

Metodología para la definición de timones adaptados a las necesidades de atuneros al cerco.

Alba Martínez López*

[*amartinezl@udc.es*](mailto:amartinezl@udc.es)

Alicia Munín Doce*

[*inaamd01@udc.es*](mailto:inaamd01@udc.es)

**Departamento de Ingeniería Naval, Universidade de A Coruña*

C/Mendizábal s/n, 15403 Ferrol, A Coruña, España.

Telephone: +34 981 337400 ext.3848

Los atuneros al cerco presentan altas exigencias de maniobrabilidad durante toda la marea pero especialmente durante la maniobra del cerco Por ello las exigencias en la definición del timón de estos pesqueros son muy altas.

En este trabajo se proporciona un método sencillo de definición de un timón activo de altas prestaciones para pesqueros. Para ello se han integrado los resultados de maniobrabilidad alcanzados experimentalmente por otros autores para pesqueros con las recomendaciones dadas por la normativa internacional. Como resultado se han obtenido unas fuerzas mínimas que deben de ser alcanzadas en el timón para cumplir ciertos requisitos de maniobrabilidad.

Una vez definidas estas fuerzas se han relacionado con las características geométricas del mismo y con su posición relativa en el buque. Para ello se han tenido en cuenta además de los resultados de maniobrabilidad de pesqueros mencionados los últimos ensayos llevados a cabo con timones. Finalmente el método se ha aplicado a un atunero base, de manera que se han obtenido todas las características que definen el timón y que aseguran ciertos requisitos de maniobrabilidad. A continuación se ha comprobado que no sólo cumplen con las fuerzas mínimas sino también con las exigencias de Sociedades de Clasificación (SSCC).

Este trabajo proporciona una metodología sencilla para definir timones con aleta para pesqueros por lo que puede ser repetida conociendo las características del buque. Por otro lado permite definir un modelo de timón mejorado para posteriores optimizaciones con CFD's.

1. Requisitos iniciales de maniobrabilidad

Los requisitos de maniobrabilidad considerados han sido los determinados por: SOLAS. Parte C, OMI. Resolución A.751 (18), la Resolución de la OMI MSC 137 (76) y las normas dictadas por Det Norske Veritas (DNV) en Parte 3, capítulo 3, sección 2 [4] como Sociedad de Clasificación (SSCC) representativa. Además de estas normas y recomendaciones de obligado cumplimiento también se han observado los resultados alcanzados en ensayos de maniobrabilidad en pesqueros llevados a cabo en el Canal de Experiencias hidrodinámicas del Pardo [2, 3] y los resultados obtenidos de ensayos con timones [8,9]. La integración de las recomendaciones dadas por estas fuentes se concretan en una serie de expresiones que pueden ser usadas para definir tanto la geometría del timón como su situación relativa en el buque asegurando el cumplimiento de ciertos requerimientos de maniobrabilidad. Otros, sin embargo, no se verán garantizados por el modelo así definido. Por lo que será necesario comprobarlos mediante simulación en CFD's del modelo aquí obtenido. Los puntos que definen la buena maniobrabilidad del buque pueden resumirse finalmente como:

Facilidad de evolución: aspecto crítico para los atuneros al cerco dada su operación. Siguiendo los criterios de aceptabilidad de Gertler, se llega a la siguiente expresión [2]:

$$D < (-5C_b + 7.2) \cdot L_{pp} \quad (1)$$

El valor del diámetro de giro lo podemos obtener de la siguiente expresión [3], donde (α en rad):

$$\frac{D}{L_{pp}} = \frac{0.048L_{pp}}{\text{sen}(2\alpha)B} \cdot \frac{\frac{1}{C_b^2} \left(1 + \frac{25(T_{pp} - T_{pr})}{L_{pp}} \right)}{\left(\frac{dFn}{d\alpha} \right) L_{pp}} MV^2 \quad (2)$$

La Capacidad de evolución para la maniobrabilidad es medida por la OMI [6] de manera que el avance no debe exceder de 4,5 veces la eslora y el diámetro táctico (Dt) no debe exceder 5 veces la eslora en la curva de evolución.

Por otro lado como resultado de ensayos con modelos y pruebas de mar se llega a la expresión:

$$Dt = 1.65D C_b + 0.08 \quad (3)$$

Además para buques con formas finas ($C_b < 0.6$), del análisis de maniobras de giro de ensayos con modelos [2] concluyeron las siguientes relaciones:

$$Dt = Dv + 0.55D \quad (4)$$

$$Dv = 0.5Av \quad (5)$$

De esta manera se define el avance en función del diámetro de giro (D). Así que, en base a las limitaciones de la relación D/L_{pp} y al valor límite del avance en función de la eslora, se puede expresar el valor máximo del diámetro de giro y por tanto de la fuerza normal mínima por unidad de ángulo.

Estabilidad de ruta: facilidad para mantener la ruta seleccionada en línea recta actuando de ser necesario sobre el timón. Variando los grados del timón se observa su evolución al cambio, siendo lo deseable que estabilidad del ciclo sea positiva y no aparezca histéresis (a).

El grado de bondad de esta cualidad se puede definir mediante la expresión [3]:

$$a = 18.12 - \frac{46.43}{T'} \quad (6) \quad \text{Donde } T' = f\left(\frac{1}{\frac{cft}{\alpha}}\right) \text{ y además:}$$

$$\frac{cft}{\alpha} = \frac{\frac{Ft}{\alpha}}{\frac{1}{2}\rho \cdot Ar \cdot Vr^2} \quad (7)$$

Por tanto, para minimizar la anchura del ciclo de histéresis el valor de Ft/α ha de ser lo mayor posible.

Facilidad de cambio de rumbo: comprobada con la maniobra en zigzag en la que se miden cambios de rumbo moderados en espacio y tiempo.

La maniobra de zigzag inicial se puede cuantificar midiendo el número P de Norrbín, que define el ángulo de rumbo girado por unidad de ángulo de timón empleado una vez navegada una eslora [3]:

$$P = K' \left(1 - T' + T' e^{-\frac{1}{T'}}\right) > 0.275 \quad (8)$$

El número P también es aceptado por la OMI (MSC 137 (76), notas) para evaluar la capacidad inicial de evolución [5].

A través de la ecuación de Nomoto llegamos a la siguiente expresión de [3]:

$$\frac{K'}{T'} = 0.325 \cdot \frac{Ft}{\alpha} \cdot \frac{L_{pp}}{MV^2} \cdot \frac{1}{Ki^2 + Kj^2} \quad (9)$$

Esta define un valor mínimo para la fuerza de sustentación sobre el timón por unidad de ángulo Ft/α .

Para garantizar estas fuerzas por unidad de ángulo en la operatividad del timón será preciso relacionar dichas fuerzas con parámetros de diseño que puedan ser controlables: la posición del timón respecto al buque y las características dimensionales del timón.

2. Determinación de la posición relativa del timón respecto a la hélice

El comportamiento del timón está condicionado en gran medida por las características del fluido en el que opera, que a su vez está muy determinado por la operatividad del buque y por la situación relativa de timón, hélice y casco [11, 9, 2].

Los principales objetivos perseguidos en la definición de un timón de altas prestaciones son: el aumento de la sustentación y la disminución de la resistencia al avance. Esta resistencia está muy condicionada por la capa límite que se forma en torno a la superficie del timón. Si en ésta existe flujo turbulento (Re altos), aumentará la resistencia al avance y disminuirá la sustentación, al verse disminuido el perfil de presiones (Bernoulli) respecto al flujo laminar (Re bajos).

$$Re = \frac{Vr c}{\nu} \quad (10)$$

Otro motivo para evitar el flujo turbulento es la aparición de cavitación. De nuevo este fenómeno está condicionado al perfil de presiones del timón. Este varía con la sección estudiada pero serán los puntos del timón que coincidan con los extremos de las palas del propulsor los que presenten mayor riesgo de cavitación (zonas de baja presión).

La influencia de los ángulos de ataque en la cavitación es notable, incrementándose el riesgo de cavitación cuanto mayor es el ángulo. En los atuneros al cerco inciden ángulos de timón importantes por lo que el riesgo de

cavitación es importante. Este riesgo se puede analizar comparando el número de cavitación con el valor del coeficiente de manera que se debe cumplir (siendo ρ la densidad agua de mar y g la gravedad).

$$\sigma \leq -Cp \quad (11)$$

$$\sigma = \frac{Pat + \rho \cdot g \cdot hg - Pv}{0.5\rho Vr^2} = \frac{P0 - Pv}{0.5\rho Vr^2} \quad (12)$$

$$Cp = \frac{Pl - P0}{(0.5\rho Vr^2)} \quad (13)$$

La relación entre coeficientes de presión y de sustentación se expresa en función de la distancia desde el origen a la superficie del perfil (y) por:

$$Cft = -y \int Cp dl \quad (14)$$

-Efecto del propulsor. El propulsor imprime un empuje axial al fluido, el efecto que tiene sobre el timón es que el fluido que le llega a éste será de mayor velocidad, empleando Bernoulli y aplicando la corrección de Gutsche llegamos a la siguiente expresión [9]:

$$Vr = Va \left(1 + 0.5 + \frac{0.5}{1 + \frac{0.15}{\frac{X}{d}}} \left(\left(1 + 8 \cdot \frac{Kt}{\pi J^2} \right)^{0.5} - 1 \right) \right) \quad (15)$$

$$J = \frac{V(1 - 0.8Cb + 0.26)}{N d} \quad (16)$$

Por un lado y según la expresión anterior es recomendable un valor bajo de X/d para minimizar Vr y evitar flujos turbulentos pero por otro lado se debe cumplir con un X/d mínimo dado por las SSCC para evitar problemas de vibraciones.

Experimentalmente [8, 9] se ha demostrado que para valores de J altos (0.35 y 0.94), como ocurre en la operación de atuneros, el valor de Cft/α frente a la relación X/d aumenta proporcionalmente (y Cfd/α disminuye) hasta $X/d = 0.4$. A partir de este valor la proporción disminuye (ocurre a la inversa para J bajos).

Considerando los puntos anteriores se ha seleccionado inicial $X/d = 0.22$ que cumple con el mínimo de la SSCC y minimiza el riesgo de alcanzar Re altos.

-Efecto de las formas de popa. La influencia de las formas de popa del barco, sobre el fluido que llega a la hélice y al timón, tiene como consecuencia la disminución de la velocidad del fluido que llega al propulsor y el efecto 'flow straightening' [8].

Por tanto es interesante es que el coeficiente de 'flow straightening' sea lo menor posible: $\gamma = \alpha_0/\beta_R$

Los coeficientes γ obtenidos en los ensayos llevados a cabo con timones que sobresalen verticalmente [8] en el extremo superior al diámetro de la hélice han sido altos. Esto condiciona la elección del valor Z/d . Según estos resultados, convendría situar el timón lo más bajo posible, evitando que sobresaliese del extremo superior de la pala ($Z/d > 1$).

Sin embargo se conoce que la 'cobertura' (proporción de altura de pala del timón afectada por la estela de la hélice) es mayor para relaciones $Z/d < 1$.

En consecuencia con lo anterior se ha tomado de nuevo como solución de compromiso: $Z/d = 1$, teniendo en cuenta los momentos flectores y la altura de pala del timón.

Por último, se ha tomado $Y/d = 0$ porque para esta relación se han alcanzado [8] los mayores valores C_{ft}/α . Esta solución es también apoyada por el hecho de que se obtuvieron valores mínimos para α_0 , y por tanto valores mínimos de Y .

3. Relación de maniobrabilidad y geometría del timón.

En este apartado se determinará la relación de los valores de fuerzas normales y de sustentación sobre el timón con su geometría para actuar sobre ella y cumplir con los rangos indicados en el apartado 2.

El buque base seleccionado para la aplicación del método propuesto ha sido el 'Draco' (ver tabla 1) ya que resulta suficientemente representativo.

Tanto la sustentación como el ángulo de desprendimiento de flujo aumentan al crecer la relación cuerda inferior entre cuerda superior (Taper ratio-TR-). Sin

embargo, al aumentar esta relación el momento flector aumenta y la mayor parte del timón está desfavorablemente afectado por la estela del propulsor. Por lo tanto se ha asumido inicialmente la relación $TR = 1$.

A grandes ángulos de ataque la resistencia al avance en relación a la sustentación disminuye para bordes cuadrados (Tip Shape) frente a los redondeados, mientras que para ángulos pequeños la relación es la misma para bordes cuadrados que redondeados, por lo que se tomarán los primeros.

Tabla 1: Características del buque base (fuente: Infomarine, Mayo 2006)

L (m)	95,70
L_{pp} (m)	82,70
B (m)	15,20
D_{sup} (m)	9,95
T (m)	6,70
M(Tn)	4642
V (kn)	17,99
C_b	0,54
X_b	-2.55
Potencia	6000 kW a 750 rpm
Tipo de Hélice	Paso Variable (4 Palas)
Diámetro Hélice	4,3 m (152 rpm)

Finalmente indicar que se definirá un timón con aleta porque a altas velocidades evoluciona muy rápidamente por lo que cumple con las necesidades de alta maniobrabilidad necesarias para los atuneros. Además el timón irá soportado para minimizar los esfuerzos verticales y momentos flectores.

Cálculo de la fuerza normal mínima por unidad de ángulo:

Se calculará teniendo en cuenta la 'facilidad de evolución' aplicando el criterio de aceptabilidad de Gertler (1) al buque base:

$$D/L < -5C_b + 7.2 = 4.5 \text{ m};$$

Por tanto $D_{\text{máx}} = 372.15 \text{ m}$. para un ángulo de giro de 35° debe cumplir la expresión (2) que para el buque base se alcanza el valor mínimo de:

$$\frac{dFn}{d\alpha} = 1545.31 \frac{kN}{rad}$$

Por otro lado, se puede comprobar que este diámetro máximo obtenido cumple los requisitos de la OMI sobre capacidad de evolución:

$$Av < 4.5L = 372.15 \text{ m};$$

Considerando ahora las expresiones (7, 8 y 9) y sustituyendo valores se llega a:

$$D_{\text{máx}} = 372.15 < 601.76 \text{ m}$$

Por tanto, para el valor mínimo de $\frac{dFn}{d\alpha}$ calculado, se cumplen los requerimientos de la OMI sobre capacidad de evolución.

Cálculo de la fuerza de sustentación mínima por unidad de ángulo

Para calcular la fuerza de sustentación mínima por unidad de ángulo para la correcta operatividad del buque, se analizará primeramente el número P mediante las expresiones (8) y (9). Para conocer las necesarias relaciones entre K' y T' con $\frac{Ft}{\alpha}$. Será necesario integrar las expresiones (15) y (16) en las relaciones siguientes [3]:

$$T' = \frac{Ki^2 + Kj^2}{0.27 + 0.258(F + 0.38)^{0.39} - 0.5 + \frac{Xb}{Lpp} \cdot G + 1} \cdot \frac{1}{G + 1};$$

$$G = 0.0193 \frac{Lpp}{B} \frac{1}{Cb^2} \left(1 + \frac{25(Tpp + Tpr)}{Lpp} \right)$$

$$F = \frac{\frac{Ft}{\alpha}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot Vr^2} \cdot \frac{(1 - 0.8Cb + 0.26)^2}{T} \cdot \left(\frac{1}{B} \right) \left(\frac{1}{Cb^2} \right) \left(1 + \frac{25(Tpp - Tpr)}{Lpp} \right) \quad (17)$$

Sustituyendo con los valores del buque base finalmente obtenemos las relaciones buscadas:

$$T' = \frac{0.065}{0.258 \left(7.19 \frac{10^{-6} Ft}{\alpha} + 0.38 \right)^{0.39} - 0.26} \quad (18)$$

$$K' = 3.788 \cdot 10^{-7} \frac{\frac{Ft}{\alpha}}{0.258 \left(7,19 \frac{10^{-6} Ft}{\alpha} + 0.38 \right)^{0.39} - 0.22} \quad (19)$$

Por tanto, el número P finalmente es función de Ft/α. Para cumplir con (8) es necesario Ft/α > 205.000 kgf/rad (ver figura1) lo que corresponderá al valor mínimo requerido de la fuerza de sustentación por unidad de ángulo.

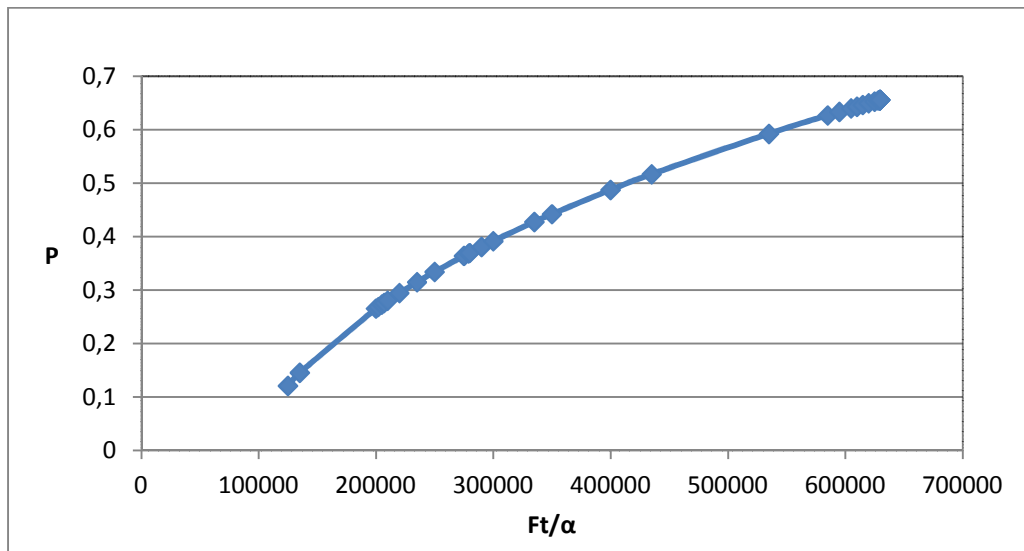


Ilustración 1: Comportamiento del número P de Norrbín frente a Ft/α (Kgf/rad)

Aunque con el incremento del valor Ft/α, el valor de T' disminuye (incrementándose por tanto P) existen dos restricciones a este incremento: la estabilidad de ruta (6) y el tamaño del servo excesivo o timón sobredimensionado.

La bondad de la estabilidad en ruta es medida por el ancho de ciclo de histéresis que sólo tiene sentido para valores positivos. La expresión (6) se anula para T' = 2.56. Sin embargo, para este valor no se cumple las recomendaciones sobre el número de Norrbín ya que se obtiene P = 0.128.

Según estos resultados se tomará un valor de compromiso para T' que permite cumplir con Norrbín ampliamente sin comprometer en exceso la estabilidad de ruta. Por tanto el valor mínimo de fuerza de sustentación por unidad de ángulo que se exigirá para los cálculos es Ft/α = 280000 kgf/rad = 2744 kN/rad.

Cálculo de características principales

Las características geométricas que identifican al modelo de timón son: altura (h, normal al flujo), cuerda (c, paralela al flujo) y espesor (t, perpendicular al plano de crujía), el tipo de perfil (t/c), el área de timón: $A = h \cdot c$ (20) y el alargamiento: $\lambda = h/c$ (21).

Para la selección de las características del timón es necesario tener en cuenta:

- Las características del codaste (para una relación $Z/d \approx 1$) limita la altura del timón (h) a 6 m.
- Por otro lado, el área mínima de la pala del timón está determinada a $Ar = 8.26 \text{ m}^2$ para el buque base [4]:

$$Ar = \frac{TLpp}{100} \left(1 + 50Cb^2 \left(\frac{B}{Lpp} \right)^2 \right)$$

- Para un timón con flap, la relación de alargamiento suele estar entorno a 2, por lo que para este tipo de barcos se tendrán cuerdas cercanas a 3 m.
- Viendo la velocidad de flujo en el timón (15) y las posibles cuerdas se prevén Re bastante altos (10). Lo que significa que en régimen laminar aumenta C_{ft} , y C_d disminuye. Sin embargo, el valor del ángulo de desprendimiento disminuye al aumentar Re y aumenta el riesgo de cavitación.
- Es necesario tener en cuenta que para iguales Re , C_d aumenta al incrementarse el valor de t/c [9].

$$Cd = \frac{Fd}{\frac{1}{2} \rho \cdot Ar \cdot Vr^2} \quad (22)$$

En la tabla 3 se han calculado distintas posibilidades de timones para distintos Re (y por tanto cuerdas) calculando sus ángulos de desprendimiento. Para ello se emplean las expresiones (20) y (21) junto con [3]:

$$\alpha_s = 1.77 \left(1 + 7 \cdot \frac{t}{c} \right) \left(1 + \frac{1.25}{\lambda} \right) \left(1 + 0.048 \left(\ln \left(1 + \frac{8Kt}{\pi J^2} \right) \right)^{0.5} \right) \cdot \frac{h}{d} \quad (23)$$

Además de esto se han integrado la expresión (4) junto con el valor mínimo de fuerza de sustentación obtenida en la expresión [3]:

$$Cft/\alpha = 2\pi\lambda/(\lambda + 2.55)(1 - 0.35t/c)(1 + Kt8/(\pi J^2)d/h)(Cb + 0.3)/(1 + 1.214 \left(1 - e^{-0.3\left(\frac{Kt}{J^2}\right)}\right)) \quad (24)$$

Obteniendo:

$$\frac{t}{c} = \frac{1}{0.35} \left(1 - 12.41 \frac{\lambda + 2.55}{h(h + 4.52)}\right) \quad (25)$$

La opción escogida es la señalada en la tabla 2 ya que resulta interesante tener una cuerda amplia (λ bajo) para timón con flap, pero, además, esta opción permite un alto ángulo de desprendimiento. Además la opción cumple con el área mínima de timón exigida por la SSCC mientras que la relación t/c del perfil no es alta.

Tabla 2: Características geométricas del timón para distintos Re con sus ángulos de desprendimiento

Re	c (m)	λ	h (m)	t/c	A (m ²)	α_s (grad)
30000000	3,00	1,80	5,40	0,14	16,20	31,44
		1,90	5,70	0,30	17,10	50,79
		2,00	6,00	0,45	18,00	69,30
		2,10	6,30	0,58	18,90	87,08
		2,20	6,60	0,69	19,80	104,24
Re	c (m)	λ	h (m)	t/c	A (m ²)	α_s (grad)
29000000	2,90	1,80	5,22	0,00	15,14	14,90
		1,90	5,51	0,17	15,98	33,91
		1,90	5,51	0,17	15,98	33,91
		2,10	6,09	0,45	17,66	69,52
		2,20	6,38	0,57	18,50	86,33
Re	c (m)	λ	h (m)	t/c	A (m ²)	α_s (grad)
28000000	2,80	1,90	5,32	0,02	14,90	16,82
		2,00	5,60	0,17	15,68	34,64
		2,10	5,88	0,32	16,46	51,73
		2,20	6,16	0,44	17,25	68,21
		2,30	6,44	0,56	18,03	84,13

Corrección del ángulo de desprendimiento

El ángulo de desprendimiento ha sido calculado considerando una expresión válida para timones de pala rígida, se debe considerar, además, el efecto del flap. Para ello tendremos en cuenta expresiones empíricas obtenidas para timones con flap y palas de extremos cuadrados [9]:

$$C_{ft} = \left(1,95 \frac{\pi}{57,3(1+\frac{3}{\lambda})} \right) \alpha + \frac{C_{dc}}{\lambda} \left(\frac{\alpha}{57,3} \right)^2 \quad (26)$$

$$C_{dc} = 0,1 + 1,6 \cdot TR \quad (27)$$

Se asumirá que en la condición más adversa ($\alpha = \alpha_s$), el valor de F_t/α será el mínimo obtenido: 280000 Kgf/rad. Sustituyendo este valor en la expresión (7) se obtiene que $C_{ft}/\alpha = 0,0546$. Manteniendo el valor inicial de $TR = 1$ y el

C_{ft}/α obtenemos un ángulo de desprendimiento de $55,7^\circ$ (una diferencia de un 9% con el valor calculado por la ecuación (23)).

Manteniendo una actitud conservadora se mantendrá el ángulo de desprendimiento más desfavorable, que es $50,79^\circ$. Por tanto, se procede a ajustar la expresión (27):

$$C_{dc} = 0,1 + 1,77 \cdot TR \quad (28)$$

Según esto, llegamos a una nueva versión de (26) que definirá la ley de sustentación por unidad de ángulo del timón que se seguirá:

$$\frac{C_{ft}}{\alpha} = 0,04 + 2,99 \cdot 10^{-4} \cdot \alpha \quad (29)$$

Cálculo de esfuerzos en el timón

A continuación se comprobará el cumplimiento de los esfuerzos exigidos como mínimos en el timón para cumplir con los requisitos de maniobrabilidad considerando:

$$\left(\frac{C_{fn}}{\alpha} \right) = \frac{\left(\frac{F_n}{\alpha} \right)}{0,5 \cdot \rho \cdot Vr^2 \cdot Ar} \quad (30)$$

Por otro lado se cumple para pesqueros [3]:

$$\frac{Cfn}{\alpha} = \frac{Cft}{C} = \frac{0,04 + 2,48 \cdot 10^{-4} \cdot \alpha}{1 - 0,00286\alpha} \quad (31)$$

Para 35° $(Fn/\alpha)_{\min} = 1545.31 \frac{\text{kN}}{\text{rad}}$ (punto 4) por lo que según (30) $\left(\frac{Cfn}{\alpha}\right)_{\min} = 0.0306$ y por otro lado según (31) para 35° :

$$\frac{Cfn}{\alpha} = 0,054 > \left(\frac{Cfn}{\alpha}\right)_{\min}$$

Por lo que se cumplen los requisitos de maniobrabilidad según fuerzas normales y de sustentación exigidos.

Por otro lado, se comprobará el comportamiento de todas las fuerzas adimensionalizadas por unidad de ángulo (ver expresiones 7, 22 y 30) que actúan sobre el timón a distintos ángulos (ver figura 2). Para el cálculo de los coeficientes normal y de sustentación se aplicará la expresión (31). Además para los coeficientes de resistencia al avance y de fuerza resultante se tendrá en cuenta:

$$Cfn = Cft \cdot \cos\alpha + Cfd \cdot \sin\alpha \quad (32)$$

$$\frac{Cfr}{\alpha} = \left(\left(\frac{Cft}{\alpha} \right)^2 + \left(\frac{Cfd}{\alpha} \right)^2 \right)^{0.5} \quad (33)$$

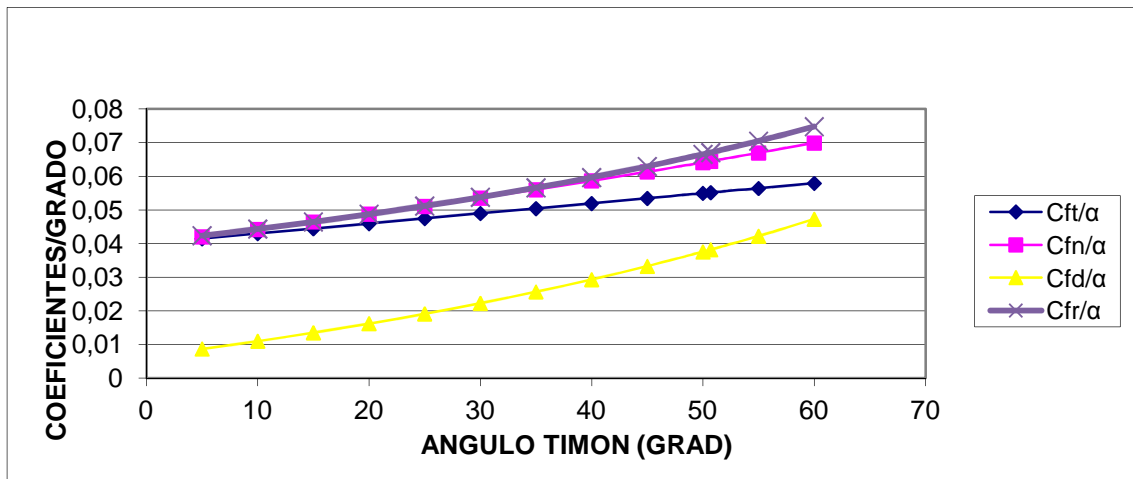


Ilustración 2: Comportamiento de los coeficientes adimensionales de fuerzas sobre el timón para distintos ángulos

Se puede comprobar, además (ver figura 3), que para cualquier ángulo de giro el timón se cumple con $P > 0.275$

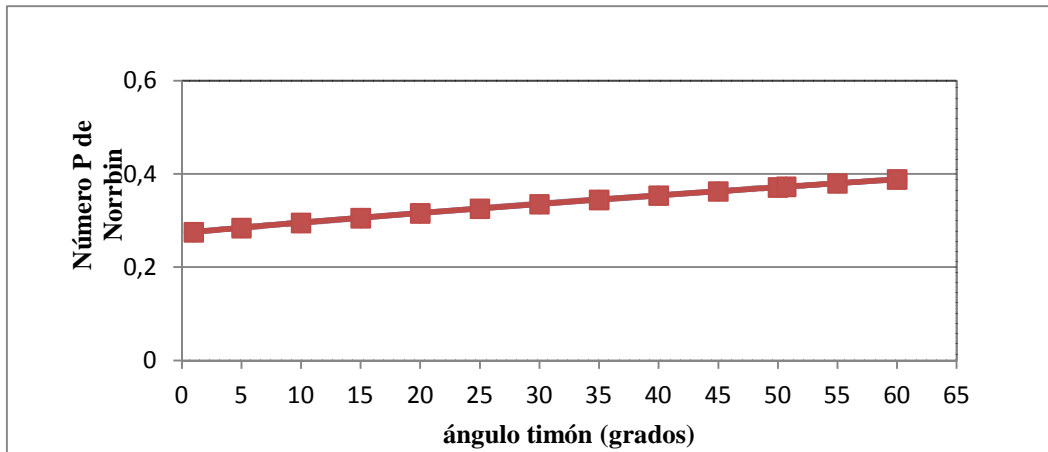


Ilustración 3: Número de Norrbín para distintos ángulos

Selección de tipo de perfil

La principal característica que define el tipo de perfil es la relación t/c (25) ya que afectará a la resistencia mínima y al ángulo de desprendimiento de flujo. Las características del perfil son las que tienen mayor influencia en la cavitación. Para el estudio del timón se analizarán perfiles NACA simétricos (habituales para timones con aleta).

Por tanto se estudiará si existe cavitación en cada sección para cada ángulo de actuación según las expresiones (11) y (12). El coeficiente de presión se ha obtenido de la expresión (14):

$$C_p = -\frac{c_{ft}}{y \cdot L}; \quad \text{donde} \quad L = \int (1 + y'(x)^2)^{0.5} dx$$

El valor de y depende de la posición a lo largo de la cuerda, se fija ésta en el centro de presiones y éste variará con el ángulo de ataque.

De acuerdo al resultado alcanzado en la tabla 2 se tomará un perfil NACA 0030 (donde x e y en % c) [1]:

$$y(x) = \frac{tm_{\acute{a}x}}{0.20} (0.26690x^{0.5} - 0.12600x - 0.35160x^2 + 0.28430x^3 - 0.10150x^4) \quad (34)$$

Por otro lado, las secciones seleccionadas para estudio son las mostradas en la tabla 3. El valor de la presión P_0 (cada una de ellas de acuerdo a su hg) ha sido calculado para el calado de verano del buque base ($T_{pp} = 7.7$ m) y su asiento de proyecto.

Tabla 3: Número de cavitación para distintas secciones transversales del timón

	sección	hg (m)	P ₀ (Pa)	σ
1	la más cercana al pinzote	7,36	175205,98	3,36
2	la correspondiente al extremo inferior de las palas del propulsor	6,99	171579,73	3,29
3	la correspondiente al eje de la hélice	4,84	149982,98	2,87
4	la correspondiente al extremo superior de las palas del propulsor	2,69	128386,23	2,45
5	la más cercana a la raíz	1,66	117949,48	2,24

Para todas las secciones consideradas, y el rango de ángulos analizados, no se aprecia cavitación (ver figura 4), por lo que parece correcto asumir un perfil NACA 0030.

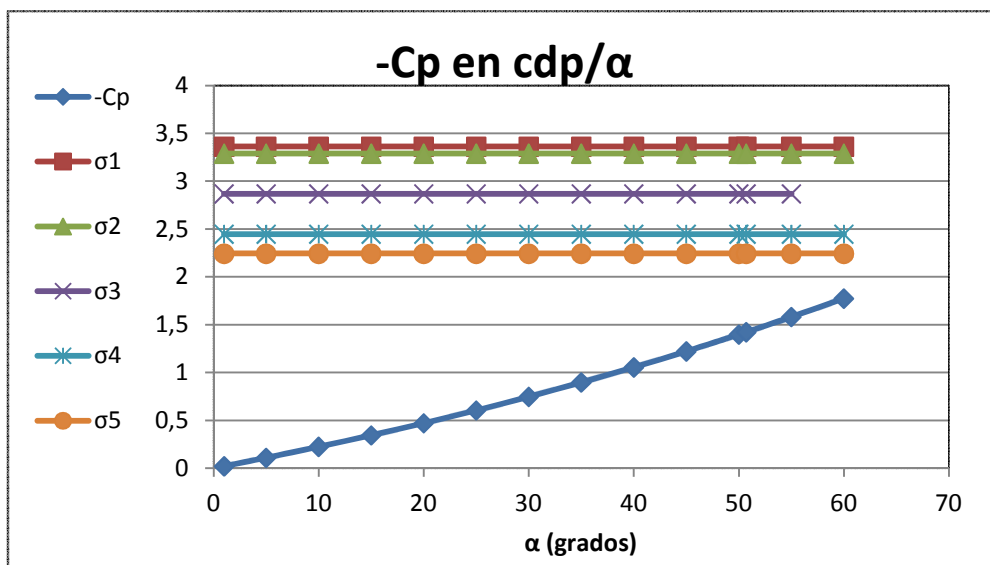


Ilustración 4: Coeficiente de presión y números de cavitación por secciones para distintos ángulos.

Selección de la compensación

El grado de compensación (x_1) tiene una importancia fundamental para reducir los momentos torsores y, por tanto, el diámetro de mecha. Su principal limitación es que el centro de presiones, considerando su desplazamiento con los ángulos α , se mantenga siempre a popa de la mecha.

La evolución de la posición transversal del centro de presiones (CPC), medida como porcentaje de cuerda, medido desde el extremo de proa (ver figura 5),

para los distintos ángulos de ataque, se ha calculado con las expresiones (28) y (31), y se han obtenido las siguientes expresiones [9]:

$$CPC = \left(0.25 - \frac{Cmc}{Cfn} \right) \quad (35)$$

$$\frac{Cmc}{\alpha} = 0.25 - \left(\left(0.5 - \frac{1.11((\lambda^2 + 4)^{0.5}) + 2}{4(\lambda + 2)} \right) \cdot 1.95 \frac{\pi}{57.3 \left(1 + \frac{3}{\lambda} \right)} \right) - 0.5 \cdot \frac{Cdc}{\lambda} \cdot \frac{\alpha}{57.3^2} \quad (36)$$

Sustituyendo los valores para el buque base se llega a:

$$CPC = (0.25 - (3 \cdot 10^{-3} - 1.49 \cdot 10^{-4} \alpha)) / ((0.04 + 2.99 \cdot 10^{-4} \alpha) / (1 - 0.00286 \alpha)); \quad (37)$$

Además para TR = 1 los valores obtenidos se desplazarán un 1% a popa.

El centro de presiones longitudinal viene dado por la expresión:

$$CPS = \left(\frac{0.85}{(5 + \lambda)^{0.25}} TR^{0.11} \right) h \quad (38)$$

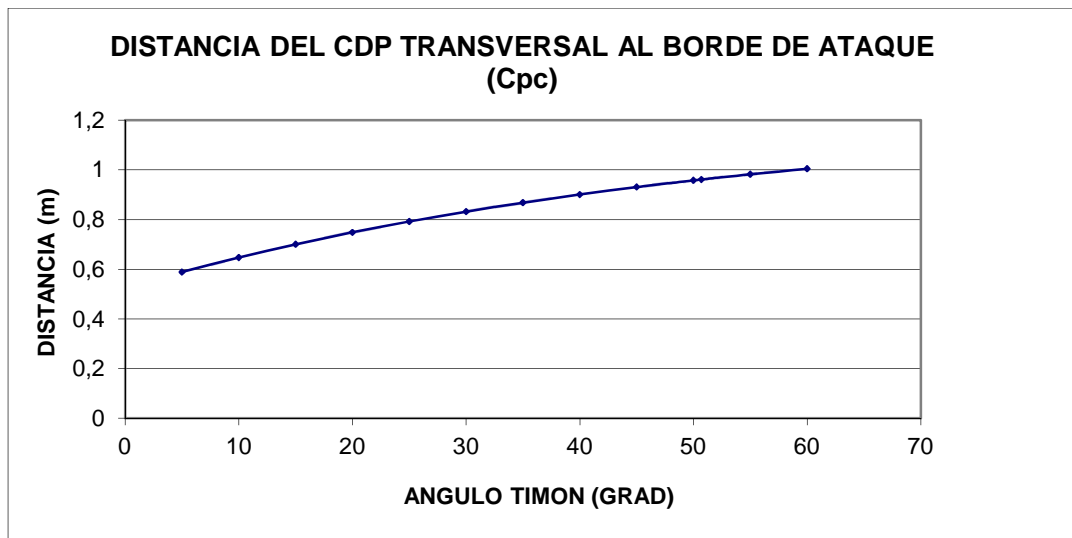


Ilustración 5: Distancia del centro de presiones transversal con los ángulos del timón

La figura 5 muestra que para ángulos cercanos a cero la distancia del centro de presión transversal es 0.54 m. Por lo que se tomará $X_1 = 0.54$ m ya que garantiza momentos torsores positivos. Para ese valor de X_1 la compensación es del 18% y la reducción del par respecto a compensación 0% es a 35° de un 38%.

El momento torsor obtenido para el timón a 35° (así como el flector) supera el mínimo exigido por la DNV [4] para timones compensados así como las

recomendaciones sobre área máxima compensable (23%) y máxima cuerda compensable (35%).

Cálculo de diámetro de la mecha

Para su cálculo se tendrá en cuenta la expresión publicada por la DNV [4]:

$$dm = 42 \left(1 + \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{Mf}{Mt} \right)^2 \right)^{\frac{1}{6}} \cdot \left(\frac{Mt}{f1} \right)^{\frac{1}{3}} \text{ (mm)} \quad (39)$$

Para lo que ha sido necesario el cálculo de los momentos flectores y torsores del timón a 35°, aplicando además las expresiones (38), (35), (30) y (33):

$$Mt = Fn((CPc.c) - X1) \quad (40)$$

$$Mf = Fr \frac{CPs}{7} \quad (41)$$

El diámetro de mecha, que cumple con los requerimientos de la DNV, que se obtiene es:

$$d = 334.46 \text{ mm}$$

Determinación del flap

Los resultados experimentales alcanzados para timones con flap con sustentación del 18%, (como la definida) y sección NACA simétrica ($\lambda = 2$) [9] obtuvieron la mayor relación $Cft_{\text{máx}}/Cfd_{\text{mín}}$ para el ratio cuerda flap/cuerda total = 0.4 y el ángulo flap/ángulo timón = 2. Por tanto, se tomará esta relación como base para la definición del flap.

4. Resultados

Como consecuencia de los pasos indicados en los puntos anteriores se ha obtenido un modelo optimizado de timón activo soportado adaptado al buque base. Este modelo tiene un perfil NACA 0030, una aleta de un 40% de la cuerda y bordes cuadrados. Las características del timón son resumidas en la tabla 4 y su posición relativa en la figura 6.

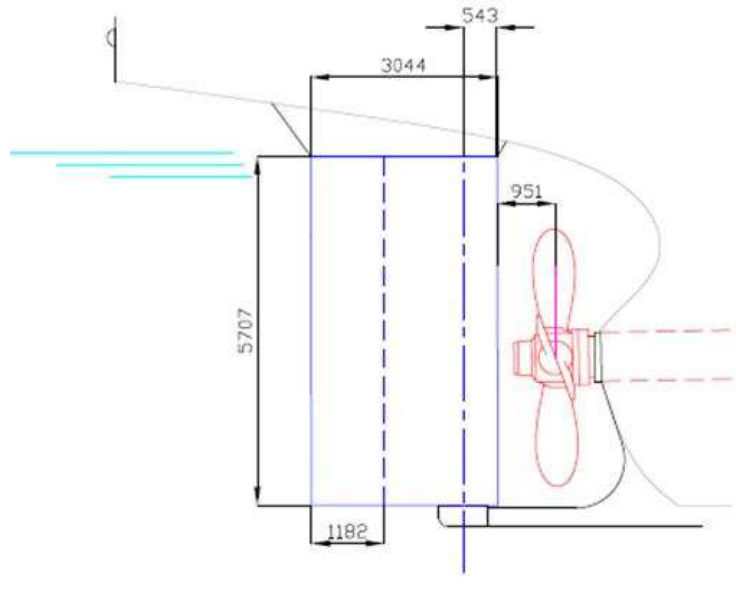


Ilustración 6: Disposición del timón propuesto para un atunero al cerco (mm)

Tabla 4: Características geométricas y operativas del timón

c (m)	Λ	h(m)	t/c	x1	TR	Ω	Re
3	1,9	5,7	0,3	18%	1	0	$3 \cdot 10^7$

El timón aquí definido ha sido diseñado para cumplir con las fuerzas por unidad de ángulo y momentos que permitían el cumplimiento de ciertos requerimientos de operatividad exigidos por la normativa y recomendados por los resultados experimentales obtenidos (ver punto 2).

Sin embargo otras exigencias no están garantizadas (como algún extremo del SOLAS *Parte C. Regla 29*, o la aptitud para corregir la guiñada de la OMI. Resolución A.751 (18)). Por ello, será necesario modelar el timón aquí definido en una herramienta de diseño hidrodinámico, que permita optimizar este modelo empleando algoritmos evolutivos.

5. Conclusiones

En este trabajo se ha desarrollado un método de definición de las características principales de un timón con aleta y su posición relativa al buque para optimizar la maniobrabilidad del buque pesquero.

El método se ha iniciado con la definición de las fuerzas normales y de sustentación por unidad de ángulo mínimas que se deben ejercer en el timón para asegurar la 'facilidad de evolución' y la 'facilidad de cambio de rumbo'. Integrando los resultados obtenidos de ensayos con pesqueros y timones se han definido las expresiones que permiten relacionar la geometría del timón y su posición relativa respecto a la hélice con dichas fuerzas.

Finalmente se ha aplicado el método a un buque representativo de los atuneros al cerco. Los resultados obtenidos permiten, no sólo conocer todos los parámetros que definen al timón, sino también conocer su comportamiento en las distintas secciones del timón y para diferentes ángulos. Se ha comprobado además que el timón cumple con los requisitos de las SSCC.

Aunque el timón asegura ciertas condiciones de maniobrabilidad en el buque, otras exigidas por la normativa deben comprobarse. Para ello se prevé evolucionar el modelo aquí obtenido mediante la aplicación de algoritmos para lo que será ensayado con CFDs.

Por otro lado, de los resultados obtenidos para el buque base se puede destacar el elevado valor de Re que alcanza para velocidad de servicio. Esto junto a la necesidad de maniobrabilidad a grandes ángulos de metida del timón conducen a que exista un alto riesgo de alcanzar tempranos ángulos de desprendimiento. Por lo que se propone para posteriores simulaciones el estudio del comportamiento de estos modelos considerando el efecto de 'flow-straightening' y la cavitación a lo largo de la superficie del perfil donde la ley de presiones muestra valores más bajos que en el resto de puntos.

6. Referencias

- [1] Abbott, I., Von Doenhoff, A. (1959) 'Theory of wing sections' .Dover.
- [2] Baquero, A. (1980) 'Experimentación en el campo de la hidrodinámica del buque: ensayos de maniobrabilidad' Publicación N° 64. Canal de experiencias hidrodinámicas, El Pardo. Ministerio de Defensa.
- [3] Baquero A., 1987. 'La maniobrabilidad del buque pesquero'. Publicación N° 123. Canal de experiencias hidrodinámicas, El Pardo. Ministerio de Defensa.

[4] Det Norske Veritas, 2007 'Hull equipment and Safety' Rules for Classification of Ships. Part 3, Chapter 3.

[5] International Maritime Organization, 2002 'Explanatory notes to the standards for the ship Manoeuvrability'. MSC/Circ.1053 16 December 2002.

[6] International Maritime Organization, 2002 'Standards for ship Maneuverability' (resolution MSC.137 (76)). 13 1 December, 2002.

[7] International Maritime Organization, 2002 'International Convention for the Safety of Life at Sea: SOLAS', 4th edition, 2002.

[8] Molland, A., Turnock S., 2002 'Flow straightening effects on a ship rudder due to upstream propeller and hull' Int. Shipbuild. Progr. 49 N° 3 (2002) pp.195-214.

[9] Molland A. F.; Turnock S R. (2007) 'Marine rudders and control surfaces': Elsevier.

[10] Nobukawa T, Tushto K. Metomura K., Yoshimura Y., 1990. 'Studies on manoeuvrability standards from the viewpoint of Marine Pilots'. Marsim & ICSM 90, Tokyo.Japan/June 4-7, 1990.

[11] Pérez, F., Zamora R., 2000. 'Influencia de los parámetros generales del buque en sus características de maniobrabilidad'. II Congreso Internacional de Ingeniería Oceánica, 2000

[12] Velasco, F., Rueda, M. López, E. Moyano E., 2004.'Modelos matemáticos para el control de gobierno de buques'. XXV Jornadas de Automática Septiembre 2004.

7. Apéndice

A_r = área del timón (móvil + fija) (m^2)

A_v = Avance (m)

B = manga del buque (m)

C_b = coeficiente de bloque

$C_{mc}/4$ = coeficiente del momento torsor sobre el primer cuarto de cuerda.

d = diámetro del propulsor (m)

D = diámetro del círculo de evolución (m)

D_t = diámetro de evolución (m)

D_v = desviación (m)

F_n = Fuerza normal al plano axial del timón

F_t = Fuerza de sustentación perpendicular a la dirección del flujo incidente en el timón.

h_g = profundidad de la sección de timón considerada bajo línea de flotación (m)

J = coeficiente de avance del propulsor

K = coeficiente de empuje = 0.18 (para la hélice del caso base)

K' , T' = coeficientes representativos del amortiguamiento hidrodinámico

K_i = radio de inercia transversal de masas del buque alrededor de un eje vertical que pasa por el centro de gravedad medido en esloras (para pesqueros oscila entre 0.24-0.26)

K_j = radio de inercia del agua arrastrada depende de la geometría de la carena

L_{pp} = eslora entre perpendiculares (m)

M = desplazamiento del buque

P_{at} = P atmosférica (Pa)

P_l = presión local en la zona del perfil (Pa)

P_v = presión de vapor de agua de mar a T_{media} de = 15°C

T_{pp} = calado en popa-referido a calado de verano y asiento de proyecto-(m)

T_{pr} = calado en proa -referido a calado de verano y asiento de proyecto-(m)

V = velocidad inicial del buque (m/s)

V_r = velocidad del flujo que llega al timón (m/s)

X = separación del borde de proa de la pala del timón al plano del propulsor.

Y = distancia desde el eje de la hélice al eje del timón medido perpendicularmente a crujía.

Z = distancia desde el extremo superior de la pala de la hélice hasta el extremo inferior de la pala del timón.

α = ángulo de ataque del timón respecto al plano axial inicial del buque (rad)

α_0 = ángulo de ataque del flujo al timón para sustentación nula.

β_R = ángulo de giro en la zona del timón