

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Grado

**DIMENSIONAMIENTO DE UNA HÉLICE
PARA UN BUQUE TANQUE (7860kW)
UTILIZANDO LA SERIE B DE WAGENINGEN
CALCULADA POR EXPRESIONES
POLINÓMICAS Y CÁLCULO DIMENSIONAL
DE SU EJE DE PROPULSIÓN**

**DESIGN OF A PROPELLER FOR AN OIL TANKER (7860kW)
USING THE POLYNOMIAL EXPRESSIONS FOR THE
WAGENINGEN B SERIES AND THE CALCULATION OF ITS
PROPELLER SHAFT**

Para acceder al Título de Grado en

INGENIERÍA MARÍTIMA

Autor: LUZBEL E. FERNÁNDEZ

Octubre 2013

A mi mujer María José, por su paciencia, por su apoyo.

INDICE

1. MEMORIA	8
1.1 Introducción	9
1.2 Datos del buque	12
1.3 Datos del motor diésel	12
1.4 Desarrollo de cálculos para la hélice	
1.4.1 Cálculo de la potencia entregada a la hélice DHP	13
1.4.2. Cálculo del coeficiente de bloque	13
1.4.3 Cálculo del coeficiente de estela	14
1.4.4 Cálculo de la velocidad de avance	14
1.4.5 Cálculo del parámetro B_p	14
1.4.6 Cálculo del parámetro δ_{opt}	15
1.4.7. Cálculo del diámetro óptimo D_{opt}	17
1.4.8 Cálculo de la relación Paso/Diámetro (P/D)	18
1.4.9 Cálculo de la eficiencia en aguas abiertas (η)	21
1.4.10 Estudio de la cavitación	23
1.4.11 Dimensiones generales del propulsor seleccionado	25
1.4.12 Geometría de las palas	25
1.4.13 Dimensionamiento del núcleo	38
1.4.14 Comprobación de la resistencia mecánica de las palas	39

1.5 Desarrollo de cálculos para los ejes intermedio y de cola.	
1.5.1 Dimensionamiento del eje de intermedio	41
1.5.2 Dimensionamiento del eje de cola	41
1.5.3 Dimensionamiento de la conicidad del eje de cola para el ajuste de la hélice	43
1.5.4 Dimensionamiento de la brida de acoplamiento entre eje de cola y eje intermedio	44
1.5.5 Dimensionamiento de los pernos de la brida de acoplamiento entre eje de cola y eje intermedio	44
1.6 Cálculo del peso de la hélice	45
1.7 Cálculo del centro de gravedad radial de la pala	50
1.8 Cálculo de la inercia de la pala	51
1.9 Cálculo de la inercia del núcleo	52
1.10 Cálculo de la inercia de la hélice	53
1.11 Cálculo del peso del eje intermedio	53
1.12 Cálculo del peso del eje de cola	53
1.13 Material de la hélice	54
1.13.1 Composición química	54
1.13.2 Propiedades mecánicas	54
1.13.3 Acabado de la superficie	55
1.14 Materiales de la línea de ejes	55

1.14.1	Composición química	55
1.14.2	Propiedades mecánicas	56
1.14.3	Condiciones de suministro	56
2.	PLANOS	59
2.1	Plano de la hélice	
2.2	Plano del Eje Intermedio	
2.3	Plano del Eje de Cola	
3.	PLIEGO DE CONDICIONES	60
3.1	Pliego de Condiciones	61
3.1.1	Condiciones generales	61
3.1.2	Definiciones	61
3.1.3	Reglamentos y normas	61
3.1.4	Materiales	62
3.1.5	Recepción de material	62
3.1.6	Organización	62
3.1.7	Ejecución de las obras	63
3.1.8	Interpretación y desarrollo del proyecto	64
3.1.9	Variaciones del proyecto	64
3.1.10	Obras complementarias	65
3.1.11	Modificaciones	65

3.1.12 Obra defectuosa	65
3.1.13 Medios auxiliares	66
3.1.14 Conservación de las obras	66
3.1.15 Recepción de las obras	66
3.1.16 Plazo de garantía	67
3.1.17 Presupuesto	67
3.1.18 Responsabilidades	68
3.1.19 Rescisión del contrato	68
3.2 Pliego de condiciones económicas	69
3.2.1 Abono de las obras	69
3.2.2 Precios	69
3.2.3 Penalizaciones por retrasos	69
3.2.4 Liquidación en caso de rescisión de contrato	69
3.2.5 Fianza	70
3.2.6 Medidas de seguridad	70
3.2.7 Demoras	70
3.3 Pliego de condiciones técnicas	71
3.3.1 Reconocimientos y ensayos	71
4. PRESUPUESTO	73
4.1 Presupuesto de diseño: Hélice y ejes	73
4.2 Presupuesto de materiales	73
4.2.1 Hélice	73

4.2.2 Ejes	73
4.3 Presupuesto de fundición y acabado	74
4.3.1 Hélice	74
4.3.2 Ejes	74
4.4 Presupuesto de inspección, ensayos y certificación	75
4.4.1 Hélice	75
4.4.2 Ejes	75
4.5 Transporte	75
4.6 Resumen de presupuesto	75
BIBLIOGRAFÍA	76

Documento N°1:

MEMORIA

1.1 Introducción

1.1.1 Diseño de una hélice

El diseño de la hélice más adecuada para cada buque implica, como todos los aspectos de la hidrodinámica relacionados con el proyecto, una solución de compromiso para hacer frente a las diversas necesidades, muchas de ellas contrapuestas. Sin embargo existen unos objetivos claros que deben ser cubiertos:

a) La hélice debe proporcionar un empuje suficiente para propulsar al buque a la velocidad deseada, con un rendimiento lo mayor posible, es decir que la potencia absorbida por ella sea la mínima que pueda alcanzarse. Esto conduce a una menor potencia instalada y, por tanto, un menor consumo de combustible.

b) No deben presentarse fenómenos de cavitación, o, al menos, han de estar reducidos a límites admisibles.

c) La resistencia mecánica o estructural de la hélice ha de ser la adecuada para permitirle funcionar sujeta a los esfuerzos desarrollados en sus palas sin riesgo de roturas o deformaciones.

d) No deben presentarse vibraciones inducidas por la hélice, debido a una inadecuada posición de la hélice en el codaste con respecto al casco y al timón.

1.1.2 Series sistemáticas

Una serie sistemática de propulsores es un conjunto de formas de hélices cuyas características geométricas se han variado de forma sistemática, de modo que su rendimiento y su comportamiento frente a la cavitación sean óptimos y de las que se dispone de los resultados de ensayos de propulsor aislado.

Esquemáticamente la elaboración de una serie sistemática sigue el siguiente proceso:

- 1) Se proyecta un propulsor "patrón" analizado a partir de la teoría de la circulación, la forma de los perfiles, contorno de la pala, ley de pasos, etc.
- 2) Se varían sistemáticamente los parámetros geométricos tomando como polo de variación los de la hélice patrón.
- 3) Se construyen diferentes modelos de propulsores, correspondientes a elementos de la serie, y se realizan ensayos de propulsor aislado.
- 4) Se presentan los resultados de los ensayos de forma apropiada para poder utilizarlos en el proyecto.

De las numerosas series existentes se pueden destacar las siguientes:

- Series A y B del Canal de Wageningen.
- Series M.A.U. del Japón.
- Series K.C.B. de la Universidad de Newcastle.
- Series de Gwan.

La serie de mayor aplicación es la Serie B de Wageningen y es la que utilizaremos en todos nuestros cálculos.

1.1.3 Breve introducción a la serie sistemática de Wageningen

Esta serie fue originalmente presentada por Troost a finales de los años 1940, y es por esta razón que algunos ingenieros la siguen denominando serie de Troost. Esta serie ha sido ampliamente desarrollada y analizada por el MARIN (Maritime Research Institute Netherlands) en la ciudad holandesa de Wageningen, de ahí su nombre.

Es probablemente la serie más utilizada y comprende un gran número de modelos de paso fijo con un rango de número de palas de 2 a 7 y con relaciones de área efectiva/ área disco de pala de 0,30 a 1,05 y con rangos de relaciones de paso P/D de 0,6 a 1,4, con lo que se cubre prácticamente todos los diseños de hélices.

Los resultados experimentales se reflejan en los denominados diagramas que relacionan los coeficientes de empuje y los de par con el coeficiente de avance (K_T-J y K_Q-J) y los diagramas $B_p-\delta$.

Estos diagramas se denominan de la siguiente forma:

B - Nº de palas - Relación de áreas

Es decir, el diagrama B-4.70 significa que estamos hablando de la serie B de Wageningen para una hélice de 4 palas y relación de áreas de 0,70.

1.1.4 Expresiones polinómicas de la serie B de Wageningen

Como se ha comentado, es bastante común diseñar hélices de propulsión para buques basándose en los diagramas para aguas abiertas de las series sistemáticas.

Por ejemplo, los diagramas de coeficientes de empuje y par (K_T y K_Q) y los diagramas B_p - δ para la serie B de Wageningen son de gran uso.

En 1993 los profesores Yide Shen y Jean Marchal de la Escuela de Ingenieros Navales de la Universidad de Lieja en Bélgica, desarrollaron las expresiones polinómicas de dichos diagramas. De esta forma los parámetros geométricos de la hélice se pueden calcular por estos polinomios.

Los resultados de los ensayos de propulsor aislado de las hélices de la Serie B han sido objeto de un análisis de regresión con un doble objetivo:

- Eliminar los pequeños errores incluidos en los diagramas, debido fundamentalmente a los propios errores experimentales y a los diferentes números de Reynolds a que fueron ensayados los distintos grupos de propulsores a lo largo del tiempo.
- Obtener unas expresiones analíticas de los coeficientes de par y empuje, en función de la hélice, que permite un tratamiento posterior en programas de ordenador para diseño de propulsores, y estudio de su funcionamiento.

Las expresiones polinómicas se pueden almacenar en un ordenador a modo de hoja de cálculo y de esta forma el cálculo de una hélice se puede reducir en tiempo.

Este proyecto se basa en estas expresiones polinómicas para desarrollar los cálculos de dimensionamiento de un hélice destinada a la propulsión de un buque dado.

1.2 Datos del buque

Los datos del buque dado para el cual se van a realizar los cálculos son:

Tipo de buque:	Tanque de productos
Peso muerto (DWT)	37000 tons
Tonelaje bruto (GT)	23335 GT
Eslora total	184.320 m.
Eslora entre perpendiculares (Lpp)	176.000 m.
Eslora de francobordo (L)	177.463 m.
Manga de trazado (B)	27.400 m.
Puntal de francobordo (D)	17.200 m.
Calado de escantillonado (T)	11.316 m.
Desplazamiento en T (Δ)	45723.5 tons
Capacidad de carga	46656.6 m ³ (densidad 0.98)
Velocidad de diseño	15,85 nudos
Sociedad de Clasificación	RINA

1.3 Datos del motor

El buque está provisto de un motor principal de dos tiempos, reversible, de inyección directa, turbo-alimentado con una válvula de escape por cilindro.

Los datos del motor principal son:

Tipo	Motor Diesel
Fabricante	MAN B&W
Modelo	6S46MC-C7

Potencia al freno (BHP):

7860 kW a 129 rpm

1.4 Desarrollo de cálculos para la hélice.

1.4.1 Cálculo de la potencia entregada a la hélice DHP

Según los datos aportados por el fabricante del motor, conocemos la potencia al freno del motor principal

$$BHP = 7860 \text{ kW} = 10694 \text{ BHP}$$

Para calcular la potencia entregada en la hélice, a la potencia al freno habrá que restarle las pérdidas mecánicas de la línea de ejes:

$$DHP = BHP \cdot \eta_M$$

$\eta_M \rightarrow$ rendimiento de la línea de ejes

En términos de diseño se asume que el rendimiento mecánico η_M de una línea de ejes sin reductora es del orden del 98,5%, entonces

$$DHP = 7860 \cdot 0.985 = 7742.1 \text{ kW} = 10533 \text{ HP}$$

1.4.2. Cálculo del coeficiente de bloque

Lo calcularemos acorde a las reglas de RINA (Pt.B Ch.1 Sec.2.2)

$$C_b = \frac{\Delta}{1,025 \cdot L \cdot B \cdot T}$$

$\Delta \rightarrow$ desplazamiento (tons)

$L \rightarrow$ eslora de francobordo(m)

$B \rightarrow$ manga de trazado(m)

$T \rightarrow$ calado de trazado (m)

$$C_b = \frac{45723,5}{1,025 \cdot 177,463 \cdot 27,400 \cdot 11,316}$$

$$C_b = 0,810$$

1.4.3 Cálculo del coeficiente de estela, ω

$$\omega = 0,50 \cdot C_b - 0,10$$

$$\omega = 0,50 \cdot 0,810 - 0,10$$

$$\omega = 0,305$$

1.4.4 Cálculo de la velocidad de avance

$$\omega = \frac{V - V_A}{V}$$

$V \rightarrow$ velocidad del buque (nudos)

$V_A \rightarrow$ velocidad de avance de la hélice (nudos)

$$V_A = V(1 - \omega)$$

$$V_A = 15,85(1 - 0,305)$$

$$V_A = 11,015 \text{ nudos}$$

1.4.5 Cálculo del parámetro B_p

$$B_p = \frac{N \cdot \sqrt{DHP}}{V_A^{2,5}}$$

$N \rightarrow$ revoluciones de la hélice (rpm)

$DHP \rightarrow potencia\ entregada\ (HP)$

$V_A \rightarrow velocidad\ de\ avance\ de\ la\ hélice\ (nudos)$

$$B_p = \frac{129 \cdot \sqrt{10533}}{11,015^{2,5}}$$

$$B_p = 32,87$$

A partir de estos datos vamos a calcular los valores del parámetro δ_{opt} , diámetro óptimo y la relación Paso/Diámetro basados en la expresiones polinómicas de la serie B de Troost (Canal de Wageningen).

1.4.6 Cálculo del parámetro δ_{opt}

Para calcular el δ óptimo, vamos a utilizar las expresiones polinómicas de los diagramas $B_p - \delta$ (Yide Shen y J.L.J Marchal, Naval Architecture Department, Univesity of Liege):

$$\delta_{opt} = \sum_{i=0}^{n_1} \sum_{j=0}^{n_2} c_{ij} \left(\frac{A_E}{A_O} \right)^i \left(\frac{\sqrt{B_p}}{10} \right)^j$$

$\frac{A_E}{A_O} \rightarrow relación\ de\ areas\ de\ la\ pala$

$c_{ij} \rightarrow coeficiente$

La serie de B de Wageningen se compone de las siguientes relaciones A_E/A_O :

$$0,40 - 0,55 - 0,70 - 0,85 - 1,00$$

Los valores de los exponentes y coeficientes de las series polinómicas para la serie B de 4 palas (B-4) son:

δ			
i	j	k	C
0	0	0	3,7019
1	0	0	-12,7673
0	1	0	132,6387
2	0	0	5,9671
1	1	0	14,3308
0	2	0	-47,2738
0	3	0	18,3635
3	1	0	-11,7569
2	2	0	-0,9627
0	4	0	-2,8759

En nuestro caso, siendo $B_p = 32,87$:

Relación $\frac{A_E}{A_O}$	δ_{opt}
0,40	66,007
0,55	65,440
0,70	64,626
0,85	63,430
1,00	61,714

1.4.7. Cálculo del diámetro óptimo D_{opt}

$$\delta = \frac{N \cdot D}{V_A} \rightarrow D_{opt} = \frac{\delta_{opt} \cdot V_A}{N}$$

Siendo

$D_{opt} \rightarrow$ diámetro óptimo (m)

$V_A = 11,015$ nudos

$N = 129$ rpm

Relación $\frac{A_E}{A_O}$	δ_{opt}	$D_{opt}(m)$
0,40	66,007	5,636
0,55	65,440	5,587
0,70	64,626	5,518
0,85	63,430	5,416
1,00	61,714	5,269

Estos diámetros óptimos D_{opt} han sido calculados a través de fórmulas y tablas basados en ensayos realizados en aguas abiertas, pero la hélice va a trabajar tras la corriente que produce el casco, por eso el diámetro necesita ser reducido. Nuestra hélice va a ser reducida en un 5%:

Relación $\frac{A_E}{A_O}$	$D_{opt}(m)$	$D_b(m)5\%$
0,40	5,636	5,354
0,55	5,587	5,307
0,70	5,518	5,242

0,85	5,416	5,145
1,00	5,269	5,005

Entonces debemos calcular el valor del nuevo δ_b :

$$\delta_b = \frac{N \cdot D_b}{V_A} = \frac{129 \cdot D_b}{11,015}$$

Relación $\frac{A_E}{A_O}$	D_b (m)	δ_b
0,40	5,354	62,702
0,55	5,307	62,151
0,70	5,242	61,390
0,85	5,145	60,254
1,00	5,005	58,615

1.4.8 Cálculo de la relación Paso/Diámetro (P/D)

Volveremos a hacer uso de las expresiones polinómicas de los diagramas $B_p - \delta$, en este caso:

$$\frac{P}{D} = \sum_{i=0}^{n_1} \sum_{j=0}^{n_2} \sum_{k=0}^{n_3} d_{ijk} \left(\frac{A_E}{A_O} \right)^i \left(\frac{\sqrt{B_p}}{10} \right)^j \left(\frac{\delta}{100} \right)^k$$

$P \rightarrow \text{paso}$

Los valores de los exponentes y del coeficiente “d” de las expresión polinómica para la serie B de 4 palas (B-4) son:

<i>P/D</i>			
i	j	k	d
0	0	0	2,53194
1	0	0	-0,42138
0	1	0	10,97929
0	0	1	-14,55367
2	0	0	-0,44379
1	1	0	-5,26895
1	0	1	2,74333
0	2	0	1,35486
0	1	1	-16,78441
0	0	2	17,96947
3	0	0	0,46988
2	1	0	2,69753
2	0	1	-2,63233
1	2	0	-5,00249
1	1	1	7,75103
0	3	0	-0,55565
0	2	1	4,33242
0	0	3	-4,00847
3	1	0	-0,95834
2	2	0	2,23447
2	0	2	1,36179
1	3	0	1,63258
1	0	3	3,95625
0	4	0	-0,38937
2	2	1	-2,52278
1	0	4	1,01816
0	3	2	-0,84403
3	0	3	-0,4688

2	4	0	-0,12744
1	5	0	-0,4371
0	6	0	0,3431
0	1	5	-0,09088
2	1	4	0,52279
3	4	1	0,13183
2	0	6	-0,13866
1	5	2	-0,00823
0	5	3	-0,00683
3	6	0	0,01331
1	3	5	-0,02457
3	5	2	-0,03416
2	6	3	0,00186
2	4	5	0,00192
2	3	6	0,00142
1	6	4	0,00166
1	5	5	0,00066
1	4	6	0,00028

Sustituyendo en el polinomio, obtenemos una relación P/D:

Relación $\frac{A_E}{A_O}$	δ_b	P/D
0,40	62,702	1,311
0,55	62,151	1,456
0,70	61,390	1,582
0,85	60,254	1,675
1,00	58,615	1,720

1.4.9 Cálculo de la eficiencia en aguas abiertas (η)

Según las expresiones polinómicas de los diagramas $B_p - \delta$:

$$\eta = \sum_{i=0}^{n_1} \sum_{j=0}^{n_2} \sum_{k=0}^{n_3} e_{ijk} \left(\frac{A_E}{A_O} \right)^i \left(\frac{\sqrt{B_p}}{10} \right)^j \left(\frac{\delta}{100} \right)^k$$

En este caso, el coeficiente “e” para una hélice de 4 palas tiene un valor de :

η			
i	j	k	e
0	0	0	1.120340
1	0	0	-0.254630
0	1	0	-1.175530
0	0	1	-0.742750
2	0	0	0.492670
1	1	0	-5.212040
1	0	1	4.136990
0	2	0	-3.841610
0	1	1	8.085880
0	0	2	-0.794010
3	0	0	-0.207440
2	1	0	5.072060
2	0	1	-4.827110
1	2	0	6.527990
1	1	1	-3.745970
0	3	0	2.586480
0	2	1	-3.090660
0	0	3	-3.484670
3	1	0	0.054740
2	2	0	-4.354810
2	0	2	2.683530
1	3	0	-1.531120

1	0	3	-0.391450
0	4	0	-0.320170
2	2	1	2.392280
1	0	4	1.846070
0	3	2	0.125750
3	0	3	-0.198160
2	4	0	-0.477110
1	5	0	0.103860
0	6	0	-0.459000
0	1	5	-0.108900
2	1	4	0.202500
3	4	1	-0.297520
2	0	6	0.165400
1	5	2	0.115990
0	5	3	0.024560
3	6	0	0.008750
1	3	5	0.003470
3	5	2	-0.016460
2	6	3	0.024800
2	4	5	-0.039530
2	3	6	-0.027470
1	6	4	0.011630
1	5	5	0.006500
1	4	6	0.001460

Entonces sustituyendo en la expresión, tendremos unos valores de eficiencia:

Relación $\frac{A_E}{A_O}$	δ_b	P/D	η_o
0,40	62,702	1,311	0,563
0,55	62,151	1,456	0,547

0,70	61,390	1,582	0,528
0,85	60,254	1,675	0,506
1,00	58,615	1,720	0,480

1.4.10 Estudio de la cavitación

Para un buen diseño de una hélice ha de procurarse que la relación de áreas A_E/A_0 sea la mínima posible, con tal que no exista cavitación peligrosa, pues el rendimiento de la hélice disminuye cuando A_E/A_0 aumenta, debido a la mayor superficie de la pala sujeta a fricción.

Recogiendo la experiencia del Canal de Wageningen, el método de Keller propone la siguiente expresión para el cálculo de la relación A_E/A_0 mínima necesaria:

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

donde:

$T \rightarrow$ empuje de la hélice (kg)

$Z \rightarrow$ número de palas

$P_0 \rightarrow$ presión estática en el eje de la hélice (kg/m²)

$P_V \rightarrow$ presión del vapor de agua (kg/m²)

$D \rightarrow$ diámetro de la hélice (m)

$K \rightarrow$ coeficiente con un valor de 0,2 para barcos con un sólo eje

La presión estática se calcula:

$$P_0 = P_A + \rho \cdot g \cdot h$$

$P_A \rightarrow$ presión atmosférica (kg/m²)

$\rho \rightarrow$ densidad del agua de mar (kg/m³)

$g \rightarrow$ gravedad m/s²

$h \rightarrow$ inmersión del eje (m)

$$P_A = 10332,27 \text{ kg/m}^2$$

$$\rho = 1025 \text{ kg/m}^3$$

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

$$h = 7,936 \text{ m}$$

$$P_o = 10332,27 + 1025 \cdot 9,81 \cdot 7,936 = 90130,73 \text{ kg/m}^2$$

El empuje de la hélice:

$$T = \frac{THP}{V_A}$$

$$\eta_o = \frac{THP}{DHP} \rightarrow THP = DHP \cdot \eta_o$$

Que para el primer caso (Relación $\frac{A_E}{A_o} = 0,40$):

$$THP = DHP \cdot \eta_o = 7742,1 \cdot 0,563 = 4358,8 \text{ kW}$$

$$T = \frac{THP}{V_A} = \frac{4358,8 \text{ kW}}{5,66 \text{ m/s}} = 770,106 \text{ kN} = 78502 \text{ kgf}$$

$$P_v = 238,39 \text{ kg/m}^2$$

$$\frac{A_E}{A_o} = \frac{(1.3 + 0.3 \cdot 4) \cdot 78502}{(90130,73 - 238,39)5,354^2} + 0,2 = 0,2761$$

Relación $\frac{A_E}{A_o}$	$D_b(m)$	η_o	$THP (kW)$	$T (kgf)$	A_E/A_o
0,40	5,354	0,563	4358,8	78502	0,2761
0,55	5,307	0,547	4234,9	76271	0,2753

0,70	5,242	0,528	4087,8	73622	0,2745
0,85	5,145	0,506	3917,5	70554	0,2741
1,00	5,005	0,480	3716,2	66929	0,2743

Basado en estos cálculos, vemos que para hélice con relación de áreas de 0.4 ya se cumple el criterio de cavitación de Keller y además es la que mejor rendimiento nos va a dar.

1.4.11 Dimensiones generales del propulsor seleccionado

Por lo tanto el propulsor seleccionado para nuestro buque tendrá las siguientes características:

4 palas

Relación $A_E/A_O = 0,40$

Diámetro $D_b = 5,354m = 5354mm$

Relación $P/D = 1,311$

Paso $P = 7,019m = 7019mm$

Rendimiento $\eta_O = 0,563 = 56,3\%$

Área del disco: $A_O = \pi \left[\frac{D}{2} \right]^2 = 22,513m^2$

Área expandida: $A_E = 9,005m^2$

1.4.12 Geometría de las palas

Una vez dimensionado el propulsor vamos a calcular la geometría de las palas que lo conforman. Como se explicó en la Introducción, la geometría de nuestro propulsor está basada en los modelos ensayados en el Canal de Wageningen basados en los cálculos de Troost.

La Serie B del Canal de Wageningen está dividida en familias de propulsores, y cada familia a su vez en individuos.

Las características geométricas que son constantes para todas las familias son:

- a) La forma de los perfiles. Son del tipo de ala de avión para $r \leq 0.7 R$ y de arco de círculo $r > 0.7 R$.
- b) Ley de espesores máximos. Es una ley lineal.
- c) El ángulo de lanzamiento. $\epsilon = 15^\circ$.

Dentro de cada familia los parámetros constantes son:

- 1) El número de palas, Z . Hay familias de 2, 3, 4, 5, 6 y 7 palas.
- 2) La relación Área expandida/Área disco. Para cada número de palas existe una cierta gama de relaciones A_E/A_O .

a) Paso de la pala

En la serie B de Wageningen, la ley de pasos, excepto para propulsores de 4 palas, es una ley constante desde la raíz al extremo de la pala. En los propulsores de 4 palas (nuestro caso) la ley de pasos se reduce linealmente desde la sección $0.5 R$ hasta la raíz (sección $0.2 R$).

Ley de pasos para propulsores de 4 palas:

Secciones	Paso
1,0 R	P
0,9 R	P
0,8 R	P
0,7 R	P
0,6 R	P
0,5 R	0,992 P
0,4 R	0,950 P
0,3 R	0,887 P

0,2 R	0,822 P
-------	---------

Por lo que para nuestra hélice ($P = 7,019 \text{ m}$), los pasos serán:

Secciones	Paso
1,0 R	7,019
0,9 R	7,019
0,8 R	7,019
0,7 R	7,019
0,6 R	7,019
0,5 R	6,962
0,4 R	6,668
0,3 R	6,225
0,2 R	5,769

b) Secciones de la pala (cuerda)

Las cuerdas o longitudes máximas de las secciones se calculan de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$c(r) = \frac{K(r) \cdot D \cdot \frac{A_E}{A_O}}{Z}$$

Cuando se proyecta un propulsor perteneciente a la Serie B, es más recomendable utilizar el contorno de la Serie BB, ya que el contorno de la serie B ha quedado poco representativo en la práctica moderna. La geometría de la cuerda de la serie BB viene dado por la Tabla:

r/R	K(r)	Skew/c(r)
-----	------	-----------

0,2	1,600	0,081
0,3	1,832	0,084
0,4	2,023	0,080
0,5	2,163	0,070
0,6	2,243	0,052
0,7	2,247	0,024
0,8	2,132	-0,020
0,85	2,005	-0,052
0,9	1,798	-0,098
0,95	1,434	-0,182
0,975	1,220	-0,273

Por lo tanto la cuerda de nuestras palas para los diferentes radios (r) serán:

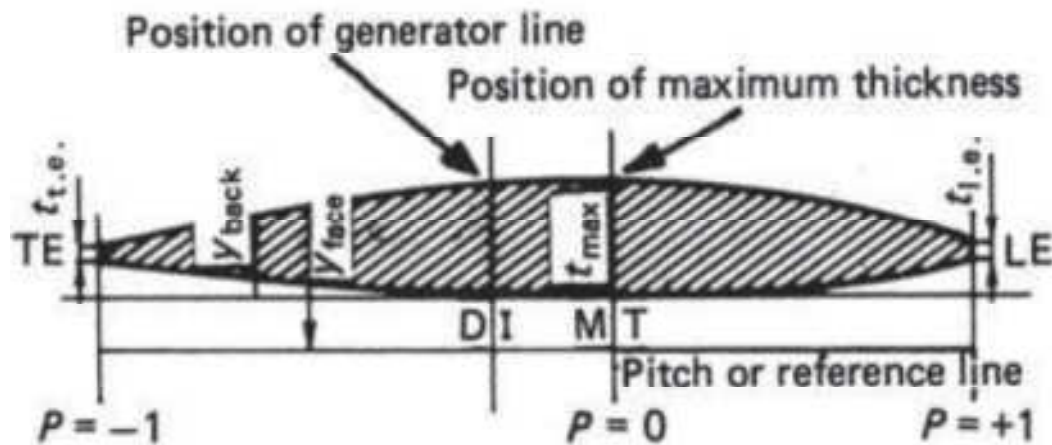
r/R	K(r)	Cuerda c(r) (mm)
0,2	1,600	856
0,3	1,832	981
0,4	2,023	1083
0,5	2,163	1158
0,6	2,243	1201
0,7	2,247	1203
0,8	2,132	1141
0,85	2,005	1073

0,9	1,798	962
0,95	1,434	768
0,975	1,220	653

c) Espesor máximo de las secciones

El máximo espesor para todos los propulsores puede calcularse por la siguiente fórmula:

$$\frac{t_{max}}{D} = A_r - B_r \cdot Z$$



Siendo A_r y B_r unas constantes dadas por la tabla:

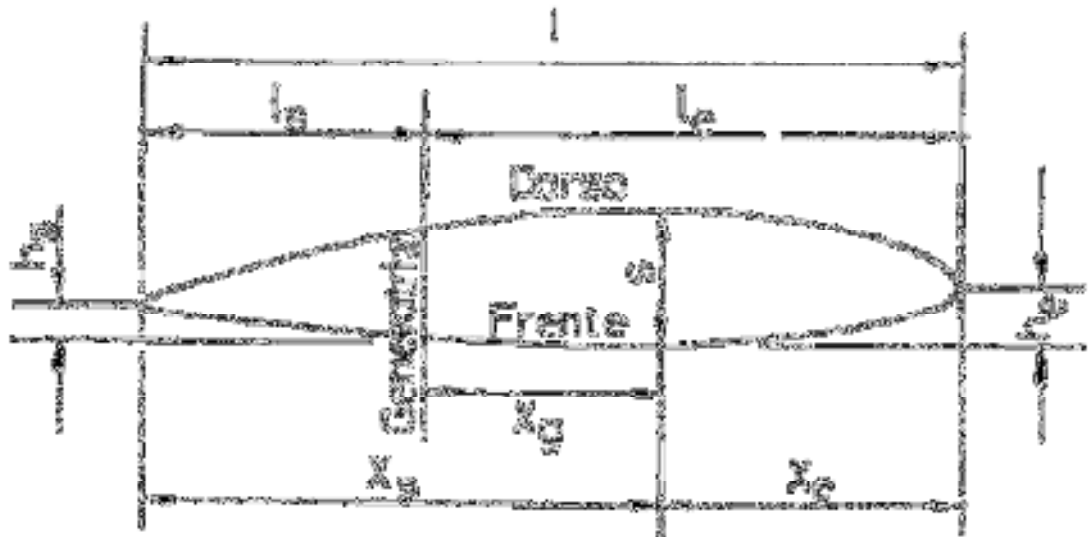
r/R	A_r	B_r
0,2	0,0526	0,0040
0,3	0,0464	0,0035

0,4	0,0402	0,0030
0,5	0,0340	0,0025
0,6	0,0278	0,0020
0,7	0,0216	0,0015
0,8	0,0154	0,0010
0,9	0,0092	0,0005
1,0	0,0030	0,0000

Por lo tanto aplicando la fórmula dada, el espesor máximo para cada radio (r) será:

r/R	A_r	B_r	$t_{\max} \text{ (mm)}$
0,2	0,0526	0,0040	196
0,3	0,0464	0,0035	173
0,4	0,0402	0,0030	151
0,5	0,0340	0,0025	128
0,6	0,0278	0,0020	106
0,7	0,0216	0,0015	84
0,8	0,0154	0,0010	61
0,9	0,0092	0,0005	39
1,0	0,0030	0,0000	16

Siendo I_e la distancia entre el borde de entrada y la línea generatriz y X_e la distancia entre el borde de entrada y la línea de máximo espesor:



Según las tablas de la serie B de Wageningen los valores de l_e y X_e :

r/R	l_e/c	X_e/c
0,2	0,617	0,350
0,3	0,613	0,350
0,4	0,601	0,351
0,5	0,586	0,355
0,6	0,561	0,389
0,7	0,524	0,443
0,8	0,463	0,479
0,9	0,351	0,500
1,0	0,000	0,000

Por lo tanto:

r/R	l_e/c	X_e/c	Cuerda c(r) (mm)	l_e (mm)	X_e (mm)
0,2	0,617	0,350	856	528	300
0,3	0,613	0,350	981	601	343
0,4	0,601	0,351	1083	651	380
0,5	0,586	0,355	1158	679	411
0,6	0,561	0,389	1201	674	467
0,7	0,524	0,443	1203	630	576
0,8	0,463	0,479	1141	528	546
0,9	0,351	0,500	962	338	481
1,0	0,000	0,000	-	-	-

d) Espesor de las secciones (contorno expandido)

Los perfiles que se obtienen de la intersección de cilindros coaxiales con el eje con la pala, se presentan expandidos, es decir estirados, sobre el plano. Cada perfil se dibuja sobre su radio correspondiente y la línea que une los extremos de las secciones se denomina contorno expandido de la pala.

La geometría del perfil correspondiente a cada sección cilíndrica desarrollada, se obtiene a través de las fórmulas siguientes que definen la cara de presión y la cara de succión:

Para $P > 0$

$$Y_{c.p.} = V_1(t_{max} - t_{b.e.})$$

$$Y_{c.s.} = (V_1 + V_2)(t_{max} - t_{b.e.}) + t_{b.e.}$$

Para $P < 0$

$$Y_{c.p.} = V_1(t_{max} - t_{b.s.})$$

$$Y_{c.s.} = (V_1 + V_2)(t_{max} - t_{b.s.}) + t_{b.s.}$$

siendo:

$Y_{c.p.} \rightarrow$ ordenadas verticales correspondientes a la cara de presión

$Y_{c.s.} \rightarrow$ ordenadas verticales correspondientes a la cara de succión

$t_{b.e.}, t_{b.s.} \rightarrow$ valores extrapolados del espesor en los bordes de entrada y salida

$V_1, V_2 \rightarrow$ coeficientes tabulados que dependen de r/R y P

$P \rightarrow$ coordenada adimensional a lo largo de la línea de paso:

$P = +1$ en el borde de ataque

$P = -1$ en el borde de salida

Los bordes de entrada y salida están constituidos por círculos que tangentean las caras de presión y de succión; podemos utilizar los siguientes valores mínimos de $t_{b.e.}$, $t_{b.s.}$:

$r/R = 0.2$	$t_{b.e.} = t_{b.s.} = 0.0022 (D+2) \leq 22 \text{ mm.}$
$r/R = 0.6$	$t_{b.e.} = t_{b.s.} = 0.0012 (D+4) \leq 13 \text{ mm.}$
$r/R = 0.975$	$t_{b.e.} = t_{b.s.} = 0.0006 (D+6.5) \leq 8 \text{ mm.}$

En nuestro caso:

$r/R = 0,2$	$t_{b.e.} = t_{b.s} = 11,3mm$
$r/R = 0,6$	$t_{b.e.} = t_{b.s} = 6,1mm$
$r/R = 0,975$	$t_{b.e.} = t_{b.s} = 3,1mm$

Coeficientes V_1 de la geometría de la sección desde el punto de máximo espesor al borde de entrada ($P>0$):

Radio	P>0									
r/R	1,0	0,95	0,9	0,85	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,2
0,7 a 1,0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,6	0,0382	0,0169	0,0067	0,0022	0,0006	0	0	0	0	0
0,5	0,1278	0,0778	0,0500	0,0328	0,0211	0,0085	0,0034	0,0008	0	0
0,4	0,2181	0,1467	0,1088	0,0833	0,0637	0,0357	0,0189	0,0090	0,0033	0
0,3	0,2923	0,2186	0,1760	0,1445	0,1191	0,0790	0,0503	0,0300	0,0148	0,0027
0,25	0,3256	0,2513	0,2068	0,1747	0,1465	0,1008	0,0669	0,0417	0,0224	0,0031
0,2	0,3560	0,2821	0,2353	0,2000	0,1685	0,1180	0,0804	0,0520	0,0304	0,0049
0,15	0,3860	0,3150	0,2642	0,2230	0,1870	0,1320	0,0920	0,0615	0,0384	0,0096

Coeficientes V2 de la geometría de la sección desde el punto de máximo espesor al borde de entrada (P>0):

Radio	P>0									
r/R	1,0	0,95	0,9	0,85	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,2
0,9 a 1,0	0	0,0975	0,1900	0,2775	0,3600	0,51	0,6400	0,75	0,84	0,9600
0,85	0	0,1000	0,1950	0,2830	0,3660	0,5160	0,6455	0,7550	0,8450	0,9615
0,8	0	0,1050	0,2028	0,2925	0,3765	0,5265	0,6545	0,7635	0,8520	0,9635
0,7	0	0,1240	0,2337	0,3300	0,4140	0,5615	0,6840	0,7850	0,8660	0,9675
0,6	0	0,1485	0,2720	0,3775	0,4620	0,6060	0,7200	0,8090	0,8790	0,9690
0,5	0	0,1750	0,3056	0,4135	0,5039	0,6430	0,7478	0,8275	0,8880	0,9710
0,4	0	0,1935	0,3235	0,4335	0,5220	0,6590	0,7593	0,8345	0,8933	0,9725
0,3	0	0,1890	0,3197	0,4265	0,5130	0,6505	0,7520	0,8315	0,8920	0,9750
0,25	0	0,1758	0,3042	0,4108	0,4982	0,6359	0,7415	0,8259	0,8899	0,9751
0,2	0	0,1560	0,2840	0,3905	0,4777	0,6190	0,7277	0,8170	0,8875	0,9750
0,15	0	0,1300	0,2600	0,3660	0,4520	0,5995	0,7105	0,8055	0,8825	0,9760

Coeficientes V1 de la geometría de la sección desde el punto de máximo espesor al borde de salida (P<0):

Radio	P<0									
r/R	-1,0	-0,95	-0,9	-0,80	-0,7	-0,6	-0,5	-0,4	-0,2	0
0,7 a 1,0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

0,5	0,0522	0,4020	0,0330	0,0190	0,0100	0,0040	0,0012	0	0	0
0,4	0,1467	0,1200	0,0972	0,0630	0,0395	0,0214	0,0116	0,0044	0	0
0,3	0,2306	0,2040	0,1790	0,1333	0,0943	0,0623	0,0376	0,0202	0,0033	0
0,25	0,2598	0,2372	0,2115	0,1651	0,1246	0,0899	0,0579	0,0579	0,0084	0
0,2	0,2826	0,2630	0,2400	0,1967	0,1570	0,1207	0,0880	0,0592	0,0172	0
0,15	0,3000	0,2824	0,2650	0,2300	0,1950	0,1610	0,1280	0,0955	0,0365	0

Coeficientes V2 de la geometría de la sección desde el punto de máximo espesor al borde de salida ($P < 0$):

Radio	$P < 0$									
r/R	-1,0	-0,95	-0,9	-0,8	-0,7	-0,6	-0,5	-0,4	-0,2	0
0,7 a 1,0	0	0,0975	0,19	0,36	0,51	0,64	0,75	0,84	0,96	1
0,6	0	0,0965	0,1885	0,3585	0,5110	0,6415	0,7530	0,8426	0,9613	1
0,5	0	0,0950	0,1865	0,3565	0,5140	0,6439	0,7580	0,8456	0,9639	1
0,4	0	0,0905	0,1810	0,3500	0,5040	0,6353	0,7525	0,8415	0,9645	1
0,3	0	0,0800	0,1670	0,3360	0,4885	0,6195	0,7335	0,8265	0,9683	1
0,25	0	0,0725	0,1567	0,3228	0,4740	0,6050	0,7184	0,8139	0,9519	1
0,2	0	0,0640	0,1455	0,3060	0,4535	0,5842	0,6995	0,7984	0,9446	1
0,15	0	0,0540	0,1325	0,2870	0,4280	0,5585	0,6770	0,7805	0,9360	1

De este modo, el contorno expandido de las palas en sus diferentes radios será:

a) Contorno expandido para la cara de presión ($P > 0$), valores de $Y_{c.p.}$:

Radio	$P > 0$									
r/R	1,0	0,95	0,9	0,85	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,2
0,7 a 1,0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,6	3,8	1,7	0,7	0,2	0,6	0	0	0	0	0
0,5	14,9	9,0	5,8	3,8	2,5	1,0	0,4	0,1	0	0
0,4	30,5	20,4	15,2	11,6	8,9	5,0	2,6	1,2	0,5	0
0,3	47,3	35,3	28,4	23,36	19,2	12,8	8,1	4,8	2,4	0,4
0,2	65,7	52,1	43,6	36,9	31,1	21,8	14,8	9,6	5,6	0,9

b) Contorno expandido para la cara de presión ($P < 0$), valores de $Y_{c.p.}$:

Radio	$P < 0$									
r/R	-1,0	-0,95	-0,9	-0,80	-0,7	-0,6	-0,5	-0,4	-0,2	0
0,7 a 1,0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,5	6,1	4,9	3,8	2,2	1,1	0,5	0,1	0	0	0
0,4	20,5	16,8	13,6	8,8	5,5	3,0	1,6	0,6	0	0
0,3	37,3	33,0	28,9	21,5	15,2	10,1	6,1	3,3	0,5	0
0,2	52,2	48,6	44,3	36,3	29,0	22,3	16,2	10,9	3,2	0

c) Contorno expandido para la cara de succión ($P > 0$), valores de $Y_{c.s.}$:

Radio	$P > 0$									
r/R	1,0	0,95	0,9	0,85	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,2
0,9 a 1,0	6,1	9,30	12,3	15,2	17,9	22,9	27,1	30,8	33,8	37,7
0,8	6,1	11,8	17,2	22,1	26,8	35,0	42,0	48,0	52,9	59,0
0,7	6,1	15,7	24,3	31,8	38,3	49,8	59,3	67,2	73,5	81,5
0,6	9,9	22,6	33,9	44,0	52,3	66,6	78,0	86,9	93,9	102,9
0,5	26,8	42,1	54,6	65,7	75,3	90,7	102,9	112,3	119,5	124,6
0,4	41,7	58,8	71,7	83,5	93,1	108,3	120,0	129,1	136,5	147,1
0,3	58,5	77,2	91,4	103,6	113,5	129,2	141,0	150,6	157,9	169,4
0,2	77,0	92,2	107,2	120,3	130,6	147,4	160,5	171,8	180,8	192,2

d) Contorno expandido para la cara de succión ($P < 0$), valores de $Y_{c.s.}$:

Radio	$P < 0$									
r/R	-1,0	-0,95	-0,9	-0,8	-0,7	-0,6	-0,5	-0,4	-0,2	0
0,9 a 1,0	6,1	9,3	12,3	17,9	22,9	27,1	30,8	33,7	37,9	39
0,8	6,1	11,4	16,5	25,9	34,1	41,2	47,3	52,2	56,6	61
0,7	6,1	13,7	20,9	34,1	45,8	55,9	64,5	71,5	80,9	84
0,6	6,1	15,7	24,9	41,9	57,1	70,2	81,3	90,3	102,1	106
0,5	17,4	27,3	36,9	55,1	72,4	86,9	99,9	110,0	123,8	128
0,4	31,8	40,7	50,2	69,0	87,2	103,0	118,4	129,5	146,0	151

0,3	48,6	57,2	67,2	87,2	105,5	121,5	136,0	148,2	168,4	173
0,2	63,5	71,7	82,5	104,1	124,5	141,5	156,7	169,7	188,9	196

Entonces el espesor en cada sección será:

r/R	Espesor en zona P>0				
	100%	80%	60%	40%	20%
0,9R	6,1	17,9	27,1	33,8	37,7
0,8R	6,1	26,8	42,0	52,9	59,0
0,7R	6,1	38,3	59,3	73,5	81,5
0,6R	13,7	52,9	78,0	93,9	102,9
0,5R	41,7	77,8	103,3	119,5	124,6
0,4R	72,2	102,0	122,6	137,0	147,1
0,3R	105,8	132,7	149,1	160,3	169,8
0,2R	142,7	161,7	175,3	186,4	193,1

r/R	Espesor en zona P<0				
	100%	80%	60%	40%	20%
0,9R	6,1	17,9	27,1	33,7	37,9
0,8R	6,1	25,9	41,2	52,2	56,6
0,7R	6,1	34,1	70,2	71,5	80,9
0,6R	6,1	41,9	70,2	90,3	102,1
0,5R	23,5	57,3	87,4	110,0	123,8
0,4R	52,3	77,8	106,0	130,1	146,0
0,3R	85,9	108,7	131,6	151,5	168,9
0,2R	115,7	140,4	163,8	180,6	192,1

e) Altura de los bordes de entrada y salida

Estos valores vienen expresados en tanto por ciento del espesor máximo en cada sección, y vienen dados en la Tabla:

r/R	h_E (%c)	h_S (%c)	c (mmm)	h_E (mm)	h_S (mm)
0,2	40	30	856	342	257
0,3	37,50	25,35	981	368	249
0,4	34,50	17,85	1083	374	193
0,5	30,40	9,70	1158	352	112
0,6	24,50	5,10	1201	294	61
0,7	16,05	-	1203	193	-
0,8	7,40	-	1141	84	-

1.4.13 Dimensionamiento del núcleo

Es altamente ventajoso que el núcleo de la hélice sea el menor posible, siempre que su resistencia estructural sea óptima.

De igual forma que el diámetro del núcleo es importante, la forma del núcleo también tiene una importancia considerable.

El núcleo de nuestro proyecto va a ser un núcleo convergente, esto es, con un diámetro en proa superior al de popa. El núcleo convergente es bastante utilizado para buques mercantes “lentos” como es nuestro buque.

Para las hélices de paso fijo como es la de nuestro proyecto, las dimensiones del núcleo están en el rango de 0,16 a 0,25 el diámetro de la hélice.

Para nuestro proyecto vamos a dimensionar el núcleo de la siguiente forma:

- diámetro de núcleo en la zona de proa: $0,2D=1070\text{mm}$
- diámetro del núcleo en la zona de popa: 930mm
- largo del núcleo: 1000mm

1.4.14 Comprobación de la resistencia mecánica de las palas

Una vez proyectada la hélice para obtener el mayor rendimiento posible y un buen comportamiento frente a la cavitación, es preciso calcular para cada sección de la pala, los espesores necesarios para que pueda soportar sin fractura ni deformaciones excesivas, los esfuerzos a los que van a estar sometidas. Este cálculo es imprescindible, ya que unos espesores exageradamente grandes, fruto de un excesivo conservadurismo, darían lugar a una caída del rendimiento de las secciones y a un aumento del riesgo de cavitación.

En nuestro caso y dado que el buque es Clasificado por la Sociedad RINA, realizaremos la comprobación acorde a su reglamento. Según el reglamento RINA (Pt.C Ch.1 Sec.8.2.2) este cálculo se hace para dos secciones que son 0.25R y 0.6R:

$$t_{0.25} = 3,2 \left[f \cdot \frac{1,5 \cdot 10^6 \cdot \rho \cdot M_T + 51 \cdot \delta \cdot \left(\frac{D}{100} \right)^3 \cdot B \cdot l \cdot N^2 \cdot h}{l \cdot Z \cdot R_m} \right]^{0,5}$$

Donde

$f \rightarrow$ factor del material, en nuestro caso siendo el material Cu3, $f = 8,3$

$\rho \rightarrow D/\rho$, en nuestro caso $\rho = 0,762$

$M_T \rightarrow$ par continuo transmitido, $M_T = 9,55 \left(\frac{P}{N} \right) = 9,55 \left(\frac{7860}{129} \right) = 581,88 \text{ kN} \cdot \text{m}$

$\delta \rightarrow$ densidad del material de la pala, siendo el material Cu3, $\delta = 7,6$

$D \rightarrow$ diámetro de la hélice, $D = 5,354 \text{ m}$

$B \rightarrow$ Relación de area expandida, $B = 0,40$

$l \rightarrow$ ancho de la pala en el radio de 0,25R, $l = 918$

$N \rightarrow \text{rpm}$, $N = 129$

$h \rightarrow$ inclinación de la pala (rake), $h = 0,0$

$Z \rightarrow$ nº de palas, $Z = 4$

$R_m \rightarrow$ carga de rotura del material, siendo Cu3, $R_m = 590 \text{ N/mm}^2$

$$t_{0.25} = 3,2 \left[8,3 \cdot \frac{1,5 \cdot 10^6 \cdot 0,762 \cdot 581,88 + 51 \cdot 7,6 \cdot \left(\frac{5,354}{100}\right)^3 \cdot 0,40 \cdot 918 \cdot 129^2 \cdot 0}{918 \cdot 4 \cdot 590} \right]^{0,5}$$

$$t_{0.25} = 161,5 \text{ mm}$$

Nuestro espesor diseñado en 0.25R es $t=184\text{mm}$, con lo cual cumple con los requerimientos de la Clase.

Para la sección en 0,6R:

$$t_{0.6} = 1,9 \left[f \cdot \frac{1,5 \cdot 10^6 \cdot \rho_{0,6} \cdot M_T + 18,4 \cdot \delta \cdot \left(\frac{D}{100}\right)^3 \cdot B \cdot l \cdot N^2 \cdot h}{l_{0,6} \cdot Z \cdot R_m} \right]^{0,5}$$

$\rho_{0,6} \rightarrow D/p_{0,6}$, en nuestro caso $\rho = 0,762$

$l \rightarrow$ ancho de la pala en el radio de 0,6R, $l = 1201 \text{ mm}$

$$t_{0.6} = 1,9 \left[8,3 \cdot \frac{1,5 \cdot 10^6 \cdot 0,762 \cdot 581,88 + 18,4 \cdot 7,6 \cdot \left(\frac{5,354}{100}\right)^3 \cdot 0,40 \cdot 1201 \cdot 129^2 \cdot 0}{1201 \cdot 4 \cdot 590} \right]^{0,5}$$

$$t_{0.6} = 83,8 \text{ mm}$$

Nuestro espesor diseñado en $0.6R$ es $t=106\text{mm}$, con lo cual cumple con los requerimientos de la Clase.

1.5 Desarrollo de cálculos para los ejes intermedio y de cola.

Acoplado directamente al motor principal se va a instalar la línea de ejes. A través de las reglas de la sociedad clasificadora del buque (RINA) se va a dimensionar el eje intermedio y el eje de cola.

La línea de ejes (intermedio + cola) va a ser de acero forjado, sólida y los ejes irán acoplados por bridas empernadas.

La conexión de la hélice al eje de cola será de tipo cónico (sin chaveta) insertado por presión de aceite.

La bocina será lubricada por aceite con cojinetes de metal blanco antifricción.

Según datos recibidos por el astillero la longitud total del eje intermedio ha de ser 8360mm y la del eje de cola de 7087mm .

1.5.1 Dimensionamiento del eje de intermedio

Según las reglas del RINA Pt.C Ch.1 Sec.7 2.2, el diámetro mínimo del eje intermedio no será menor de:

$$d = F \cdot k \cdot \left[\frac{P}{n \cdot (1 - Q^4)} \cdot \frac{560}{R_m + 160} \right]^{1/3}$$

donde,

$F \rightarrow$ factor de propulsión cuyo valor es 100 para ejes movidos por motores diesel

$k \rightarrow$ factor que depende del diseño de la línea de ejes, en nuestro caso $k = 1,00$

$P \rightarrow$ potencia del motor principal en kW, $P = 7860 \text{ kW}$

$n \rightarrow$ velocidad de giro del eje en rpm, $n = 129\text{rpm}$

$Q \rightarrow$ factor que depende si el eje es hueco o sólido, para ejes sólidos $Q = 0$

$R_m \rightarrow$ carga de rotura del material, siendo acero forjado, $R_m = 600 \text{ N/mm}^2$

Por lo tanto,

$$d = 100 \cdot 1,00 \cdot \left[\frac{7860}{129 \cdot (1 - 0)^4} \cdot \frac{560}{600 + 160} \right]^{1/3} = 355,4\text{mm}$$

Diseño : 370mm

Decidimos colocar un eje intermedio sólido, de acero forjado y 370 mm de diámetro.

1.5.2 Dimensionamiento del eje de cola

De acuerdo con las reglas de RINA Pt.C Ch.1 Sec.7.2.2:

$$d = 100 \cdot k_p \cdot \left[\frac{P}{n \cdot (1 - Q^4)} \cdot \frac{560}{R_m + 160} \right]^{1/3}$$

$k_p \rightarrow$ factor cuyo valor depende de la construcción del eje.

Para nuestro caso (eje sin chaveta, bocina lubricada por aceite), $k_p = 1,22$

$P \rightarrow$ potencia declarada en el certificado e clase, $P = 7860 \text{ kW}$

$n \rightarrow$ rpm a la potencia declarada en el certificado de Clase, $n = 129\text{rpm}$

$Q \rightarrow$ factor que depende si el eje es hueco o sólido, para ejes sólidos $Q = 0$

$R_m \rightarrow$ carga de rotura del material del cual se componga el eje (N/mm^2)

el material del eje será un acero forjado al carbono y carbono – manganeso, con R_m
 $= 600\text{N/mm}^2$

Por lo que eje de cola deberá tener un diámetro mínimo de:

$$d = 100 \cdot 1,22 \cdot \left[\frac{7860}{129 \cdot (1 - 0)^4} \cdot \frac{560}{600 + 160} \right]^{1/3} = 433,6$$

Diseño: 440mm

Decidimos colocar un eje de cola sólido, de acero forjado y 440 mm de diámetro.

1.5.3 Dimensionamiento de la conicidad del eje de cola para el ajuste de la hélice.

Como acabamos de calcular, el eje de cola tendrá un diámetro de 440mm. La hélice va a ir unida al eje de cola a través de un ajuste cónico sobre el eje de cola. De acuerdo a las reglas RINA la reducción cónica no ha de exceder la relación 1/15.

Sabiendo que la longitud del núcleo de la hélice es 1000mm, que el diámetro del eje de cola es 440mm, y que la relación cónica va a ser 1/15, los diámetros del cono serán:

$$\phi_{proa} = 440\text{mm}$$

$$\phi_{popa} = 410\text{mm}$$

1.5.4 Dimensionamiento de la brida de acoplamiento entre eje de cola y eje intermedio

De acuerdo con las reglas de RINA Pt.C Ch.1 Sec.7.2.5, las bridas de acoplamiento entre ambos ejes deberán tener un espesor de al menos 0,2 veces el diámetro calculado por las fórmulas dadas por las reglas, es decir en nuestro caso:

$$t \geq 0,2 \cdot d \geq 0,2 \cdot 355,4 = 71,1mm$$

Decidimos que las bridas de acoplamiento tendrán un espesor de 75mm.

El radio de entrada de las bridas también será calculado por las reglas de la Sociedad Clasificadora, de esta forma y de acuerdo a las reglas RINA, el radio de las bridas será de al menos 0.08 veces el diámetro del eje:

$$r = 0,08 \cdot d_{real} = 0,08 \cdot 370 = 29,6mm$$

Decidimos que las bridas tendrán un radio de entrada de 35mm.

1.5.5 Dimensionamiento de los pernos de la brida de acoplamiento entre eje de cola y eje intermedio

Ahora calcularemos el diámetro mínimo de los pernos de la brida de conexión entre el eje de cola y el eje intermedio, para ello volvemos a las reglas RINA, donde:

$$d_B = 0,65 \cdot \sqrt{\frac{d^3 \cdot (R_m + 160)}{n_B \cdot D_C \cdot R_{mB}}}$$

$d \rightarrow$ diámetro del eje intermedio calculado por las reglas, $d = 355,4mm$

$R_m \rightarrow$ carga de rotura del material del cual se componga el eje (N/mm^2)

el material del eje será un acero forjado al carbono y carbono – manganeso,

$$R_m = 600 \text{ N/mm}^2$$

$n_B \rightarrow$ número de pernos, $n_B = 10$

$D_C \rightarrow$ diámetro entre centros de los pernos, $D_C = 570 \text{ mm}$

$R_{mB} \rightarrow$ carga de rotura del material de los pernos, será también acero forjado al carbono y carbono manganeso, $R_{mB} = 600 \text{ N/mm}^2$

Entonces su diámetro será:

$$d_B = 0,65 \cdot \sqrt{\frac{355,4^3 \cdot (600 + 160)}{10 \cdot 570 \cdot 600}} = 64,9$$

Elegimos unos pernos de diámetro 70mm.

1.6 Cálculo del peso de la hélice.

Para el cálculo del peso de la hélice (palas + núcleo), primero debemos calcular el área de una pala y luego su volumen, una vez obtenido el volumen de una pala, se multiplicará por el número de palas y a su vez por la densidad del material (aleación Cu3). Así obtendremos el peso de las palas.

A ello le sumaremos el peso del núcleo que es un tronco de cono hueco.

Para calcular el área de una pala habrá que realizar una integral por cada sección de área del elemento:

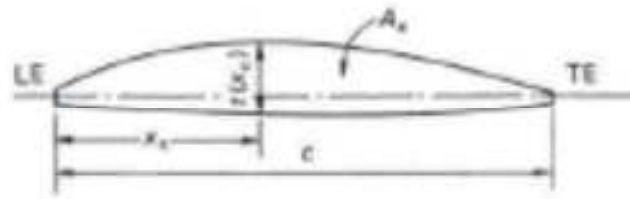
$$A_x = c \int_0^1 t(X_c) dX_c$$

donde:

$A_x \rightarrow$ área de la sección r/R

$c \rightarrow$ cuerda de la sección

$t \rightarrow$ espesor en cada sección de la cuerda



Esta integración la resolvemos por el método de Simpson para la resolución de integrales:

X_c	$t(X_c)$	Múltiplo Simpson (SM)	SM x $t(X_c)$
0,0	t_{LE}	1/2	$\frac{1}{2} \times t_{LE}$
0,1	$t_{0,0c}$	2	$2 \times t_{0,1c}$
0,2	$t_{0,2c}$	1	$t_{0,2c}$
0,3	$t_{0,3c}$	2	$2 \times t_{0,3c}$
.	.	.	.
.	.	.	.
0,9	$t_{0,9c}$	2	$2 \times t_{0,9c}$
1,0	t_{TE}	1/2	$\frac{1}{2} \times t_{TE}$

Σo

$$A_x = \frac{0,2 \cdot c \cdot \Sigma o}{3}$$

Es decir, para el 0,9R:

	X_c	$t(X_c)$	Múltiplo Simpson (SM)	SM x $t(X_c)$
P<0	100%	6,1	1/2	3,05
	80%	17,9	2	35,8
	60%	27,1	1	27,1

	40%	33,7	2	67,4
	20%	37,9	1	37,9
	0	39,0	2	78
P>0	20%	37,7	1	37,7
	40%	33,8	2	67,6
	60%	27,1	1	27,1
	80%	17,9	2	35,8
	100%	6,1	1/2	3,05
$\Sigma_0 =$				420,5

Realizando los cálculos para los demás radios, 0,8R a 0,2R, tenemos que el sumatorio para cada sección es:

r/R	SM x t	c (mm)	A _x (mm ²)
0,9R	420,5	962	26968,07
0,8R	642,5	1141	48872,93
0,7R	900,8	1203	72244,16
0,6R	1133,1	1201	90723,54
0,5R	1456,9	1158	112472,7
0,4R	1779,75	1083	128498
0,3R	2167,65	981	141764,3
0,2R	2583,7	856	147443,1

Ahora que tenemos el área en cada sección, para calcular el volumen deberemos integrar de nuevo:

$$V = \int_r^R A_x dr$$

Que volviendo a utilizar Simpson:

r/R	A _x (mm ²)	SM	SM x A _x
1,0R	0	1/2	0
0,9R	26968,07	2	53936,14
0,8R	48872,93	1	48872,83
0,7R	72244,16	2	144488
0,6R	90723,54	1	90723,54
0,5R	112472,7	2	224945,4
0,4R	128498	1	128498
0,3R	141764,3	2	283528,6
0,2R	147443,1	1/2	73721,55
$\Sigma_1 =$			1048714

$$V = \frac{(R - r)\Sigma_1}{15}$$

$$V_{pala} = \frac{(2677 - 535,4) \cdot 1048714}{15} = 149728393,5 \text{ mm}^3 = 149,7 \text{ dm}^3$$

Este volumen ha de ser corregido para tener en cuenta el volumen de la pala en la raíz, es decir, del radio cero al 0,2R. Un factor del 5% en exceso es considerado razonable.

Entonces:

$$V_{pala} = 149,7 \text{ dm}^3$$

$$V_{4palas} = 598,9 \text{ dm}^3$$

Ahora calculamos el volumen del núcleo, que no deja de ser un cono exterior y un cono hueco interior:

Volumen del cono exterior:

$$V_{cono \text{ ext}} = \frac{1}{3} \pi h (R^2 + r^2 + R \cdot r)$$

$$V_{cono \text{ ext}} = \frac{1}{3} \pi \cdot 1000 (535^2 + 465^2 + 535 \cdot 465) = 786680980,4 \text{ mm}^3$$

Volumen del cono interior:

$$V_{cono \text{ int}} = \frac{1}{3} \pi h (R^2 + r^2 + R \cdot r)$$

$$V_{cono \text{ int}} = \frac{1}{3} \pi \cdot 1000 (220^2 + 205^2 + 220 \cdot 205) = 141921448,1 \text{ mm}^3$$

Volumen del núcleo:

$$V_{nucleo} = V_{cono \text{ ext}} - V_{cono \text{ int}}$$

$$V_{nucleo} = 644759532,3 \text{ mm}^3 = 644,7 \text{ dm}^3$$

Volumen de la hélice:

$$V_{hélice} = V_{palas} + V_{núcleo} = 1273,6 \text{ dm}^3$$

Siendo la densidad de la aleación Cu3:

$$\rho = 7,6 \text{ kg/dm}^3$$

Peso del núcleo:

$$\text{Peso núcleo} = 644,7 \text{ dm}^3 \cdot 7,6 \text{ kg/dm}^3$$

$$\text{Peso núcleo} = 4899,7 \text{ kg}$$

Peso de la hélice será:

$$\text{Peso hélice} = 1273,6 \text{ dm}^3 \cdot 7,6 \text{ kg/dm}^3$$

$$\text{Peso hélice} = 9679 \text{ kg}$$

1.7 Cálculo del centro de gravedad radial de la pala

Para el cálculo de la posición del centroide de la pala seguimos usando el método de Simpson:

r/R	A _x (mm ²)	SM	SM x A _x	1er momento (1 ^{er} M)	SM x A _x x 1 ^{er} M
1,0R	0	1/2	0	0	0
0,9R	26968,07	2	53936,14	1	53936,1
0,8R	48872,93	1	48872,83	2	97745,6
0,7R	72244,16	2	144488	3	433464,9
0,6R	90723,54	1	90723,54	4	362894,1
0,5R	112472,7	2	224945,4	5	1124727
0,4R	128498	1	128498	6	770988
0,3R	141764,3	2	283528,6	7	1984700,2
0,2R	147443,1	1/2	73721,55	8	589772,4
$\Sigma_1 =$			1048714	$\Sigma_2 =$	5418228,5

La posición del centroide desde el filo de la pala será:

$$X_g = \frac{\Sigma_2(R - r)}{10 \cdot \Sigma_1} = \frac{5418228,5 \cdot (2677 - 535,4)}{10 \cdot 1048714}$$

$$X_g = 1106,46 \text{ mm}$$

La posición del centroide desde el eje:

$$X_s = R - X_g = 2677 - 1106,46$$

$$X_s = 1570,54 \text{ mm}$$

1.8 Cálculo de la inercia de la pala

Para el cálculo del momento de inercia de la pala con respecto al eje de la hélice aplicaremos el teorema Steiner, es decir, calcularemos primero el momento de inercia con respecto a un eje que pasa por la punta de la pala y una vez obtenido éste, calcularemos el momento de inercia con respecto al eje de la hélice.

Para el cálculo del momento de inercia de la pala con respecto a un eje que pase por la punta de la pala seguimos aplicando Simpson:

r/R	A _x (mm ²)	SM	SM x A _x	1 ^{er} M	SM x A _x x 1 ^{er} M	2 ^{do} M	SM x A _x x 1 ^{er} M x 2 ^{do} M
1,0R	0	1/2	0	0	0	0	0
0,9R	26968,07	2	53936,14	1	53936,1	1	53936,1
0,8R	48872,93	1	48872,83	2	97745,6	2	195491,3
0,7R	72244,16	2	144488	3	433464,9	3	1300394,9

0,6R	90723,54	1	90723,54	4	362894,1	4	1451576,6
0,5R	112472,7	2	224945,4	5	1124727	5	5623635
0,4R	128498	1	128498	6	770988	6	4625928
0,3R	141764,3	2	283528,6	7	1984700,2	7	13892901,4
0,2R	147443,1	1/2	73721,55	8	589772,4	8	4718179,2
$\Sigma_1=$			1048714	$\Sigma_2=$	5418228,5	$\Sigma_3=$	31862042,6

$$I_{filo} = \frac{2}{3} \Sigma_3 \left(\frac{R - r_h}{10} \right)^3$$

$$I_{filo} = \frac{2}{3} 31862042,6 \cdot \left(\frac{2677 - 535,4}{10} \right)^3 = 2,086 \cdot 10^{14} mm^5$$

$$I_{filo} = 20863990,53 dm^5$$

Y ahora aplicando teorema de Steiner:

$$I_{ox} = \rho \cdot k \left[I_{filo} - \frac{2}{3} \Sigma_1 (R - r_h) (X_g^2 - X_s^2) \right]$$

$$I_{ox} = 7,6 kg/dm^3 \cdot 0,05 \left[20863990,53 dm^5 - \frac{2}{3} \cdot 104,871 (26,77 - 5,354) (15,70^2 - 11,06^2) dm^5 \right]$$

$$I_{ox} = 7857669,7 kg \cdot dm^2 = 78576,697 kg \cdot m^2$$

1.9 Cálculo de la inercia del núcleo

$$I_{nucleo} = \frac{1}{10} \rho \pi H (R^4 - r^4) - (R_1^4 - r_1^4)$$

$$I_{nucleo} = \frac{1}{10} \cdot 7,6 \frac{kg}{dm^3} \cdot 10 dm (5,35^4 - 4,65^4) - (2,2^4 - 2,05^4)$$

$$I_{nucleo} = 2629,2 \text{ kg} \cdot \text{dm}^2 = 26,292 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

1.10 Cálculo de la inercia de la hélice

$$I_{hélice} = I_{núcleo} + Z \cdot I_{OX}$$

$$I_{hélice} = 26,292 + 4 \cdot 78576,697$$

$$I_{hélice} = 316936 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

1.11 Cálculo del peso del eje intermedio

Se calculará primero su volumen por la fórmula de un cilindro macizo, conociendo su longitud y su diámetro:

$$Longitud = 8360 \text{ mm}$$

$$Diámetro = 370 \text{ mm}$$

$$V = \pi r^2 h = \pi \cdot (185)^2 \cdot 8360$$

$$V = 898,87 \text{ dm}^3$$

Entonces el peso será:

$$Peso = V \cdot \text{densidad material}$$

Densidad acero forjado: 7850 kg/m³

$$Peso = 7056 \text{ kg}$$

1.12 Cálculo del peso del eje de cola

Se calculará primero su volumen por la fórmula de un cilindro macizo, conociendo su longitud y su diámetro:

$$Longitud = 7087 \text{ mm}$$

$$Diámetro = 440 \text{ mm}$$

$$V = \pi r^2 h = \pi \cdot (220)^2 \cdot 7087$$

$$V = 1077,6 \text{ dm}^3$$

Entonces el peso será:

$$Peso = V \cdot \text{densidad material}$$

$$Peso = 8459 \text{ kg}$$

1.13 Material de la hélice

La hélice va a realizarse en una aleación de cobre-níquel-aluminio (denominada Cu3). La fundición de la hélice ha de realizarse en una fundición aprobada por la sociedad de Clasificación.

1.13.1 Composición química

De acuerdo a los requerimientos de materiales de la Sociedad de Clasificación, la composición química de los materiales deberá estar dentro de estos valores:

Aleación	Composición química (%)							
	Cu	Sn	Zn	Pb	Ni	Fe	Al	Mn
Cu3	77-82	max. 0,1	max. 6,0	max 0,03	3,0-6,0	2,0-6,0	7,0-11-0	0,5-4,0

1.13.2 Propiedades mecánicas

De acuerdo a los requerimientos mecánicos de la Sociedad de Clasificación, los ensayos mecánicos de tracción deberán dar unos resultados por encima de los valores indicados en la siguiente tabla:

Aleación	Límite elástico mínimo (N/mm ²)	Carga de rotura mínimo (N/mm ²)	Alargamiento mínimo (%)
Cu3	245	590	16

1.13.3 Acabado de la superficie

Para el acabado de la superficie tomaremos como referencia la norma ISO 484/1 sobre estándares constructivos de hélices de diámetro mayor de 2.50 metros.

La fundición ha de estar libre de superficies o defectos internos y el acabado será, de acuerdo a la citada norma, de calidad I, es decir la rugosidad de las palas no deberá ser mayor de 6 micrómetros.

1.14 Materiales de la línea de ejes

Cómo ya habíamos comentado, la línea de ejes será maciza y se realizará en acero forjado. Los aceros forjados para la fabricación de ejes pueden ser de varios tipos, en nuestro caso será hecho en acero de aleación carbono-manganeso.

Según las normas de las sociedades de clasificación, los aceros forjados al carbono o al carbono-manganeso para la fabricación de ejes de propulsión se han de suministrar con al menos una de las siguientes condiciones:

- plenamente recocido;
- normalizado;
- normalizado y revenido;
- templado y revenido.

Nosotros vamos a requerir un acero forjado al carbono-manganeso plenamente recocido.

1.14.1 Composición química

De acuerdo a los requerimientos de la Sociedad de Clasificación para el acero forjado al carbono-manganeso, la composición química ha de ser la siguiente:

Acero forjado	Composición química mínima en %									
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Cu	Residuos
C-Mn	0,65	0,45	0,30- 1,50	0,035	0,035	0,30	0,15	0,40	0,30	0,85

1.14.2 Propiedades mecánicas

De acuerdo a los requerimientos mecánicos de la Sociedad de Clasificación, los ensayos mecánicos de tracción deberán dar unos resultados por encima de los valores indicados en la siguiente tabla:

Acero forjado	Límite elástico N/mm ²	Carga de rotura N/mm ²	Alargamiento % (min)		Extrusion % (min)		Dureza (Brinell)
			Long	Trans	Long	Trans	
C-Mn	300	600	18	13	40	27	175-215

1.14.3 Condiciones de suministro

Según las normas de las sociedades de clasificación, los aceros forjados al carbono o al carbono-manganeso para la fabricación de ejes de propulsión se han de suministrar con al menos una de las siguientes condiciones:

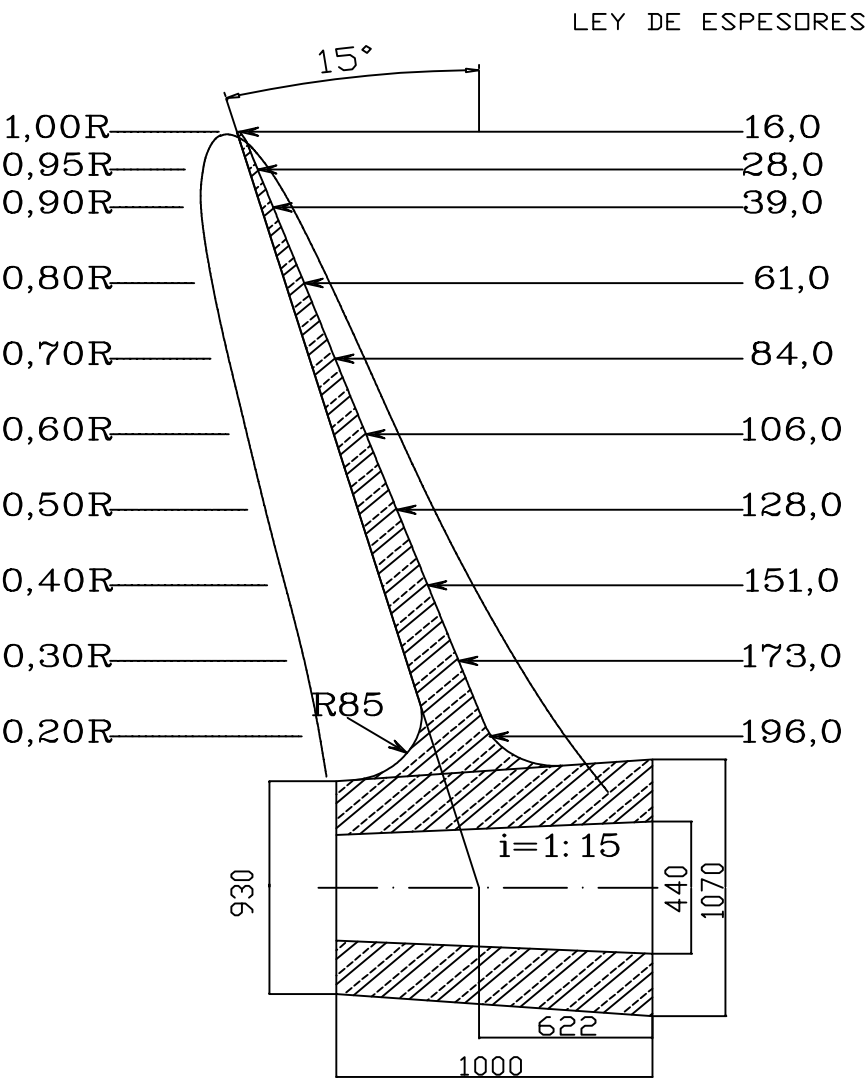
- plenamente recocido;
- normalizado;
- normalizado y revenido;
- templado y revenido.

Nosotros vamos a requerir un acero forjado al carbono-manganeso plenamente recocido.

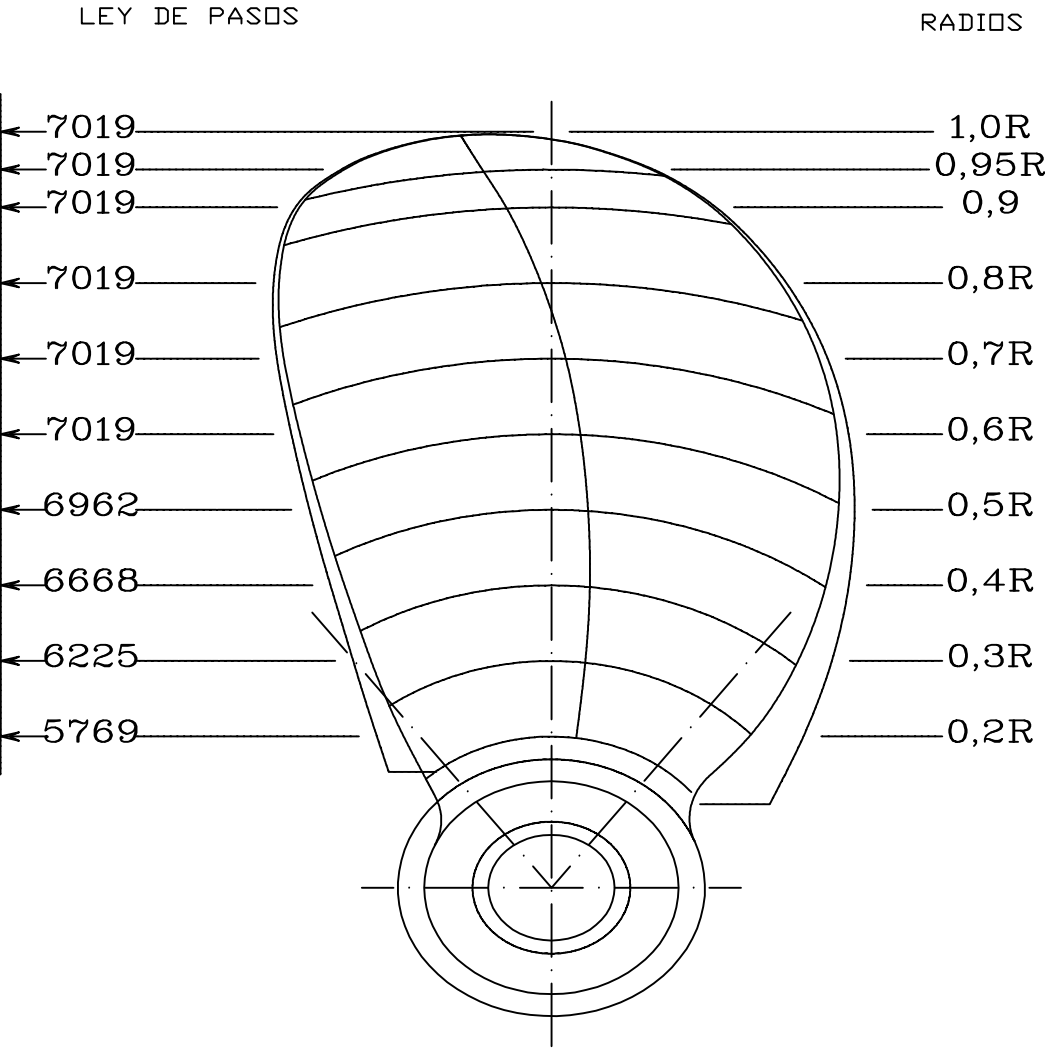
Documento N°2:

PLANOS

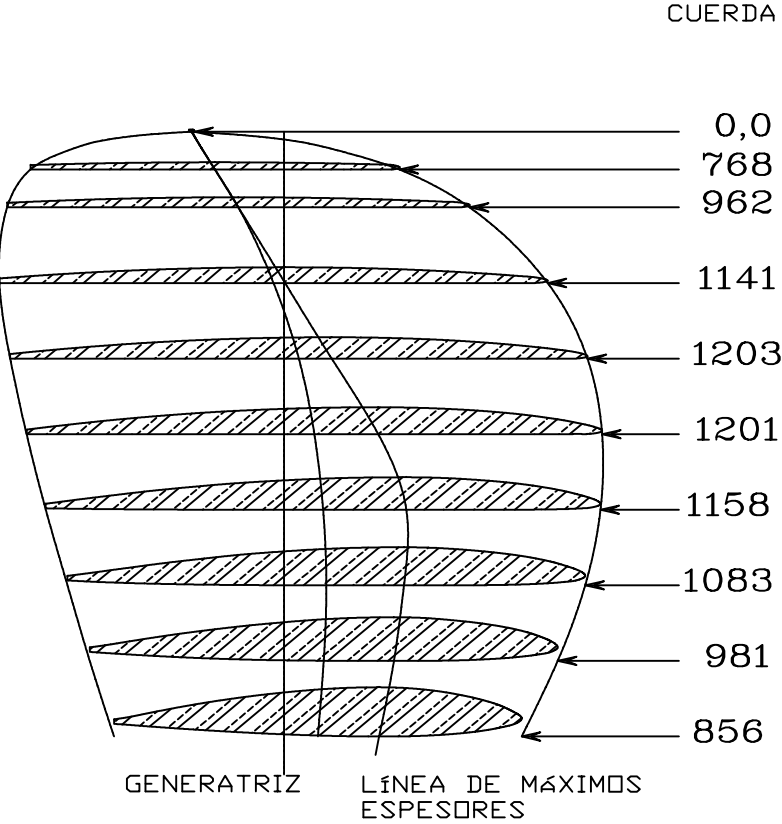
Perfil Lateral



Perfil Frontal



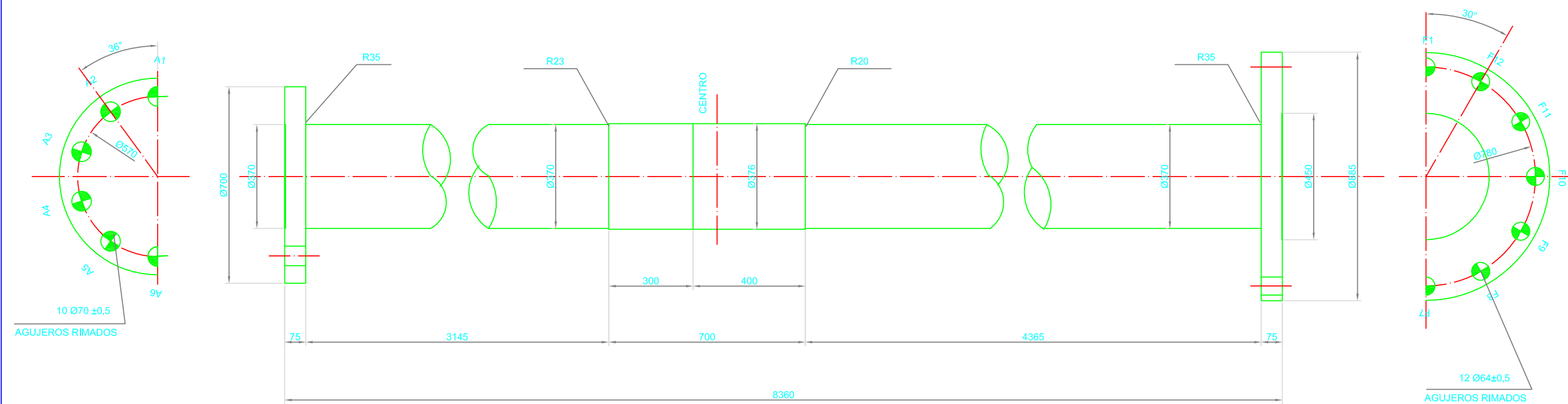
Secciones Cilíndricas



DATOS	
TIPO DE HÉLICE	SERIE B
Nº DE PALAS	4
DIÁMTERO	5354 mm.
PASO	7019 mm.
RELACIÓN AD/A0	0,40
TOLERANCIA	Clase I (ISO 484)

LANZAMIENTO	15°
MATERIAL	CU-3 CUNIAL
POTENCIA DISEÑO	7860 kW
R.P.M. DISEÑO	1129
PESO	9679 KG
INERCIA EN AIRE	316936 Kg.m ²

ESCALA	1:6	UNIVERSIDAD DE CANTABRIA
FORMATO	A-3	
AUTOR	L .F. G.	
REALIZADO	02/08/13	GRADO EN INGENIERIA MARITIMA
REVISION	10/08/13	
APROBADO	31/08/13	
		HÉLICE



ESCALA	1:10	UNIVERSIDAD DE CANTABRIA
FORMATO	A-3	
AUTOR	L .F. G.	
REALIZADO	02/08/13	GRADO EN INGENIERIA MARITIMA
REVISION	10/08/13	
APROBADO	31/08/13	
		EJE INTERMEDIO



PRODUCED BY AN AUTODESK EDUCATIONAL PRODUCT

Documento N°3:

PLIEGO DE CONDICIONES

3.1 Pliego de condiciones generales.

3.1.1 Condiciones generales.

El objeto del siguiente proyecto es la fabricación de una hélice de paso fijo y de su eje de propulsión para el buque especificado en la MEMORIA.

El presente pliego de condiciones tiene por objeto definir al fabricante de la hélice, el alcance del trabajo y la ejecución cualitativa del mismo. El presente pliego determina los requisitos a los que se debe de ajustar la ejecución de la fabricación acorde al diseño de la hélice del presente proyecto.

La fabricación y diseño objeto del proyecto consistirá en la ejecución de las obras necesarias para suministrar la hélice al astillero. Todo ello cumplirá con lo dispuesto en la norma UNE 24042 (Contratación de Obras – Condiciones Generales).

3.1.2 Definiciones

- Fabricante: Es la empresa que se encarga de la construcción y fabricación de la hélice y el eje propulsor.
- Astillero: es el cliente al cual va destinada la hélice y su eje de propulsión.
- Director de obra: Es la persona designada por el fabricante y que se asigna como responsable de la correcta fabricación de la hélice y eje propulsor.
- Sociedad de Clasificación: es la tercera parte, que contratada por el astillero, verificará que la construcción de la hélice y del eje propulsor se ha realizado acorde a las normas establecidas en este pliego.

3.1.3 Reglamentos y normas.

En la ejecución de la hélice se seguirá lo dispuesto en los siguientes reglamentos:

- ISO 484/1 de 198 “Hélices de paso fijo, tolerancias de fabricación para hélices de diámetro mayor de 2.50m”;

- Reglamento de la Sociedad de Clasificación RINA;
- Real Decreto 3384//1971 de 28 de Octubre sobre Reglamento de reconocimiento de buques y embarcaciones mercantes;
- Real Decreto 1837/2000 de 10 de Noviembre sobre “Reglamento e Inspección y certificación de Buques Civiles”;
- Ley 31/1995 de 8 de Noviembre de Prevención de Riesgos Laborales;

3.1.4 Materiales.

Todos los materiales empleados cumplirán las especificaciones del reglamento de la Sociedad de Clasificación RINA en su Parte D (Materials and Welding).

3.1.5 Recepción del material.

El director de obra de dará a su debido tiempo su aprobación sobre el material suministrado. La vigilancia y conservación del material suministrado será por cuenta del fabricante.

3.1.6 Organización.

El fabricante actuará de patrono legal, aceptando todas las responsabilidades que le correspondan y quedando obligado al pago de los salarios y cargas que legalmente están establecidas y en general, a todo cuanto legisle en decretos u órdenes sobre el particular ante o durante la ejecución de la obra.

Dentro de lo estipulado en el pliego de condiciones, la organización de la obra así como la determinación de la procedencia de los materiales que se empleen, estará a cargo del fabricante a quien le corresponderá la responsabilidad de la seguridad contra accidentes.

El astillero, sin embargo, deberá informar al director de obra de todos los planes de organización técnica de la obra, así como de la procedencia de los

materiales y cumplimentar cuantas órdenes de este en la relación con datos extremos.

Para los contratos de trabajo, compra de material o alquiler de elementos auxiliares que el fabricante considere oportuno llevar a cabo, y que no estén reflejados en el presente, solicitará la aprobación previa del astillero, corriendo dichos gastos a cuenta propia del astillero.

3.1.7 Ejecución de las obras.

En el plazo máximo de 15 días hábiles a partir de la adjudicación definitiva al fabricante, se comprobarán en presencia del director de obra y de un representante del astillero, el replanteo de las obras efectuadas antes de la licitación, extendiéndose el correspondiente acta de comprobación del reglamento.

Dicho acta, reflejará la conformidad del replanteo a los documentos contractuales, refiriéndose a cualquier punto, que en caso de disconformidad, pueda afectar al cumplimiento del contrato. Cuando el acta refleje alguna variación respecto a los documentos contractuales del proyecto, deberá ser acompañada de un nuevo presupuesto valorado a los precios del contrato.

3.1.7.1 Comienzo.

El fabricante estará obligado a notificar por escrito al astillero la fecha de comienzo de los trabajos.

3.1.7.2 Plazo de ejecución.

La obra se ejecutará en el plazo de seis meses a partir de la fecha de comienzo establecida.

Cuando el ritmo de trabajo establecido por el fabricante, no sea el normal, o bien a petición de una de las partes, se podrá convenir una programación de inspecciones obligatorias de acuerdo con el plan de obra.

3.1.8 Interpretación y desarrollo del proyecto.

La interpretación técnica de los documentos del proyecto corresponde al director de obra. El fabricante está obligado a someter a éste cualquier duda, aclaración o discrepancia que surja durante la ejecución de la obra por causa del proyecto, o circunstancias ajenas, siempre con la suficiente antelación en función de la importancia del asunto con el fin de dar la solución lo antes posible.

El fabricante se hace responsable de cualquier error motivado por la omisión de esta obligación y consecuentemente deberá rehacer a su costa los trabajos que correspondan a la correcta interpretación del proyecto. El fabricante está obligado a realizar todo cuanto sea necesario para la buena ejecución de la obra aun cuando no se halle explícitamente reflejado en el pliego de condiciones en los documentos del proyecto. El fabricante notificará por escrito al astillero y con suficiente antelación las fechas en que quedarán preparadas para la inspección cada una de las partes de la obra para las que se ha indicado necesidad o conveniencia de las mismas o para aquellas que parcial o totalmente deban quedar ocultas.

3.1.9 Variaciones del proyecto.

No se consideran como mejoras o variaciones del proyecto más que aquellas que hayan sido ordenadas expresamente por el director de obra sin variación del importe contratado. Toda variación realizada sobre el diseño original deberá estar aprobada por la Sociedad de Clasificación.

3.1.10 Obras complementarias.

El fabricante tiene obligación de realizar todas las obras complementarias que sean indispensables para ejecutar cualquiera de las unidades de obra específicas en cualquiera de los documentos del proyecto, aunque en él mismo no figuren explícitamente mencionadas dichas complementarias, todo ello son variación del importe contratado.

3.1.11 Modificaciones.

El fabricante está obligado a realizar las obras que se encarguen resultantes de las posibles modificaciones del proyecto, tanto en aumento como en disminución o simplemente variación, siempre y cuando el importe de las mismas no altere en más o menos de un 25% del valor contratado.

La valoración de los mismos se hará de acuerdo con los valores establecidos en el presupuesto entregado, y que ha sido tomado como base del contrato.

El director de obra está facultado para introducir las modificaciones que considere oportunas de acuerdo a su criterio, en cualquier unidad de obra, durante la construcción, siempre que cumpla las condiciones técnicas referidas al proyecto y de modo que no varíe el importe total de la obra.

El fabricante no podrá, en ninguna circunstancia, hacer alteración alguna de las partes del proyecto sin autorización expresa del astillero.

El fabricante tendrá obligación de deshacer toda clase de obra que no se ajuste a las condiciones expresadas en este documento.

3.1.12 Obra defectuosa.

Cuando la fabricación de la hélice y eje de propulsión no se ajusten a lo especificado en el proyecto o en este pliego de condiciones, el astillero podrá aceptarlo o rechazarlo; en el primer caso, éste fijará el precio que crea justo

con arreglo a las diferencias que hubiera, estando el fabricante obligado a aceptar dicha valoración.

En el otro caso, se reconstruirá a expensas del fabricante la parte mal ejecutada cuantas veces sean necesarias sin que ello sea motivo de una reclamación económica o de ampliación del plazo de ejecución.

3.1.13 Medios Auxiliares.

Serán por cuenta del fabricante todos los medios y maquinarias auxiliares que sean necesarias para la ejecución de la obra. En el uso de los mismos, estará obligado a cumplir todos los reglamentos de seguridad e higiene en el trabajo vigentes y a utilizar los medios de protección adecuados para sus operarios.

En el caso de rescisión por incumplimiento de contrato por parte del fabricante, podrán ser utilizados libre y gratuitamente por la dirección de obra hasta la finalización de los trabajos.

3.1.14 Conservación de las obras.

Es obligación del fabricante la conservación en perfecto estado de la hélice y eje hasta la fecha de entrega al astillero.

3.1.15 Recepción de las obras.

Una vez terminadas las obras, tendrá lugar la recepción provisional y para ello se practicará en ellas un detenido reconocimiento por el director de obra en presencia del astillero y de la Sociedad de Clasificación, levantando acta y empezando a correr desde ese día el plazo de garantía si se hallan en estado de ser admitidas.

De no ser admitidas, se hará constar en el acta y se darán instrucciones al fabricante para subsanar los defectos observados, fijándose un plazo para ello, expirando el cual se procederá a un nuevo reconocimiento a fin de proceder a la recepción provisional, sin que esto suponga gasto alguno para la propiedad.

3.1.16 Plazo de garantía.

El plazo de garantía será como mínimo de un año, contando de la fecha de la recepción provisional. Durante este periodo, queda a cargo del astillero la conservación de las obras y arreglos de desperfectos derivados de una mala conservación o ejecución de la instalación en el buque.

3.1.17 Contrato.

El contrato se formalizara mediante contrato privado, que podrá elevarse a escritura pública a petición de cualquiera de las partes. Comprenderá la adquisición de todos los materiales, transporte , mano de obra, medios auxiliares para la ejecución de la obra proyectada en el plazo estipulado así como la reconstrucción de las unidades defectuosas, la realización de las obras complementarias y las derivadas de las modificaciones que se introduzcan durante la ejecución, estas últimas en los términos previstos.

La totalidad de los documentos que componen el proyecto técnico de la obra serán incorporados al contrato, y tanto el fabricante como el astillero deberán firmarlos en testimonio de que los conocen y aceptan.

3.1.18 Responsabilidades.

El fabricante elegido será el responsable de la ejecución de las obras en las condiciones establecidas del proyecto y en el contrato. Como consecuencia de ello, vendrá obligado a la desinstalación de las partes mal ejecutadas y a su reinstalación correcta, sin que sirva de excusa que el director de obra haya examinado y reconocido las obras.

El fabricante es el único responsable de todas las contravenciones que se cometan (incluyendo su personal) durante la ejecución de las obras u operaciones relacionadas con las mismas. También es responsable de los accidentes o daños que, por errores, inexperiencia o empleo de métodos inadecuados, se produzcan a la propiedad, a los vecinos o terceros en general.

3.1.19 Rescisión del contrato.

Se consideran causas suficientes para la rescisión del contrato las siguientes:

- quiebra del fabricante;
- modificación del proyecto con una alteración de más de un 25% del mismo;
- modificación de las unidades de obra sin autorización previa;
- suspensión de las obras ya iniciadas;
- Incumplimiento de las condiciones del contrato cuando fue de mala fe;
- terminación del plazo de ejecución de la obra sin haberse llegado a completar;
- actuación de mala fe en la ejecución de los trabajos;
- subcontratar la totalidad o parte de la obra a terceros sin autorización del astillero.

3.2 Pliego de condiciones económicas.

3.2.1 Abono de las obras.

El abono de la obra se hará en dos partes:

- 33% a la firma del contrato;
- 66% en la entrega del conjunto hélice-eje propulsor;

3.2.2 Precios.

Los precios se entiende que comprenden la ejecución total de la unidad de obra hasta su entrega al astillero.

En caso de tener que realizarse unidades de obra no previstas en el proyecto se fijará su precio entre el fabricante y el astillero, y antes de iniciar dichas obras se presentará al astillero para su aceptación.

3.2.3 Penalizaciones por retrasos.

A partir de las 24 horas siguientes a la fecha pactada de entrega, el fabricante deberá pagar al astillero una cantidad por retrasos en los plazos de entrega de las obras, se podrán establecer tablas de señalización cuyas cuantías y demoras se fijarán en el contrato. Estas cuantías podrán, bien ser cobradas a la finalización de la obras, bien ser descontadas de la liquidación final.

3.2.4 Liquidación en caso de rescisión del contrato.

Siempre que se rescinda el contrato por las causas anteriormente expuestas, o bien por el acuerdo de ambas partes, se abonarán al fabricante las unidades de obra ejecutadas y los materiales copiados a pie de obra y que reúnan las condiciones y sean necesarios para la misma.

Cuando se rescinda el contrato, llevará implícito la retención de la fianza para obtener los posibles gastos de conservación, el periodo de garantía y los derivados del mantenimiento hasta la fecha de la nueva adjudicación.

3.2.5 Fianza.

En el contrato se establecerá la fianza que el astillero deberá depositar en garantía del cumplimiento del mismo, o se convendrá una retención sobre los pagos realizados a cuenta de la obra realizada.

De no estipularse la fianza en el contrato, se entiende que se adoptará como garantía una retención del 5% sobre los pagos a cuenta citados.

En el caso de que el fabricante se negase a realizar por su cuenta los trabajos por ultimar la obra en las condiciones contratadas o atender la garantía, el astillero podrá ordenar ejecutarlas a un tercero, abandonando su importe con cargo a la retención o fianza, sin perjuicio de las acciones legales a que tenga derecho la propiedad si el importe de la fianza no bastase.

3.2.6 Medidas de seguridad.

El fabricante deberá cumplir en todo momento las leyes y regulaciones relativas a seguridad e higiene en el trabajo. El incumplimiento de éstas, será objeto de sanción, siguiendo las especificaciones redactadas en el contrato, donde vendrán reflejadas las distintas cuantías en función de la falta detectada.

3.2.7 Demoras.

Al encargarse el trabajo, se fijará por ambas partes, el programa con la fecha de inicio y de terminación.

El astillero pondrá los medios necesarios para ello, que deberán ser aceptados por la propiedad.

Solo se consideraran demoras excusables los retrasos o interrupciones imputables a causas de fuerza mayor, tales como huelgas generales, catástrofes naturales etc.

En el caso de que el astillero incurra en demoras no excusables, le serán aplicadas las siguientes sanciones:

Por retraso en la incorporación del personal y otros medios necesarios para la finalización del trabajo: Desde un 1% hasta un máximo de 5% por día de retraso.

Por retraso en la finalización de los trabajos o retrasos en los trabajos intermedios que expresamente se indiquen: Desde 1% de la facturación de estos encargos con un tope de un 5% por cada día de retraso.

Por incumplimiento en la limpieza y orden de las instalaciones: 300€ la primera vez, aumentando en otros 300€ las sucesivas hasta un máximo de 3 veces, a partir de la cual se procederá a restituir por la propiedad las condiciones de limpieza y orden, cargando el coste al astillero.

3.3 Pliego de condiciones técnicas.

3.3.1 Reconocimientos y ensayos.

Toda la ejecución de la obra será seguida por el astillero y por la Sociedad de Clasificación.

El astillero dará por aceptados el eje propulsor y la hélice una vez que la Sociedad de Clasificación emita los certificados oportunos, que significan que ambos elementos cumplen con las normas aquí descritas.

Para ello, el director de obra presentará un plan de reconocimientos y ensayos que se deberán de seguir hasta la emisión del certificado final.

Además de los reconocimientos y ensayos así programados, en cualquier momento representantes de la Sociedad de Clasificación tendrán acceso a las instalaciones del fabricante para las comprobaciones que se estimen oportunas.

Documento N°4:

PRESUPUESTO

4.1 Presupuesto del diseño: Hélice y ejes

El precio del diseño de hélice y ejes es de 4800 €.

4.2 Presupuesto de materiales

4.2.1 Hélice

Sabiendo que el precio de la aleación de CuNiAl tiene un valor de 9,78€/kg* y que el peso de la hélice es 9779 kg, el valor en peso de la hélice es 95638,6€

* Precio de los metales sujeto a las modificaciones del London Metal Exchange (Bolsa de Metales de Londres).

4.2.2 Ejes

Conociendo que el valor de la tonelada de acero es de 1,1€/kg**, y que la peso total de la línea de ejes es de 15515 kg.

El precio del material para la fabricación de los ejes será 17066,5€.

** Sujeto a modificaciones de la European Steel Association

4.3 Presupuesto de fundición y acabado

4.3.1 Hélice

El precio de fundición y acabado de la hélice serán 26000 €

4.3.2 Ejes

El precio de fundición y acabado (mecanizado) de la línea de ejes será de 42000 €

4.4 Presupuesto de inspección, ensayos y certificación

4.4.1 Hélice

El precio para ensayos e inspección de la hélice será 4200€

4.4.2 Ejes

El precio para ensayos e inspección de la línea de ejes será 7500 €

4.5 Transporte

El precio del transporte de los elementos en el astillero será de 8000 €

4.6 Resumen de presupuesto

Acción	Hélice + Eje (€)
Diseño	4800
Materiales	112705
Fundición/Acabado	68000
Inspección/Ensayos/ Certificación	11700
Transporte	8000
Suma	205205
IVA	21%
TOTAL	248298

BIBLIOGRAFÍA

- ***Expressions of the B_p - δ diagrams in polynomial for marine propeller series***, Yide Shen and J.L. Marchal, publicado por The Royal Institution of Naval Architects 1993
- ***Marine Propellers and Propulsion***, John Carlton, publicado por Elsevier, 2007
- ***Reglamento de la Sociedad de Clasificación RINA***, 2013
- ***Base de datos Leonardo Ship***, Sociedad de Clasificación RINA, 2013
- ***A practical approach for design of marine propellers with systematic propeller series***, Yildiz Technical University, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Estambul, 2011
- ***Calculation of performance and cavitation characteristics of propellers including effects of non-uniform flow and viscosity***, P. Van Oossanen, Publication no.457, Netherland Ship Model Basin
- ***Basic Principles of Ship Propulsion***, MAN Diesel Publication 2011
- ***Resistance and propulsion***, Rod Sampson, Newcastle University 2008
- ***K_T , K_Q and efficiency curves for the Wageningen B-series propellers***, M.M. Bernitsas, D. Ray, P.Kinley, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, The University of Michigan
- ***Apuntes de Hidrodinámica, Resistencia y Propulsión***, Miguel Ángel Mateo, Universidad de Cantabria