

Cuaderno 6

Predicción de potencia y diseño de propulsor y timón

Autor: Diego Pérez Martí

Tutor: Leandro Ruiz Peñalver



Índice.

1. Predicción de la potencia propulsora.....	3
2. Resultados de la Predicción de Potencia del Buque Proyecto.....	4
3. Diseño del sistema Tobera-Hélice.....	10
4. Dimensiones del Timón.....	14
5. Cálculo del par torsor.	16
6. Dimensionamiento de la mecha del timón	19
7. Croquis del conjunto.....	21
8. Bibliografía.....	22
9. Anexo I. Salida de programa cálculo hélice.	23

1. Predicción de la potencia propulsora.

Para la predicción de potencia utilizo los siguientes métodos:

- Método desarrollado por Amadeo García en el Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo.
- Método expuesto por J.J. Grávalos en el artículo ‘Proyecto de Buques Pesqueros’, basado en los resultados obtenidos en el Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo.
- Extrapolando la potencia de un buque base.

Los datos de partida en la predicción serán:

$V_{servicio} = 10$ nudos.

Régimen de trabajo del Motor Propulsor = 85% de su P.M.C.

Margen de Mar del 10%.

Debo fijar una variable independiente más, de la que dependerán los resultados de la predicción, parece lógico asegurar la velocidad pedida para la condición de máximo desplazamiento: $T=3.518$ m, con este calado y con asiento nulo el barco desplaza $\Delta=529.82$ Toneladas.

2. Resultados de la Predicción de Potencia del Buque Proyecto

Amadeo García, Método Publicado en ‘Predicción de Potencia y optimización del Bulbo de Proa’.

Lpp(m)=	29
B(m)=	8
T(m)=	3,617
Cb=	0,51
Lwl(m)=	31,26
Vol.Crn(m ³)=	3516,9
Ss/apen.=	339
Sapen.=	25,06
l(m)=	1
D(m)=	2,1
lb(m)=	1,19

v(m/s)=	5,14
Fn=	0,30474
Fnb=	1,504372

a=	-19,0022
b=	77,73588
%DES=	8,852772

>0, bulbo ok

Rn=	135227188
viscos.cin.=	1,18831E-06
dnsdd a.m.=	1025

SIN BULBO DE PROA

Cf=	0,001995
Ca=	0,001248
RR/RT=	0,556561
Ct=	0,007313
Rt(N)=	36047,53
Rt(Kf)=	3674,570
Pe(cv)=	251,8305
BHP(cv)=	560

CON BULBO DE PROA

RR/RTc/b=	0,511297
Ct=	0,006635
Rt(Kf)=	3399,775
Pe(cv)=	232,9978
BHP(cv)=	518

Para pasar de Pe (EHP) Potencia Efectiva o de Remolque a Potencia al Freno (BHP), supongo un rendimiento propulsivo del 0.582, supongo un rendimiento del propulsor de 0.6 y un rendimiento mecánico de 0.97.

$$BHP = 1.1 * Pe / 0.85 * 0.582.$$

$$BHP_{\text{sin bulbo}} = 560 \text{ hp} / BHP_{\text{con bulbo}} = 518 \text{ hp}$$

J.J. Grávalos, ‘Proyecto de Buques Pesqueros’.

Entro en el gráfico con v/\sqrt{L} , con v en nudos y L en metros:

$$v/\sqrt{L} = 10/\sqrt{31.26} = 1.79. \text{ con lo que } Co = 74.$$

$$EHP \text{ (teórico)} = (Co * L)^{-1} * \Delta * v^3 = (74 * 31.26)^{-1} * 529.82 * 10^3 = 229 \text{ hp.}$$

$$EHP \text{ (servicio)} = 1.25 * EHP \text{ (teórico)} = 286.25 \text{ hp.}$$

$$BHP = 1.1 * EHP / 0.85 * 0.582., \text{ con un rendimiento propulsivo del } 58.2\%.$$

$$\mathbf{BHP = 636 \text{ HP.}}$$

Extrapolación con un Buque Base

Este análisis para la predicción de potencia es muy efectivo y económico, el inconveniente que presenta es el de obtener unos datos fiables para poder extrapolarlos, en este caso parto de unos resultados de ensayos de remolque realizados en el C.E.H. de El Pardo para un barco de características similares al Buque Proyecto recogidos en la publicación de José F. Núñez Basañez ‘Resultados Obtenidos en Arrastreros con Hélices en Tobera’. Para realizar la extrapolación de resultados utilizo la función que relaciona la potencia de remolque con las demás variables de influencia ya utilizada en el cuaderno 1.

Características del Buque Base, Buque Arrastrero, en la condición del estudio:

$$L_{pp} = 33 \text{ m}$$

$$L_{fl} = 36.43 \text{ m}$$

$$B = 8.5 \text{ m}$$

$$T_m = 3.95 \text{ m}$$

$$t = 0.8 \text{ m}$$

$$\Delta = 703 \text{ Tn.}$$

Motor Propulsor DEUZ SBA8M-528 800 bhp a 750 rpm, con reductora.

Resultado del ensayo:

$$V = 10.95 \text{ nudos.}$$

$$85.5\% \text{ bhp}$$

Rendimiento propulsivo a 11 nudos, 0.729.

$$P_e (10.95 \text{ nudos}) = 0.855 * 800 * 0.729 = 499 \text{ hp.}$$

Función de potencia efectiva:

$$P_e = 1.359 \times (c_w \times 2.96 \times 10^{-4} \times (L_{pp}/B)^{0.802} \times (B/T)^{0.745} \times V^{1.113} \times e^{15.6 \times F_n}).$$

Sustituyendo y despejando, $c_w = 1.25$.

Extrapolación de resultados para el buque Proyecto con $c_w = 1.25$ a $v = 10$ nudos:

$$L_{pp} = 29 \text{ m}$$

$$L_{fl} = 31.26 \text{ m}$$

$$B = 8 \text{ m}$$

$$T_m = 3.52 \text{ m}$$

$$t = 0 \text{ m}$$

$$\Delta = 529.8 \text{ Tn}$$

$$P_e = 322 \text{ hp.}$$

Utilizando el rendimiento propulsivo a 10 nudos del ensayo,

$$BHP = 322/0.736 = 436 \text{ hp.}$$

Trabajando el motor al 85% para dar 10 nudos y con el Margen de Mar:

$$BHP = 1.1 \cdot 436/0.85 = 565 \text{ hp.}$$

$$\mathbf{BHP = 565 \text{ hp.}}$$

Conclusión.

Para determinar la potencia al freno para propulsión que necesito, hago una media de todas las obtenidas.

	BHP (hp)
J.J.Grávalos	636
Amadeo G. sin bulbo	560
Amadeo G. con bulbo	518
'Extrapolación'	565

BHPmedia (hp)=	570
-----------------------	-----

La potencia necesaria para propulsión se calcula para la condición de navegación libre, esta potencia supongo que será suficiente para 'Arrastre', si por razones de cambio de especie a capturar se necesitase un aparejo que ofreciera una mayor resistencia podría repartirse la carga eléctrica entre los dos grupos o incluso trabajar en Arrastre con el Auxiliar solamente y de esta forma se disponen los 1000 hp (N.C.R. =850 hp) del Motor Principal para Propulsión.

Potencia del Motor Principal

Por razones de reducir el empacho en Cámara de Máquinas y el coste de equipos, además de un probable ahorro en el consumo de combustible, dispondré el reductor con una salida de Potencia que alimentará a un alternador, su potencia eléctrica justificada en el cuaderno 11 es 215 kw.

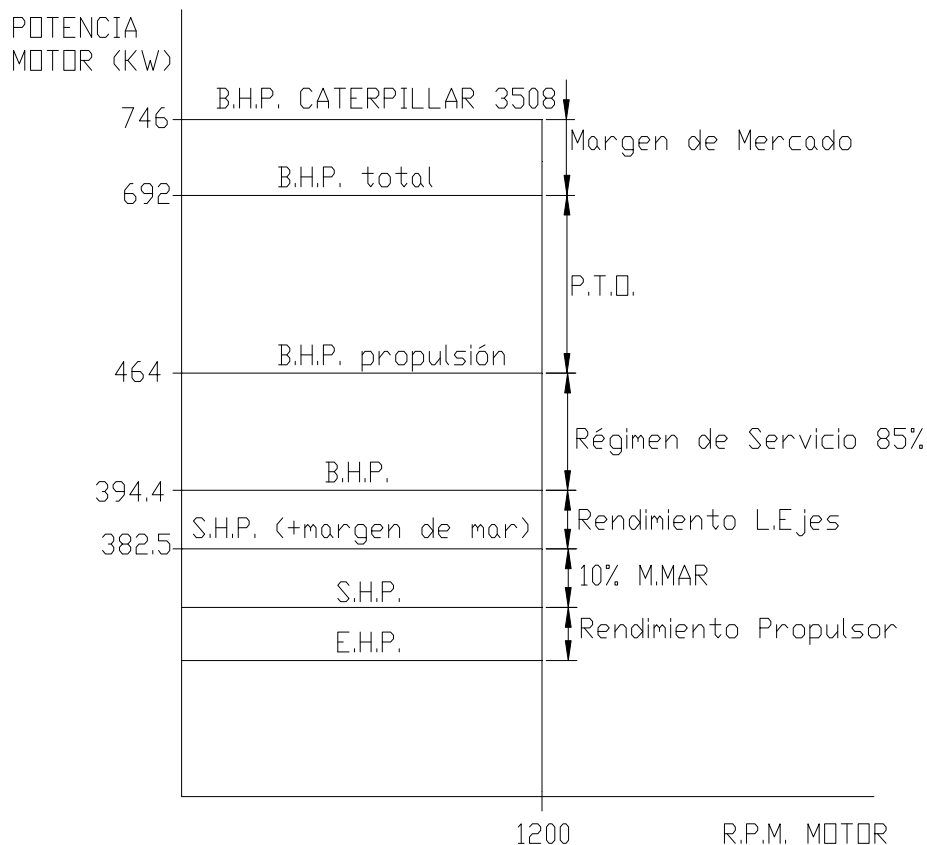
BHP (para el propulsor) = $570 \times 0.736 = 420$ kw.

BHP (para la P.T.O.) = $215 / 0.97 \times 0.96 \times 0.85 = 272$ kw.

*La potencia al freno necesaria para alimentar el alternador de 215 kw está calculada suponiendo un rendimiento mecánico de la línea de ejes de 0.97, un rendimiento del alternador de 0.96 y teniendo en cuenta que el Motor trabaja al 85%.

BHP total = $420 + 272 = 692$ kw.

El Motor Caterpillar 3508B ofrece 746 kw a 1200 rpm.



3. Diseño del sistema Tobera-Hélice

El cálculo se hace como si se tratara de un propulsor de paso fijo, añadir también que el tiro que proporciona la hélice de paso controlable es menor que para paso fijo, a igualdad del resto de parámetros, al ser el área efectiva de las palas menor por el mayor volumen del núcleo que contiene la transmisión del giro de las palas.

Introducción de la Tobera.

En propulsores de paso fijo es muy conveniente la incorporación para la propulsión de un sistema hélice tobera, en este tipo de barcos, en los que se dan dos condiciones muy diferenciadas de trabajo, en las que el ángulo de ataque en cada sección de la pala permanece constante en ambas condiciones y de esa forma si se proyecta la hélice para navegación libre, en la condición de arrastre ésta se cargará, y si se calcula para arrastre, en navegación libre irá muy ligera, al aumentar o disminuir, respectivamente, el ángulo de ataque. Para evitar el fenómeno se aprovecha el empuje de la tobera y así se reduce el margen de ángulos de ataque.

Con el paso controlable lo expuesto tiene menor importancia por permitirnos este sistema el mantener el ángulo de ataque óptimo (maximizando la relación Cl/Cd del perfil de pala) en todas las condiciones de trabajo independientemente de la dirección de la velocidad de entrada de agua en el propulsor, que es función de la velocidad del barco y consecuentemente evitar las cargas excesivas del propulsor.

Tanto con paso fijo como con paso controlable se consigue un mayor empuje, y para este tipo de barcos ‘de alto Froude’, el balance de resistencia por la incorporación de la tobera es favorable, siendo mayor el incremento de empuje que proporciona que el exceso de resistencia de fricción por aumentar la superficie mojada.

Por otra parte es también beneficioso desde el punto de vista de operatividad del pesquero, en el que con cierta frecuencia enreda el aparejo en la hélice, provocando paradas de la actividad e incluso averías, la tobera protege al propulsor, aunque no garantice evitar el problema totalmente.

Cálculo del conjunto Propulsor.

Para realizar este cálculo utilizo el Programa de Diseño HydroComp PropExpert, del que presento la salida directa del programa, antes explico algunos aspectos:

El cálculo es a Revoluciones Optimas, fijando un diámetro máximo del propulsor de forma que el codaste pueda albergar la tobera, el vano es de 3100 mm, después de algunas iteraciones encontré que para la geometría y dimensiones de toberas con que trabaja el *HydroComp PropExpert*, el diámetro máximo de la hélice es de 2100 mm, que le corresponde una tobera de diámetro exterior 3006 mm y longitud 1050 mm.

El propulsor está proyectado para navegación libre y arrastre, obteniendo una demanda máxima de potencia al eje, en la situación de arrastre, cuyo valor está obviamente limitado a la máxima potencia disponible al eje, según cálculo del motor propulsor (382 kw).

Se ha introducido una velocidad en navegación libre de 9.5 kn y una velocidad en arrastre normal de 4 kn, siendo el tiro demandado y por lo tanto desarrollado por el propulsor en arrastre, casi del orden del doble que en navegación libre (77 KN Vs. 42 KN). La diferencia de potencias es menos amplia debido al régimen de revoluciones de trabajo en los dos escenarios supuestos.

El lanzamiento de las palas es de 0°, y el huelgo entre la hélice y la cara interna de la tobera es mínimo: $(2121-2100)/2 = 10.5$ mm.

Para justificar el número de palas elegido (4 palas), además de corresponder al número de palas de la hélice convencional para este tipo de barcos, puedo decir que la hélice de tres palas tiene un rendimiento menor además de un peligro superior de cavitación por trabajar a más revoluciones que con cuatro palas, ya que para desarrollar el mismo tiro con menor área requiere mayor velocidad de giro y así más pérdidas que son función del cuadrado de la velocidad, aproximadamente. La de cinco palas presenta un mejor rendimiento dando las mismas revoluciones, el inconveniente es que su precio de mercado es muy superior frente a las cuatro palas, (es una hipótesis basada en que estos barcos llevan 4 palas, por lo que la diferencia de precios a de ser grande, más al tratarse de un PCC).

Resultado y Comentarios

El resultado del estudio a Revoluciones óptimas en arrastre es de $1194/8.999 = 133$ rpm, y en marcha libre es de 135 rpm, para a una relación de reducción de 8.999, es decir, con una relación 9/1 y unas revoluciones nominales del motor de 1200 rpm.

Teniendo en cuenta que el programa no está teniendo en cuenta el efecto de la tobera, es decir, además del incremento de tiro adicional que aporta, mejora las isoestela por ayudar a que el flujo entre en el propulsor con una distribución más regular, el propulsor está inicialmente aligerado respecto a los datos indicados. En estas circunstancias, puede concluirse, cualitativamente, que a medida que se apesante la hélice por efectos de aumento de la resistencia de fricción (desplazamiento hacia la izquierda de la cúbica del propulsor 'Potencia-Revoluciones'), las revoluciones se aproximarán a las óptimas (133 rpm en arrastre) y así mejorará el rendimiento. En marcha libre no llegamos nunca al máximo de potencia demandado de manera que el efecto es despreciable.

Resumen.

El propulsor será del tipo Hélice en Tobera fija.

Tipo: KAPLAN 19-A

Número de palas= 4

Diámetro= 2100 mm.

Revoluciones= 133 rpm.

Aligeramiento del 2.3% (efecto tobera respecto a cálculo nominal del propulsor)

$A_o/A_d = 0.55$.

Pich= 2673 mm

Diámetro exterior de la Tobera 3006 mm.

Diámetro interior de la Tobera 2121 mm.

Huelgo entre palas y cara interna de la Tobera 10.5 mm.

Cuatro palas con ángulo de lanzamiento de 0°.

Relación de reducción 9:1.

Anexo: Salida de programa.

Comprobación del área de las palas en cuanto a cavitación

- Para lo que siguiendo la referencia antes citada, que indica que la carga de empuje en la pala no debe exceder de 0.55 kf/cm². En las palas tengo:

$$P = T/Ad = 4592/Ad = 0.07 \text{ kf/cm}^2.$$

$$Ad = Ao/0.5 = \pi x D^2 / 4 x 0.5 = 69272.12 \text{ cm}^2.$$

- Método de Keller, relación Ad/Ao mínima necesaria:

$$Ad/Ao = (1.3 + 0.3 * Z) * T / (Po - Pv) * D^2 + k = 0.43$$

$$Z = 4, \text{ n}^\circ \text{ de palas.}$$

Po presión estática del punto de medida.

Pv presión de vapor a la temperatura del mar (15°).

K=0.2, barcos de una hélice.

$$(Po - Pv) = 10100 + 1026 * h$$

h=1.05 m, distancia entre la punta de la pala y la flotación al calado de 2.8 m, condición de calado mínimo (C.C. 20 % pesca 10% consumos).

La estela es suficientemente regular para aceptar como válido el criterio de Kéller.

Ambos métodos aseguran la no cavitación en las condiciones más críticas (Mínimos Calados).

4. Dimensiones del Timón.

Voy a realizar el cálculo de la superficie de la pala. El momento de evolución que hace girar el buque es función de la fuerza que actúa sobre el timón, debido a la presión del agua sobre la pala.

Esta fuerza es directamente proporcional a la superficie de la pala sobre la que actúa la presión del agua.

Por otra parte al giro del buque, se oponen unas fuerzas hidrodinámicas debidas a la resistencia del agua, que son función entre otras variables, de la superficie de deriva sobre la que actúa.

$$A_{\text{deriva}} = L_{\text{pp}} \times T$$

$$A_{\text{deriva}} = 29 \times 3.52 = 102 \text{ m}^2$$

El área proyectada es normalmente un determinado porcentaje del área proyectada de deriva $L_{\text{pp}} \times T$. Para pesqueros arrastreros por popa varía entre 2.4 y 2.6%.

$$A_{\text{pala}} = 2.5 \times 102/100 = 2.55 \text{ m}^2$$

La altura timón la fijo de manera que aproveche bien el flujo canalizado por la tobera, así que $h = 2550 \text{ mm}$.

$$\text{Longitud aproximada de la pala, } l_a = A_{\text{pala}}/h = 2.55/2.55 = 1.0 \text{ m.}$$

Considerare que la pala tiene una longitud de 1000mm, con lo cual tenemos una relación de aspecto o alargamiento $a = 2550/1000 = 2.55$

Ahora tengo que tener en cuenta la compensación del timón que viene definida por la distribución de la superficie de la pala con respecto al eje de la mecha del timón. Cuando parte de esta superficie se distribuye a popa y parte a proa de la mecha, el timón se dice que esta compensado. Según la Sociedad de Clasificación “Det Norske Veritas” (1990) la relación de compensación no debe superar el 23%. Por tanto el área situada a proa de la mecha es de $A_{\text{pr}} = 0.23 \times 2.55 = 0.59 \text{ m}^2$

Nuestro timón va a tener un perfil rectangular, la longitud a proa del eje desde el eje del timón al borde de ataque se tomará como $L_{pr} = 0.23 \times 1000 = 230$ mm.

Por lo que el área real de la pala es $A_{pa} = 1 \times 2,55 = 2,55$ m² y el coeficiente real

$$C = 2,55 \times 100/102 = 2,5$$

Dimensiones del timón:

$$l = 1000 \text{ mm}$$

$$h = 2550 \text{ mm}$$

$$A_{timón} = 2,55 \text{ m}^2$$

$$C = 2,5$$

5. Cálculo del par torsor.

Las fuerzas y momentos que actúan sobre el timón y la mecha, quedan determinados por el valor de la fuerza que ejerce la presión del agua sobre la pala, y la posición del centro de presión.

El cálculo de estos valores puede realizarse mediante la utilización de fórmulas empírica o, de una manera más rigurosa, utilizando la teoría de perfiles.

En nuestro caso vamos a utilizar la fórmulas empíricas de Joessel, ingeniero naval francés que obtuvo experimentalmente las siguientes fórmulas:

$$F = \frac{41,35 \cdot S \cdot V^2 \cdot \text{Sen}\alpha}{0,195 + 0.305 \cdot \text{Sen}\alpha}$$

$$e = l(0.195 + 0.305 \cdot \text{sen}\alpha)$$

donde:

F = Fuerza normal sobre la pala, en Kgf.

S = Superficie del timón, en m².

V = Velocidad del buque, en m/s.

α = Angulo del timón respecto al plano de crujía.

e = Distancia del centro de presión al borde de entrada de la pala, en m.

l = Longitud del timón en m.

La experiencia en la utilización de esta fórmula, ha hecho observa que los valores de la fuerza F obtenidos, eran excesivo cuando se trata de buques que rebasaban ciertas velocidades. Por lo que se aconseja la corrección del coeficiente numérico 41,35 de la siguiente manera:

Por interpolación lineal entre V = 20 nudos y V = 40 nudos adoptando un valor para la primera velocidad igual a 41,35 y para la segunda 20.

Como nuestro buque proyecto tiene como requisito de proyecto la velocidad en servicio de 10nudos, tomaremos como coeficiente 41,35.

$$S = 2,55 \text{ m}^2$$

$$V = 10 \text{ nudos que en m/s son } 5,15 \text{ m/s}$$

α = Según el SOLAS tomaremos un valor de 35°

$$V_{\text{avante}} = 5,15 \text{ m/s}$$

$$V_{\text{ciando}} = 2/3 \times 5,15 = 3,43 \text{ m/s}$$

Obtenemos unos valores de fuerza:

$$F_{\text{avante}} = 4335 \text{ Kgf} = 4,3 \text{ Tnf}$$

$$F_{\text{ciando}} = 1923 \text{ Kgf} = 1,9 \text{ Tnf}$$

Distancia del centro de presión al borde de entrada de la pala:

$$e = 1 (0,195 + 0,303 \times \sin(35^\circ)) = 0,37 \text{ m}$$

a = distancia entre el eje de la mecha y el borde de ataque, viene siendo la Lpr (230 mm) que calculamos arriba

$$X_{\text{avante}} = e - a = 0,37 - 0,23 = 0,14 \text{ m}$$

$$X_{\text{ciando}} = (1 - a) - e = (1 - 0,23) - 0,37 = 0,40 \text{ m}$$

Momento torsor:

$$M_{\text{torsor_avante}} = F_{\text{avante}} \times (e - a) = 4,3 \times 0,14 = 0,60 \text{ Tnf} \times \text{m}$$

$$M_{\text{torsor_ciando}} = F_{\text{ciando}} \times [(1 - a) - e] = 1,9 \times 0,4 = 0,76 \text{ Tnf} \times \text{m}$$

Par Torsor:

$$\text{Par Torsor} = 1,3 \times \text{Máx}(M_{\text{torsor_avante}}, M_{\text{torsor_ciando}})$$

$$\text{Par Torsor} = 1,3 \times 0,76 = 1 \text{ Tnf} \times \text{m}$$

Potencia del equipo de gobierno (servomotor):

Podemos realizar una primera estimación de la potencia del servo si atendemos a los requerimientos de la Sociedad de clasificación. IMO y las sociedades de Clasificación de Buques, requieren unas exigencias mínimas en cuanto a la capacidad de gobierno de los buques, por lo que se requiere que el aparato de gobierno sea capaz de accionar el timón desde 35° a una banda hasta 30°, a la contraria en un tiempo no superior a 28 segundos y navegando al 100 % del MCR, lo que supone por tanto, una velocidad mínima de giro.

Cálculo del servo:

-Ángulo a barrer de $\phi = 2\pi/360 \times 65 = 1.134$ radianes.

-Velocidad angular media será $\omega = 1.134 / 28 = 0.04051$ rad / seg.

-Par aplicado se toma como el máximo de $\text{Par} = 1 \text{ Tnf} \times \text{m} = 9810 \text{ N} \times \text{m}$.

Entonces una estimación de la potencia necesaria del equipo de gobierno:

Potencia = $\text{Par} \times \omega$

Potencia = $\text{Par} \times \omega = 9810 \times 0.04051 = 397.4 \text{ W} = 0,397 \text{ kW}$.

Teniendo en cuenta el rendimiento del motor eléctrico y la bomba hidráulica es $\eta = 0.7$.

La potencia eléctrica instalada en cada bomba hidráulica es de $P = 0,397 / 0,7 = 0,57 \text{ kW}$.

Se instalarán dos bombas iguales de 0,57 kW cada una, aspirando de un mismo tanque de fluido hidráulico. La unidad estará localizada en el local del servo y dispondrá de válvulas limitadoras de presión en el circuito para evitar cargas excesivas sobre el conjunto mecha y brazos.

6. Dimensionamiento de la mecha del timón

-Según la Sociedad de Clasificación ABS (American Bureau of Shipping), el dimensionamiento de la mecha se hará de acuerdo con el punto 3/5.1.2 y 3/5.3.1 del reglamento ABS para buques de acero de 1999.

En lo que a material se refiere, calculamos el factor K_s según el punto 3/5.1.2 usando un acero con un límite elástico de 235 Mpa y una tensión de rotura de 450 Mpa.

$$K = \left(\frac{n_y}{Y} \right)^e = \left(\frac{235}{0.7 \times 450} \right)^1 = 0.746$$

El diámetro de la mecha a la altura del cojinete superior no será inferior al que se obtenga de la siguiente ecuación:

$$S = N_u \sqrt[3]{Q_R \times K_S} \quad (\text{mm})$$

$$N_u = 42.0$$

Q_R = Par total del timón en kN x m.

$$Q_R = 9,81 \text{ kN x m}$$

K_S = Factor de material de la parte superior de la mecha.

Calculado anteriormente según 3 /5.1.2.

$$S = N_u \sqrt[3]{Q_R \times K_S} = 42 \times \sqrt[3]{9,81 \times 0.746} = 81,49 \approx 82 \text{ mm}$$

-Según la Sociedad de Clasificación Germanischer Lloyd:

$$V_t = V + 0,3 \cdot L^{0,5}$$

Siendo:

V = velocidad en servicio = (10 nudos es un requisito de proyecto)

L = eslora de escantillonado = 29,81 m

$$V_t = 10 + 0,3 \cdot 29,81^{0,5} = 11,64$$

$$r = \frac{l}{2} - l_t$$

Siendo:

l = longitud del timón = 1000 mm

lt = distancia entre el eje de la mecha y el borde de ataque (lpr) = 230 mm

A = área del timón en m²

$$r = l/2 - l_t = 1000/2 - 230 = 270 \text{ mm} = 0,27 \text{ m}$$

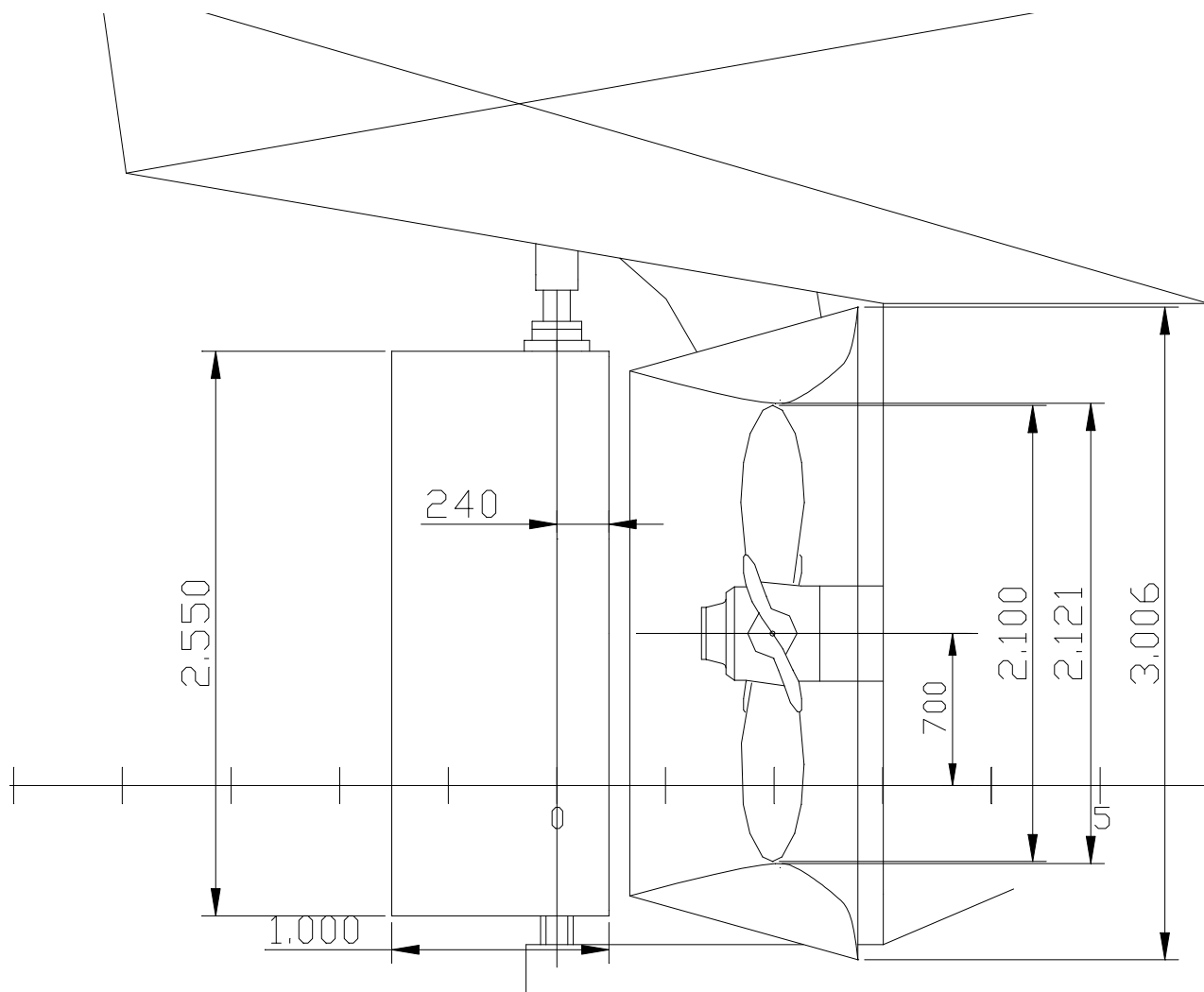
$$d = 17,2 \cdot (A \cdot r \cdot V_t^2)^{1/3} = 77,89 \text{ mm} \approx 78 \text{ mm}$$

d = diámetro de la parte superior de la mecha.

Por lo que haciendo una media de las dos vamos a colocar una mecha de 80 mm de diámetro.

Diámetro mecha = 80 mm

7. Croquis del conjunto.



8. Bibliografía.

Ref(1): Proyecto básico del buque arrastrero congelador por popa, por “Chakkor Mohammed Reda & Fernando Junco Ocampo” Artículo técnico de I.N abril 2000

Ref(2): Principios de Teoría del Buque, dinámica, por “Jose M. De Juan-Garcia Aguado.

Ref(3): Amadeo García, Método Publicado en ‘Predicción de Potencia y optimización del Bulbo de Proa’.

Ref(4): J.J. Grávalos, ‘Proyecto de Buques Pesqueros’.

Ref(5): Resultados obtenidos en arrastreros con hélices en tobera “Jose F. Nuñez Basañez”.

9. Anexo I. Salida de programa cálculo hélice.