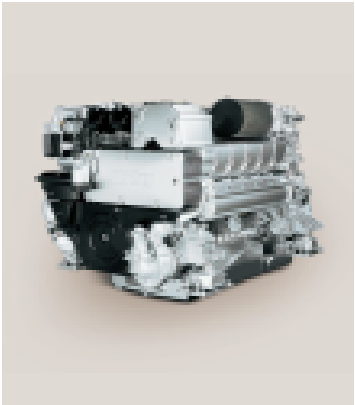


V12 - 1550, 1140 kW (1550 hp)

Marine

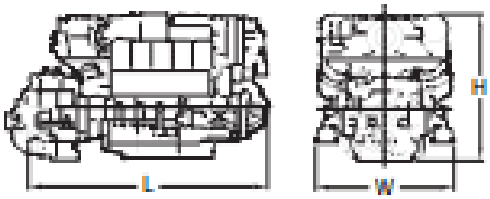
Diesel Engines 12V/16V 2000 M72

for Fast Vessels with High Load Factors (1B)



Dimensions and Masses

2000 M72 - with gearbox	Dimensions (LxWxH) mm (in)	Mass, dry kg (lbs)
12V/ZF 3050	3240x1360x1460 (127.6x53.5x57.5)	3680 (8113)
16V/ZF 5000	2685x1295x1400 (105.7x51.0x55.1)	4600 (10141)



Typical applications: Ferries, monohulls, hydrofoils, catamarans, surface effect ships and displacement yachts

Engine Model		12V 2000 M72	16V 2000 M72
Rated power ICFN	kW (bhp)	1080 (1450)	1440 (1930)
Speed	rpm	2250	2250
No. of cylinders		12	16
Bore/stroke	mm (in)	135/156 (5.3/6.1)	135/156 (5.3/6.1)
Displacement, total	l (cu in)	26.8 (1635)	35.7 (2179)
Flywheel housing		SAE 0	SAE 0
Gearbox type		ZF 3050	ZF 5000
		i = 1,3 – 3,0	i = 1,3 – 3,0
Optimization of exhaust emissions [1]		IMO II/EPA 2/EU IIIA [2]	IMO II/EPA 2/EU IIIA [2]

1) IMO - International Maritime Organization (MARPOL)
EPA - US marine directive 40 CFR 94
EU - Nonroad Directive 97/68/EC including the Rheinschiff (CCNR)
2) including Recreational crafts 94/25 EC

Power. Passion. Partnership.

Performance and Fuel Consumption		12V 2000 M72			16V 2000 M72		
Speed	rpm	2250	1950	1200	2250	1950	1200
Maximum power	kW	1080	1060	525	1440	1420	690
	bhp	1450	1420	705	1930	1905	925
Power on propeller curve(n3)	kW	1080	720	170	1440	950	225
	bhp	1450	965	228	1930	1275	300
Fuel consumption	g/kWh	208	217	218	208	209	218
on propeller curve[1]	l/h	270.7	188.2	44.65	360.9	239.2	59.1
	gal/h (US)	71.5	49.7	11.8	94.4	63.2	15.6

1 Tolerance +5% per ISO 3046, Diesel fuel to DIN EN 590 with a min L.H.V. of 42600kJ/kg (18300 BTU/lb)

Standard Equipment	
Starting system	Electric starter 24 V
Auxiliary PTO	Alternator, 80A, 28V, 2 pole
Oil system	Gear driven lube oil pump, lube-oil duplex filter with diverter valve, lube-oil heat exchanger, handpump for oil extraction
Fuel system	Fuel feed pump, fuel hand pump, fuel pre-filter, fuel main filter with diverter valve, on-engine fuel oil cooler, HP fuel pump, jacketed HP fuel lines, injection nozzles (CR system), flame proof hose lines, leak-off fuel tank level monitored
Cooling system	Coolant-to-raw water plate core heat exchanger, self priming centrifugal raw water pump, gear driven coolant circulation pump
Combustion air system	Sequential turbocharging with 3 water-cooled exhaust-gas turbochargers, on-engine set of combustion-air filters
Exhaust system	Triple-walled, liquid-cooled, on-engine exhaust manifolds, single centrally located exhaust outlet, 1 exhaust bellow horizontal discharge
Mounting system	Resilient mounts at free end
Engine management system	Engine control and monitoring system (ADEC)

Optional Equipment	
Auxiliary PTO	Alternator, 140A, 28V, 2 pole, bilgepump, on-engine PTOs
Oil System	Centrifugal oil filter, oil replenishment system
Fuel System	Duplex fuel pre-filter
Cooling System	Coolant preheating system, integr. seawater gearbox piping
Exhaust System	1 exhaust bellow vertical discharge
Mounting System	Resilient mounts at driving end
Engine Management System	In compliance with Classification Society Regulations
Monitoring/Control System	smartline, blueline, bluevision, BlueVision|NewGeneration, Calloscum
Power Transmission	Torsionally resilient coupling
Gearbox Options	Reverse reduction gearbox, el. actuated, gearbox mounts, trolling mode for dead-slow propulsion, free auxiliary PTO, hydraulic pump drives
Classification	ABS, BV, DCS, DNV, GL, KR, JG, LR, NK, RINA

> Power definition according ISO 3046
> Intake air depression 15 mbar/Exhaust back pressure 30 mbar
> Power reduction at 45°C/25°C: none
> All engines EPA Tier 2 certified
> Intake air temperature 25°C/Sea water temperature 25°C
> Barometric pressure 1000 mbar
> All engines fulfil IMO emission regulation, certificate on request

Specifications are subject to change without notice. All dimensions are approximate. For complete information refer to installations drawing. For further information consult your MTU distributor/dealer.

MTU Friedrichshafen GmbH | MTU Asia Pte Ltd | MTU America Inc.
Rolls-Royce Power Systems Companies

www.mtu-online.com

Diesel Engines 12V/16V 2000 M72

for Vessels
with High Load Factors (1B)

Typical applications:
Ferries (e.g. monohulls, hydrofoils, catamarans, surface effect ships) and displacement yachts

Engine model		12V 2000 M72	16V 2000 M72
Rated power ICFN	kW (bhp)	1080 (1450)	1440 (1930)
Speed	rpm	2250	2250
No. of cylinders		12	16
Bore/stroke	mm (in)	135/156 (5.4/6.1)	135/156 (5.4/6.1)
Displacement, total	l (cu in)	26.8 (1635)	35.7 (2179)
Flywheel housing		SAE 1	SAE 1
Gearbox model		ZF 3050 i = 1,3 – 3,0	ZF 4540 A i = 1,3 – 4,0

Fuel consumption[1]		12V 2000 M72			16V 2000 M72		
Speed	rpm	2250	1950	1200	2250	1950	1200
Maximum power	kW	1080	1060	425	1440	1420	690
	bhp	1450	1420	570	1930	1905	925
Power on propeller curve (n^3)	kW	1080	720	175	1440	950	225
	bhp	1450	965	235	1930	1275	300
Fuel consumption	g/kWh	208	217	218	206	207	216
on propeller curve (n^3)	l/h	270.7	277.1	46.0	357.4	237.0	58.6
	gal/h	71.5	73.2	12.1	94.4	62.6	15.5

[1] Tolerance ±5% per ISO 3046, Diesel fuel to DIN EN 590 with a min L.H.V. of 42800kJ/kg (18390 BTU/lb)

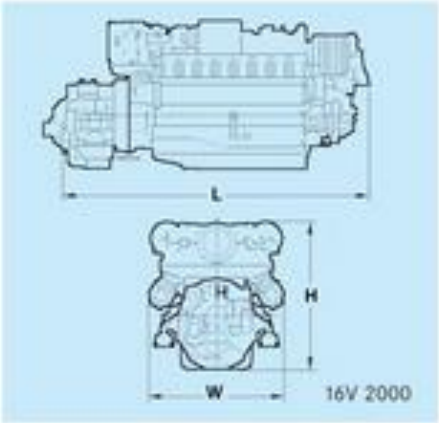
Standard equipment	
Starting system	Electric starter 24V
Auxiliary PTO	Charging generator, 80A, 28V, 2 pole
Oil system	Gear driven lube oil pump, lube oil duplex filter with diverter valve, lube oil heat exchanger, handpump for oil extraction
Fuel system	Fuel feed pump, fuel hand pump, fuel pre-filter, fuel main filter with diverter valve, on-engine fuel oil cooler, HP fuel pumps, jacketed HP fuel lines, injection nozzles (CR-system), flame proof hose lines, leak-off fuel tank level monitored
Cooling system	Coolant-to-raw water plate core heat exchanger, self priming centrifugal raw water pump, gear driven coolant circulation pump
Combustion air system	Sequential turbocharging with 2 water-cooled exhaust-gas turbochargers, on-engine intake air filters
Exhaust system	Triple-walled, liquid-cooled, on-engine exhaust manifolds, single centrally located exhaust outlet, 1 exhaust bellows vertical discharge
Mounting system	Resilient mounts at free end
Engine management system	Engine and gearbox control and monitoring system (ADEC)

Optional equipment	
Auxiliary PTO	Charging generator, 140A, 28V, 2-pole, bilgepump, on-engine PTPs
Oil system	Centrifugal oil filter, oil replenishment system
Fuel system	Duplex fuel prefilter
Cooling system	Coolant preheating system, integr. seawater gearbox piping
Exhaust system	1 exhaust bellows horizontal discharge
Mounting system	Resilient mounts at driving end
Engine management system	In compliance with classification society regulations (EMU + GMU)
Monitoring / Control system	smartliner, blueline,bluevision
Power transmission	Torsionally resilient coupling
Gearbox option	Reverse reduction gearbox, el. actuated, gearbox mounts, trolling mode for dead-slow propulsion, free auxiliary PTO, hydraulic pump drives
Classification	ABS, BV, CCS, DNV, GL, KR, JG, LR, NK, RINA

Power definition according ISO 3046
Intake air temperature 25°C / Sea water temperature 25°C
Intake air depression 15 mbar / Exhaust back pressure 30 mbar
Barometric pressure 1000 mbar
Power reduction at 45°C/32°C: none
All engines fulfil IMO emission regulation, certificate on request
All engines EPA Tier 2 certified.

Dimensions and masses (incl. gearbox)			
Engine model		12V2000 M72	16V2000 M72
Length [L]	mm (in)	2685 (105.7)	3130 (123.2)
Width [W]	mm (in)	1295 (51.0)	1295 (51.0)
Height [H]	mm (in)	1385 (54.5)	1505 (59.3)
Mass (dry)	kg (lbs)	3680 (8113)	4600 (10141)

Specifications are subject to change without notice.
All dimensions are approximate. For complete information refer to installation drawing.
For further information consult your MTU or MTU Detroit Diesel distributor/dealer.



Tognum Group Companies

Europe / Middle East / Africa / Latin America
MTU Friedrichshafen GmbH
88040 Friedrichshafen
Germany
Phone +49 7541 90 7003
Fax +49 7541 90 7081
marineregion1@mtu-online.com
www.mtu-online.com

Asia / Australia / Pacific
MTU Asia Pte. Ltd.
1, Benoi Place
Singapore 629923, Republic of Singapore
Phone +65 6861 5922
Fax +65 6861 3615
marineregion2@mtu-online.com

USA / Canada / Mexico
MTU Detroit Diesel, Inc.
13400 Outer Drive West
Detroit, Michigan 48239, USA
Phone +1 313 592 7806
Fax +1 313 592 5137
marineregion3@mtu-online.com
www.mtudetroitdiesel.com

CATERPILLAR®

C32 ACERT® MARINE PROPULSION

1470-1925 mhp
(1450-1900 bhp)
1081-1417 bkW

C32 ACERT® Heat Exchanger Cooled

Image shown may not reflect actual engine

MPD Display

Engines for Pleasure Craft Applications

SPECIFICATIONS

V-12, 4-Stroke-Cycle-Diesel

Emissions ..... EPA Tier 2, IMO, and EU Stage IIIA compliant
Displacement ..... 32.2 L (1958.8 in³)
Rated Engine Speed 1600-2300
Bore..... 145 mm (5.7 in.)
Stroke ..... 162 mm (6.4 in.)
Aspiration..... Twin Turbocharged-Aftercooled
Governor ..... Electronic
Cooling System ..... Heat Exchanger
Weight, Net Dry (approx.)
without gear..... 2994-3152 kg (6602-6949 lb)
Refill Capacity (HEX package)
Cooling System
(engine & heat exchanger) ..... 79 L (20.9 gal)
Lube Oil System (refill) ..... 85.2 L (22.5 gal)
Oil Change Interval..... 250 hr
Caterpillar Diesel Engine Oil 10W30 or 15W40
Rotation (from flywheel end)..... Counterclockwise
Flywheel and flywheel housing
1800 bhp, 1900 bhp..... SAE No. 0
1450 bhp, 1600 bhp, 1700 bhp ..... SAE No. 1
Flywheel Teeth
1800 bhp, 1900 bhp..... 136 teeth
1450 bhp, 1600 bhp, 1700 bhp ..... 113 teeth

C-Ratings
1470 mhp (1450 bhp) 1081 bkW @ 2300 rpm (WOSR)

D-Rating
1622 mhp (1600 bhp) 1193 bkW @ 2300 rpm (WOSR)

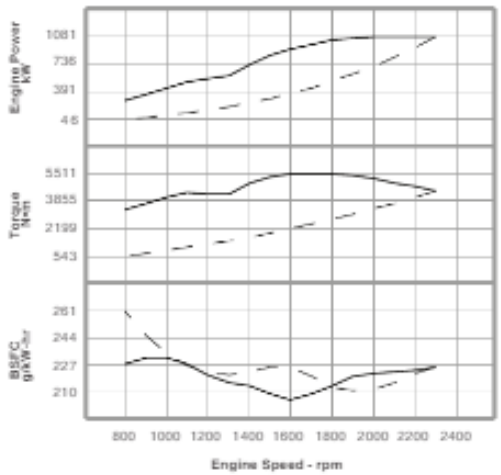
E-Ratings
1723 mhp (1700 bhp) 1267 bkW @ 2300 rpm (WOSR)
1825 mhp (1800 bhp) 1342 bkW @ 2300 rpm
1925 mhp (1900 bhp) 1417 bkW @ 2300 rpm

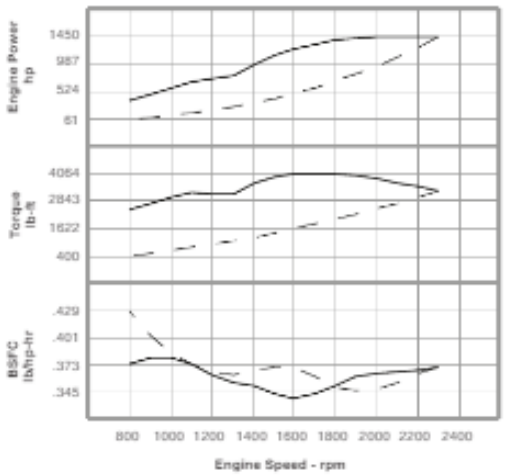
C32 DITA ACERT Performance Data

1470 mhp (1450 bhp) 1081 bkW @ 2300 rpm

IMO/EPA Tier 2 Compliant

C Rating — EM0048-00





Metric | Maximum Power — — Prop Demand — — | **1081 kW**

Performance Data

	Engine Speed rpm	Engine Power kW	Engine Torque N•m	BSFC g/kW•hr	Fuel Rate L/hr
Maximum Power Data	2300	1081.0	4488	225.6	290.7
	2200	1081.0	4692	224.2	288.9
	2100	1081.0	4916	222.9	287.2
	1900	1066.0	5358	219.0	278.3
	1800	1028.0	5454	213.4	261.5
	1600	922.0	5503	205.2	225.5
	1500	839.0	5341	208.9	208.9
	1300	581.0	4268	215.5	149.2
	1100	501.0	4349	227.6	135.9
	900	349.0	3703	231.6	96.4
	800	276.0	3295	228.0	75.0
Prop Demand Data	2300	1081.0	4488	225.6	290.7
	2200	946.0	4106	221.5	249.8
	2100	822.8	3742	215.3	211.2
	1900	609.4	3063	210.4	152.8
	1800	518.2	2749	212.1	131.0
	1600	363.9	2172	225.9	98.0
	1500	299.9	1909	226.0	80.8
	1300	195.2	1434	220.4	51.3
	1100	118.3	1027	227.4	32.1
	900	64.8	687	245.4	18.9
	800	45.5	543	261.2	14.2

Cubic prop demand curve with 3.0 exponent for displacement hulls only.

English | Maximum Power — — Prop Demand — — | **1450 hp**

Performance Data

	Engine Speed rpm	Engine Power hp	Engine Torque lb-ft	BSFC lb/hp hr	Fuel Rate gph
Maximum Power Data	2300	1449.6	3310	.371	76.8
	2200	1449.6	3460	.369	76.3
	2100	1449.6	3626	.366	75.9
	1900	1429.5	3952	.360	73.5
	1800	1378.6	4022	.351	69.1
	1600	1236.4	4059	.337	59.6
	1500	1125.1	3939	.343	55.2
	1300	779.1	3148	.354	39.4
	1100	671.9	3207	.374	35.9
	900	468.0	2731	.381	25.5
	800	370.1	2430	.375	19.8
Prop Demand Data	2300	1449.6	3310	.371	76.8
	2200	1268.6	3028	.364	66.0
	2100	1103.4	2760	.354	55.8
	1900	817.2	2259	.346	40.4
	1800	694.9	2027	.349	34.6
	1600	488.0	1602	.371	25.9
	1500	402.2	1408	.372	21.3
	1300	261.8	1058	.362	13.6
	1100	158.6	757	.374	8.5
	900	86.9	507	.403	5.0
	800	61.0	400	.429	3.8

Power produced at the flywheel will be within standard tolerances up to 50°C (122°F) combustion air temperature measured at the air cleaner inlet, and fuel temperature up to 52°C (125°F) measured at the fuel filter base. Power rated in accordance with NMMA procedure as crankshaft power. Reduce crankshaft power by 3% for propeller shaft power.

© 2009 Caterpillar All Rights Reserved

TIME TO TRUST THE ORIGINAL

Crucible AQUAMET ® Boat Shafting

A C omplete F amily o f S tainless S teel S hafting

Crucible AQUAMET 17

AQUAMET 17 is a precipitation-hardening, martensitic stainless steel. Because it is hardened by a heat treatment, it provides high strength regardless of the diameter. It also offers good toughness and corrosion resistance. A popular choice, AQUAMET 17 is widely used in pleasure boats, ski boats, workboats, fishing trawlers, and crew boats, as well as pilot and patrol boats.

Crucible AQUAMET 18

AQUAMET 18 is an austenitic stainless steel with corrosion resistance comparable to that of Type 304. Its good strength and toughness make it an ideal shafting material for workboats. It provides a stainless alternative to ABS Grade 2 carbon steel shafting, but requires no sleeves nor fiberglass. In certain large diameters, it does offer a strength advantage over AQUAMET 19. (See properties below.) It is frequently used on pusher tugs, tow boats, supply boats and fishing trawlers. NOTE: AQUAMET 18 is currently available by special order on a heat lot basis only.

Crucible AQUAMET 19

AQUAMET 19 is a modified Type 304 stainless steel that is fully austenitic and non-magnetic. Strengthened by adding nitrogen to the melt, it has better corrosion resistance than Type 304 stainless. AQUAMET 19 has proven itself in demanding service on shrimpers, crabbers, scallopers, and other fishing boats as well as on pleasure craft. It may be considered as an economical alternative to AQUAMET 22.

Crucible AQUAMET 22

AQUAMET 22 is a high-alloy stainless steel with superior corrosion resistance along with excellent toughness and high strength. It has higher strength than AQUAMET 17 in 3/4? to 1-1/4? dia., and it has equivalent in strength in 1-3/8? to 2? dia. Due to its high alloy content, AQUAMET 22 resists pitting and crevice corrosion and is ideal for pleasure boats which are operated infrequently, spending much of their time tied up at docks. AQUAMET 22 H.S. is a high strength version available in 2-1/2? - 6? dia. NOTE: The mechanical properties of AQUAMET 22 H.S. are slightly lower in sizes 5? dia. and over.

Mechanical Properties

	Tensile Strength psi	Tensile Strength (MPa)	0.2% Yield Strength Tension psi	Tension (MPa)	Torsion psi	Torsion (MPa)	Elongation in 2? %	Reduction of Area %
AQUAMET 17								
Up to 8?	135,000	(931)	105,000	(724)	70,000	(483)	16	50
Over 8? to 12?	135,000	(931)	105,000	(724)	70,000	(483)	12	35
AQUAMET 18								
Up to 1-3/4?	120,000	(827)	90,000	(620)	60,000	(414)	20	50
Over 1-3/4? to 2-1/2?	110,000	(758)	70,000	(483)	47,000	(324)	35	55
Over 2-1/2? to 5?	105,000	(724)	65,000	(448)	43,000	(296)	40	55
Over 5? to 8?	100,000	(690)	60,000	(414)	40,000	(276)	40	55
Over 8? to 12?	90,000	(620)	50,000	(345)	33,000	(227)	35	45
AQUAMET 19								
Up to 1-1/2?	130,000	(896)	105,000	(724)	70,000	(483)	20	55
Over 1-1/2? to 2?	115,000	(793)	85,000	(586)	57,000	(393)	25	55
Over 2? to 2-1/2?	105,000	(724)	60,000	(414)	40,000	(276)	30	55
Over 2-1/2? to 3?	100,000	(690)	55,000	(379)	36,000	(252)	35	55
Over 3? to 12?	95,000	(655)	50,000	(345)	33,000	(228)	35	55
AQUAMET 22								
3/4? to 1-1/4?	145,000	(1000)	130,000	(896)	86,600	(597)	18	45
Over 1-1/4? to 2?	135,000	(931)	105,000	(724)	70,000	(483)	20	50
Over 2? to 2-1/2?	120,000	(827)	95,000	(655)	63,000	(434)	20	50
Over 2-1/2? to 3?	115,000	(793)	75,000	(517)	50,000	(345)	25	50
Over 3? to 12?	100,000	(689)	55,000	(379)	36,600	(252)	30	50
AQUAMET 22 H.S.								
2-1/2? to 4-3/4?	130,000	(896)	105,000	(724)	70,000	(483)	15	45
5? to 6?	125,000	(862)	90,000	(620)	60,000	(414)	15	45

Chemical Analysis (%)

Composition	Aquamet 17	Aquamet 18	Aquamet 19	Aquamet 22
Carbon	0.07 max	0.15 max	0.08 max	0.06 max
Manganese	1.00 max	11.00-14.00	2.00 max	4.00-6.00
Silicon	1.00 max	1.00 max	1.00 max	1.00 max
Chromium	14.50-16.50	16.50-19.00	18.00-20.00	20.50-23.50
Nickel	3.00-5.00	0.50-2.50	8.00-10.50	11.50-13.50
Phosphorus	0.04 max	.06 max	0.04 max	0.04 max
Sulfur	0.03 max	0.03 max	0.03 max	0.03 max
Copper	3.00-5.00			
Columbium + Tantalum	0.15-0.45			0.10-0.30
Nitrogen		0.20-0.45	0.20-0.30	0.20-0.40
Molybdenum				1.50-3.00
Vanadium				0.10-0.30
Iron	Balance	Balance	Balance	Balance

Available Sizes

AQUAMET shafting is stocked ready for machining and installation in popular sizes up to 4? dia. and lengths up to 30 ft. Other diameters and lengths are available. Please inquire.

AQUAMET shafting is precisely manufactured in compliance with the requirements of the American Boat and Yacht Council (ABYC) Standard P-6 and carefully packaged to protect the precision finish and straightness.

Shaft Diameters

The following equations can be used to compute shaft diameters and safety factors:

$$D = \sqrt[3]{\frac{321{,}000 \times P \times S.F.}{S_t \times N}} \qquad S.F. = \frac{D3 \times S_t \times N}{321{,}000 \times P}$$

D = Shaft Diameter (inches)
P = Horsepower
S.F. = Safety Factor
S_t = Yield Strength, Torsional (lbs./in.2 = psi)
N = Shaft Speed (RPM)