

Research Article

Eficiencia operacional del virador de palangre de una embarcación atunera artesanal prototipo de Isla Margarita, Venezuela

Ernesto Trujillo¹ & Guillermo Martínez²

¹Instituto de Investigaciones Científicas, Universidad de Oriente, Boca del Río
Apdo. 147, Porlamar, Estado Nueva Esparta, Venezuela

²Escuela de Ciencias del Mar, Pontificia Universidad Católica de Valparaíso
Casilla 1020, Valparaíso, Chile

RESUMEN. La eficiencia operacional del mecanismo de virado del palangre de una embarcación atunera artesanal de Isla Margarita, Venezuela, se determinó mediante la velocidad media de calado, velocidad media de virado, tensión de entrada del virador (T_o) y su fuerza de tracción (P). Se encontró una relación directa entre la fuerza de gravedad media (q_{med}) de la sección de palangre y la tensión de entrada del virador (T_o). Considerando una fuerza (P_{med}) en la entrada del virador (S_1), la tensión en (S_3) disminuye debido a la polea de presión que ejerce una fuerza $H = 23,7$ N, obteniendo una fuerza $S_4 = 0$. La velocidad media de calado del palangre fue de 208 m min^{-1} (~ 333 anzuelos/hora) y la velocidad media de virado de 121 m min^{-1} (~ 160 anzuelos/hora); mientras que la tensión de entrada del virador (T_o) fue de 1.013 N. Por lo tanto, la nueva fuerza de tracción (P) fluctuó entre 1.317 y 1.418 N. De acuerdo al torque en las poleas del mecanismo virador, la velocidad media de virado (v_{med}) y las relaciones de transmisión (k_1 , k_2), se estimó que para el izado del palangre se requiere una potencia media (N_{med}) de $5,3$ hp ($\sim 3,95$ kW), resultando eficiencia de virado por sección (T_p) de $135,4$ s.

Palabras clave: virador de palangre atunero, eficiencia operacional, embarcación artesanal, Isla Margarita, Venezuela.

Operational efficiency of the longline hauler on a prototype artisanal tuna fishing vessel from Margarita Island, Venezuela

ABSTRACT. The operational efficiency of the longline hauler on an artisanal tuna fishing vessel from Margarita Island, Venezuela, was determined using the average setting velocity, average hauling velocity, hauler input tension (T_o) and traction strength (P). A direct relationship was found between the average gravity (q_{med}) on the long-line section and the hauler input tension (T_o). Considering a strength (P_{med}) at the input of the longline hauler (S_1), the roller tension (S_3) decreases due to the force of $H = 23.7$ N exerted by the pressure roller, resulting in a strength of $S_4 = 0$. The longline average setting velocity was 208 m min^{-1} (~ 333 hooks/hour) and its hauling velocity was 121 m min^{-1} (~ 160 hooks/hour), whereas hauler input tension (T_o) was 1.013 N. Therefore, the new traction strength (P) fluctuated between 1.317 and 1.418 N. Based on torque output from the rollers of the longline hauler, the average hauling velocity (v_{med}) and the transmission relations (k_1 , k_2), a required average strength (N_{med}) of 5.3 hp (~ 3.95 kW) for longline retrieval was estimated. Thus, the hauling efficiency (T_p) by longline section was estimated to be 135.4 s.

Keywords: tuna longline hauler, operational efficiency, artisanal vessel, Margarita Island, Venezuela.

Corresponding author: Guillermo Martínez (guillermo.martinez@ucv.cl)

INTRODUCCIÓN

A partir del año 1954, con la llegada de embarcaciones atuneras japonesas a Venezuela, algunas

embarcaciones fueron acondicionadas para la pesca con palangre para la captura de atunes en pequeña escala. Sobre la base de los resultados de las campañas exploratorias del barco japonés "Bosso-Marú", alqui-

lado por la compañía pesquera Productos Mar, C.A., se dio impulso a la pesca de atún (Nemoto, 1975). De esta manera comienza la modificación de las pequeñas embarcaciones de madera, dedicadas a la pesca de especies bentónicas con diversas modalidades de líneas de mano, en embarcaciones palangreras atuneras, cuyos sistemas, artes y operaciones de pesca se han mantenido invariables hasta el presente.

A partir de entonces, comienzan a aparecer los primeros trabajos descriptivos sobre pesquería de atunes con palangre en Venezuela, los cuales analizaron las características operativas a bordo de embarcaciones acondicionadas para este propósito (Mihara & Griffiths, 1971; Nemoto, 1975). En tal sentido, a estas embarcaciones de madera se les incorporó sólo mecanismos de virado de la línea madre, realizando el resto de la operación en forma manual, como el virado de las brazoladas con la captura, y cada una de las secciones del palangre. Estas últimas son enrolladas con sus respectivas brazoladas y anzuelos para ser depositadas en la popa de la embarcación, donde quedan preparadas para el siguiente lance de pesca. Los viradores tradicionales utilizan tres poleas de fricción, a través de las cuales pasa la línea madre en forma expedita. Esta operación permite dejar las brazoladas conectadas a la línea principal, a medida que ésta llega a bordo, sin producir enredos.

El proceso de pesca contempla tres operaciones básicas: calado, deriva y virado del palangre. El calado consiste en el lanzamiento de cada sección de línea madre, las balizas, faros, radio-boyas y los anzuelos cebados. La deriva es el desplazamiento del arte con los anzuelos y carnada como consecuencia de la corriente, etapa durante la cual se produce la captura. El virado del palangre consiste en la recuperación de todo el aparejo con ayuda de la mecanización de cubierta. La duración del proceso de pesca depende de la longitud del palangre, velocidad de la embarcación durante el lance, factores ambientales y pericia técnica de la tripulación.

El presente trabajo tiene como principal objetivo, estimar la eficiencia operacional del virador de la línea madre del palangre de una embarcación atunera artesanal prototipo de Isla Margarita, mediante el cálculo de algunos parámetros técnicos como velocidad media de calado, velocidad media de virado, tensión de entrada del virador (T_0) y su fuerza de tracción (P).

MATERIALES Y MÉTODOS

Para el cálculo de la mecanización del proceso de virado del palangre, se consideró como premisa que

dicha operación no ha variado en el tiempo, debido a que se mantienen vigentes los mismos equipos a bordo. Por esta razón, se tomó la base de datos de dos campañas de pesca comercial en el Mar Caribe realizadas por la embarcación palangrera atunera "Don Chicho II", con puerto base Chacachacare, Isla Margarita. La primera campaña se realizó en mayo 1997 y la segunda en junio 1998.

La embarcación posee casco y caserío de madera, con eslora de 23,0 m, manga de 6,0 m, puntal de 2,7 m, altura de francobordo de 1,4 m, potencia del motor de 440 hp y 120,9 TRB. Para la recogida del palangre se empleó un virador tipo japonés, ubicado a la altura de la amura de estribor. Se utilizó una media de 186,8 secciones de palangre de 273,0 m cada una, construido de Kuralón (PVA) de 6,0 mm de diámetro, con seis brazoladas de 19,3 m, conformadas por tres secciones cada una: sección de Kuralón, alambre de acero forrado con material sintético (wire + Syn) y alambre de acero sin forro con su respectivo anzuelo de acero N°5.

Metodología para el cálculo del sistema de virado del palangre

Dado que durante el proceso de pesca, cada sección de línea madre se encuentra bajo la acción de fuerzas distribuidas que corresponden a su propio peso, al peso de las brazoladas y la captura, como también bajo la acción de fuerzas de resistencia hidrodinámica; para el cálculo de sistema de virado se tomó como referencia a Trujillo & Martínez (2003), quienes determinaron mediante simulación análoga, la forma y tensión de una sección de palangre atunero que adopta la configuración de una catenaria. En tal sentido, para determinar el esfuerzo que debería desarrollarse para virar sistemas de pesca derivantes, desde el agua hasta la cubierta de la embarcación, se procedió a realizar un análisis de las cargas externas que actúan sobre el mecanismo en condiciones de oleaje. Con tal propósito, se siguió un procedimiento metodológico de cálculo que permitiera estudiar la eficiencia del sistema de virado (Fig. 1).

Para la resolución práctica de este problema, se consideró la línea madre del palangre como un hilo flexible pesado, no elástico, cuya densidad lineal es constante en toda su extensión. Para ello, se empleó la ecuación de un hilo flexible descrita por Cherepanov (1976) y Torban (1966, 1977) para redes derivantes, cuyos supuestos fueron adaptados para el propósito de este análisis, que fueron: a) la línea de pesca se considera como un hilo flexible ponderable; b) la principal carga que surge por efecto de la virada de la línea madre, es asimilada por la misma línea y por la polea del virador, por lo tanto se debe desarrollar una

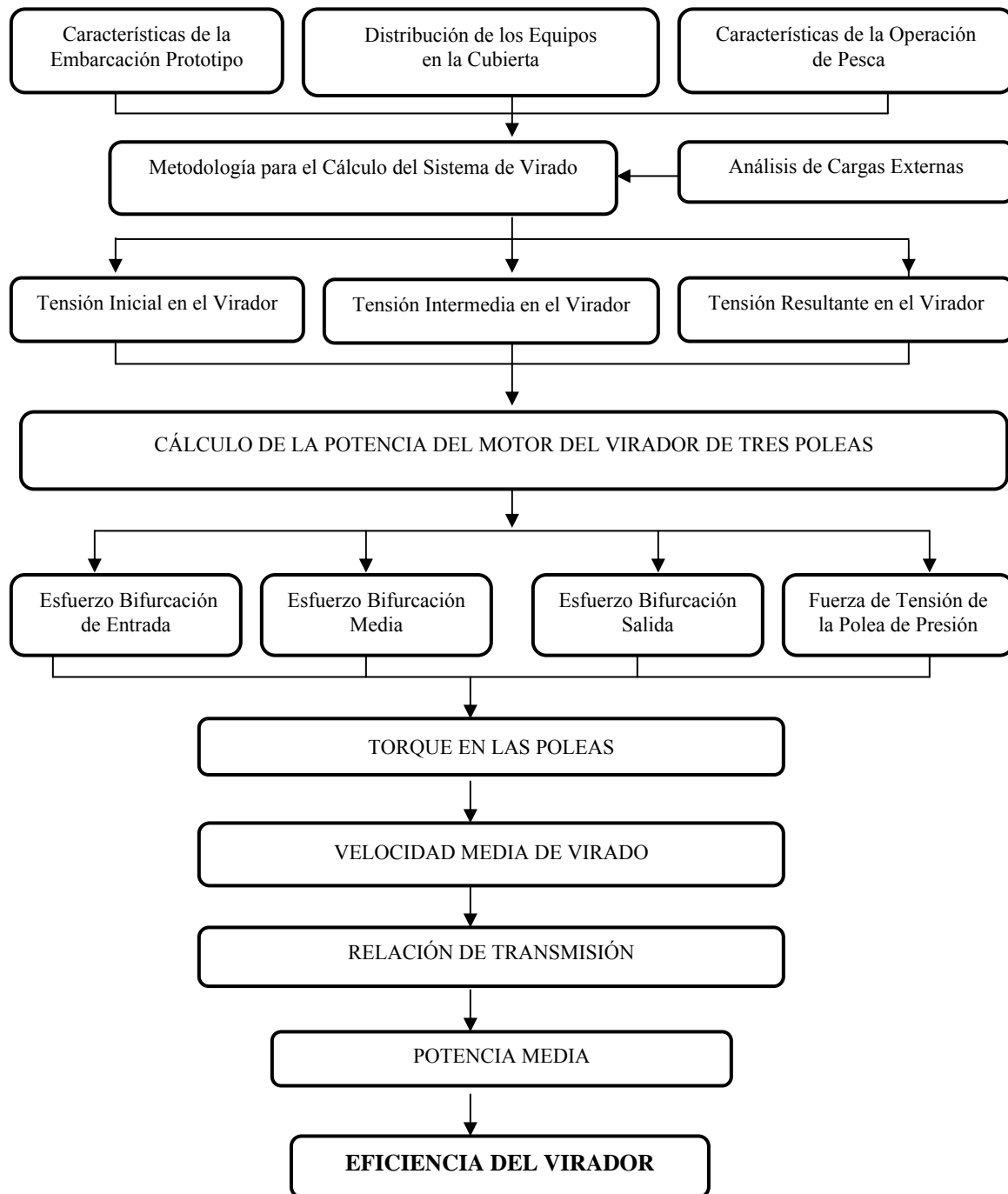


Figura 1. Secuencia metodológica de cálculo de la eficiencia del virador de palangre.

Figure 1. Methodological sequence for calculating the efficiency of the longline hauler.

fuerza de tal magnitud que sea suficiente para izar, desde el agua, una sección de línea madre cercana a la embarcación; c) la fuerza de virado que se genera en la entrada del mecanismo virador se localiza perpendicular a la borda y la amura de estribor de la embarcación; d) la fuerza de gravedad y el peso de la captura se distribuyen uniformemente a lo largo de toda la sección de la línea madre.

Sobre la base de estos supuestos, para el cálculo teórico se adaptó el esquema de Cherepanov (1976) y Torban (1977) (Fig. 2). Los principales parámetros considerados para el cálculo del mecanismo fueron: fuerza y velocidad de virado. Para ello se utilizaron los datos recabados *in situ*, tales como longitud del palangre y tiempo promedio de virado. La profundidad de la línea madre en el punto de unión con la

bajante de baliza se consideró constante, igual a 14,0 m y una altura de francobordo de la embarcación de 1,4 m.

Para el cálculo de la fuerza de virado en la entrada del mecanismo virador “Tensión Inicial en el Virador” (T_0) se utilizó la ecuación 1 propuesta por Torban (1977):

$$T_0 = q_{med} \cdot L^2 / 2Y - q_{med} Y / 2 \quad [N] \quad (1)$$

donde:

q_{med} : fuerza de gravedad media por unidad de longitud de línea, en $N m^{-1}$

L : longitud de una sección de palangre, en metros

Y : ordenada del punto de sujeción de la línea madre, en metros

El esfuerzo (T_0) se incrementa con el viento y el oleaje entre 30 y 40%, pudiendo llegar a producir el corte de la línea madre (Karlov *et al.*, 1976). Esto genera una nueva fuerza de virado (P) del mecanismo virador, que se denomina “Tensión Intermedia en el Virador” (P) y se calculó mediante la ecuación 2.

$$P = T_0 + (0,3 \sim 0,4) T_0 \quad [N] \quad (2)$$

La fuerza promedio, “Tensión Resultante en el Virador” (P_{med}), se calculó de acuerdo a la ecuación 3.

$$P_{med} = P / 2 \quad [N] \quad (3)$$

Para el cálculo del mecanismo virador se utilizó el perfil de las poleas de trabajo y sus correspondientes medidas, para lo cual se adaptó el esquema de Cherepanov (1976) (Fig. 3). En este esquema, el ángulo de ataque en la polea direccional (α_1) fluctuó entre 85° y 90° y en la polea de tracción (α_2) entre 230° y 240°. El ángulo de ataque de la línea madre en la polea de presión, por lo general, se supone que es constante e igual a 40°. Asimismo, se utilizó la ecuación de Eüller, propuesta por Cherepanov (1976), como base del cálculo de la potencia de mando requerida, para que el motor del virador garantice su eficiencia operacional. De acuerdo a este esquema, los esfuerzos de tensión en el virador, en la bifurcación de entrada (S_1), en la bifurcación media, a la salida de la línea madre desde la polea direccional (S_2) y en la bifurcación de salida de la polea de tracción (S_3), se estimaron mediante las ecuaciones 4, 5 y 6, respectivamente.

$$S_1 = S_2 e^{\alpha_1 \mu_1} \quad [N] \quad (4)$$

$$S_2 = S_3 e^{\alpha_2 \mu_2} \quad [N] \quad (5)$$

$$S_3 = S_1 / e^{\alpha_1 \mu_1 + \alpha_2 \mu_2} \quad [N] \quad (6)$$

donde:

μ_1 : coeficiente de fricción, de acuerdo a lo sugerido por Cherepanov (1976) y Torban (1977), para la

polea direccional de superficie de acero es igual a 0,25.

μ_2 : coeficiente de fricción, de acuerdo a lo sugerido por Cherepanov (1976) y Torban (1977), para la polea de tracción con superficie de revestimiento de goma dura, igual a 0,9.

α_1 : ángulo de ataque de la línea madre en la polea direccional, en radianes.

α_2 : ángulo de ataque de la línea madre en la polea de tracción, en radianes.

S_4 : esfuerzo con el cual la línea madre sale desde las poleas de tracción y de presión, igual a cero.

La “Fuerza de Tensión de la Polea de Presión” (H), que permite que la línea madre pueda salir libremente desde la polea de tracción, se determinó mediante la ecuación 7:

$$H = S_3 / \mu_2 \quad [N] \quad (7)$$

Por otra parte, se determinó el torque (M_{tors}) en cada uno de los ejes de las poleas del virador, mediante las ecuaciones 8, 9 y 10.

$$\text{Polea 1: } M_{tors 1} = R_1 (S_1 - S_2) \quad (8)$$

$$\text{Polea 2: } M_{tors 2} = R_2 (S_2 - S_3) \quad (9)$$

$$\text{Polea 3: } M_{tors 3} = R_3 S_3 \quad (10)$$

donde:

$M_{tors 1}$: torque en el eje de la polea direccional, en N m

$M_{tors 2}$: torque en el eje de la polea de tracción, en N m

$M_{tors 3}$: torque de la polea de presión, en N m

R_1, R_2, R_3 : radios de las poleas direccional, de tracción y de presión, respectivamente, en metros

Asimismo, tomando como base la velocidad media de virada en el mecanismo virador (v_{med}), se calculó la frecuencia de rotación media (n) en cada una de sus poleas (n_1, n_2, n_3), con sus respectivos radios (R_1, R_2, R_3) mediante la ecuación 11.

$$n_i = v_{med} / 2\pi R_i \quad [rpm] \quad (11)$$

Seguidamente, sobre la base de la frecuencia de rotación nominal del eje del motor, se calculó la “Relación de Transmisión” (k), desde el eje del motor hacia el eje del reductor de las poleas (k_1, k_2, k_3) considerando la frecuencia de rotación media (n_1, n_2, n_3), utilizando la ecuación 12.

$$k_i = n_{nom} / n_i \quad (12)$$

De acuerdo a estas Relaciones de Transmisión (k_i), se adoptó un esquema cinemático del mecanismo virador donde se emplearon coeficientes de rendimiento de transmisión sugeridos por Torban (1977) para mecanismos similares (η_1, η_2, η_3), desde el motor hacia los ejes de los órganos de trabajo (poleas).

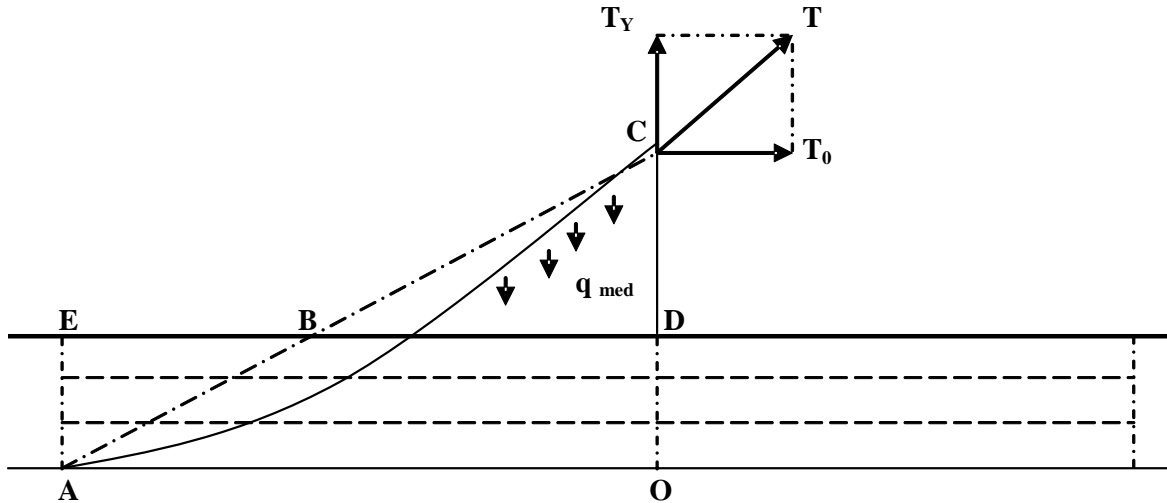


Figura 2. Diagrama del sistema de virado basado en la maniobra con palangre (Adaptado de Cherepanov, 1976 y Torban, 1977). AE: Profundidad de la línea madre en el punto de unión de la brazolada con su baliza; CD: altura de francobordo de la embarcación; C: punto de convergencia, pináculo del rodillo direccional, situado en la regala de la borda; AB: longitud de la línea madre bajo la superficie del agua; BC: longitud de la línea madre sobre la superficie del agua; BD: separación de la línea madre desde la embarcación durante el proceso de virado; Y: coordenada del punto de suspensión de la línea ($Y = AE + DC$).

Figure 2. Hauling system diagram based in the longline operation (Adapted from Cherepanov, 1976 and Torban, 1977). AE: Depth of the mother line at the point of union between the coaming and the beacon; CD: height of the freeboard of the vessel; C: point of convergence, pinnacle of the steering roller, located on the covering board; AB: length of the mother line under the surface of the water; BC: length of the mother line over the surface of the water; BD: separation of the mother line from the vessel during retrieval; Y: coordinate of the point of suspension of the line ($Y = AE + DC$).

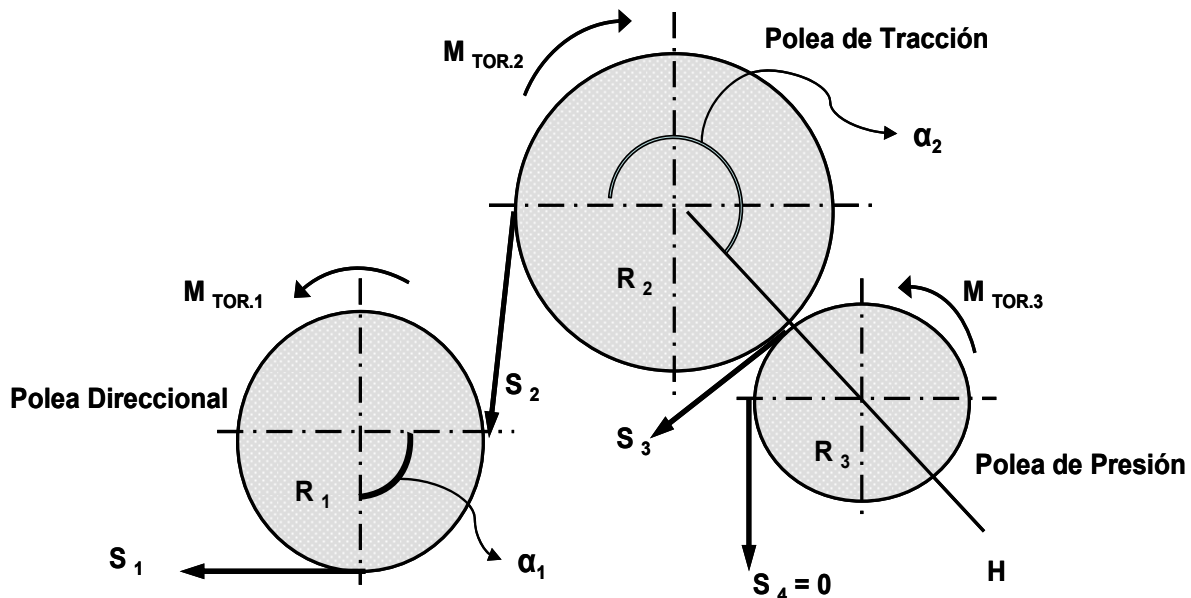


Figura 3. Diagrama de trabajo del sistema de poleas del virador de palangre (Adaptado de Cherepanov, 1976).

Figure 3. Rollers system working diagram of the longline hauler (Adapted from Cherepanov, 1976).

Con estos coeficientes de rendimiento, se determinó el torque en el eje del motor propulsor mediante la ecuación 13.

$$M_{\text{tors motor}} = M_{\text{tors 1}} / k_1 \eta_1 + M_{\text{tors 2}} / k_2 \eta_2 + M_{\text{tors 3}} / k_3 \eta_3 \quad (13)$$

Posteriormente, se determinó la “Potencia Media Requerida” para el izado del palangre a bordo de la embarcación, ($N_{med.}$), mediante la ecuación 14.

$$N_{med} = M_{tors \text{ motor}} \cdot n_{nom} / cc \quad [kW] \quad (14)$$

donde:

$M_{tors \text{ motor}}$: torque en el eje del motor, en N m

n_{nom} : frecuencia de rotación nominal del eje del motor, en rpm

cc: constante de conversión a kW, igual a 9.550

Si se admite que el arco formado en el segmento BC (Fig. 2), producto de la fuerza de gravedad de la sección de palangre en el aire se aproxima a una recta, entonces, según el Teorema de Pitágoras, se puede suponer que: $BC^2 = BD^2 + CD^2$. Por lo tanto, la longitud de la línea madre bajo la superficie del agua, en metros, será: $AB = AC - BC$, mientras que EA es la profundidad de la parte sumergida de la línea madre, igual a la longitud de la bajante de baliza.

Para estimar la eficiencia de virado del palangre (T_p), se consideró la llegada de una brazolada (con o sin captura), determinándose mediante la ecuación 15.

$$T_p = L_m / v_{med} Bs \quad [s] \quad (15)$$

donde:

L_m : longitud de una sección de línea madre, en metros

v_{med} : velocidad media de virado, en $m \text{ s}^{-1}$

Bs: número de brazoladas por sección.

RESULTADOS

Durante la operación de calado del palangre en forma manual, se utilizó un promedio de 1.119,6 anzuelos ($\pm 72,60$ DE), en un total de 25 lances, lo cual tomó un tiempo promedio de 3,4 h ($\pm 0,54$ DE), para una distancia media recorrida de 41.907,1 m ($\pm 4,46$ DE) y una velocidad media de 7,6 nudos ($\pm 0,99$ DE). La duración de la deriva del palangre tuvo una media de 7,8 h ($\pm 0,48$ DE).

Para evitar la ruptura del palangre por exceso de tensión, se mantuvo un ángulo de ataque de 45° , aproximadamente, entre la dirección de la línea madre y la línea de crujía de la embarcación. Siguiendo la secuencia de cálculo, la coordenada Y es igual a 15,4 m y conforme a la ecuación 1, (T_0) es igual a 1.013,1 N. Por lo tanto, la nueva fuerza de tracción (P) fluctuó entre 1.317 y 1.418 N.

Asimismo, la tensión resultante en el mecanismo virador ($P_{med.}$), equivalente a la fuerza promedio bajo condiciones de incremento de la fuerza de virado, es igual 1.368 N. Con ayuda del esquema presentado en la Figura 3, se determinaron los valores de $S_1 = 1.368$ N y $S_2 = 924$ N. De esta manera, la tensión en la

bifurcación de la salida de la polea de tracción S_3 se determinó igual a 21 N. La fuerza de tensión de la polea de presión H, fue igual a 23,7 N, lo cual permite que $S_4 = 0$. El torque en cada uno de los ejes de las poleas del mecanismo virador (1, 2 y 3), fue $M_{tors 1} = 43,3$ N m; $M_{tors 2} = 110,6$ N m; $M_{tors 3} = 1,2$ N m, respectivamente.

Por otro lado, el tiempo promedio de virado de la línea madre fue de 7,1 h ($\pm 0,52$ DE) y la velocidad media (v_{med}) del mecanismo virador de palangre fue de $121,0 \text{ m min}^{-1}$ ($\pm 12,48$ DE). Tomando como base esta velocidad de virado, la frecuencia de rotación media en cada una de las tres poleas del virador fueron $n_1 = 197,5$ rpm; $n_2 = 157,2$ rpm; $n_3 = 343,9$ rpm, respectivamente.

Utilizando la frecuencia de rotación nominal del eje del motor igual a 1.300 rpm, la Relación de Transmisión (k_i) en la entrada y salida del reductor del mecanismo virador se determinó igual a $k_1 = 6,6$; $k_2 = 8,3$ y $k_3 = 3,8$. Por lo tanto, la potencia media requerida para el virado del palangre a bordo de la embarcación prototipo ($N_{med.}$), fue igual a 3,95 kW ($\sim 5,30$ HP).

Considerando que el segmento BC se aproxima a una recta y corresponde a la hipotenusa del triángulo rectángulo BCD, se determinó que $BC = 6,2$ m. Por lo tanto, la profundidad del tramo sumergido AB es igual a 266,8 m. Finalmente, la eficiencia de virado del palangre (T_p) de 1.119,6 anzuelos, con una velocidad media de virado de $121,0 \text{ m min}^{-1}$ (~ 160 anzuelos/hora), se estimó igual a 22,6 s / brazolada (135,4 s/sección).

DISCUSIÓN

De acuerdo a los resultados obtenidos, la velocidad media de calado del palangre fue de 208 m min^{-1} (~ 333 anzuelos/hora) y la eficiencia media de virado de 121 m min^{-1} (~ 160 anzuelos/hora). Estos valores se encuentran por debajo de lo señalado por FAO (1988), para maniobras no automatizadas, utilizando sólo un virador de línea madre. Torban (1972) y Fridman (1981), en relación a la experiencia de la flota palangrera japonesa, indican que para embarcaciones con poder de pesca mayor a 100 TRB, la velocidad de calado fluctúa entre 400 y 600 m min^{-1} (~ 500 anzuelos/hora) y la velocidad de virado entre 180 y 260 m min^{-1} (~ 200 anzuelos/hora).

De la ecuación 1 se deduce que mientras mayor es la fuerza de gravedad media ($q_{med.}$) en la sección del palangre que sobresale del agua BC (Fig. 3), mayor será la tensión en el mecanismo virador (T_0). En tal sentido, las condiciones operativas más adversas encontradas en el virado fue cuando la línea se

encontraba muy tensa en el segmento AB. Esto se debe a que la condición de equilibrio de un hilo flexible suspendido adopta esta forma, cuando su centro de gravedad se encuentra en su posición más baja. En este sentido, Kadnikov (1985) utilizó una metodología de cálculo basado en el análisis de la catenaria suspendida, mediante el cual determinó la tensión que surge sobre una porción de hilo flexible sumergido y suspendido en uno de sus extremos, durante pequeños desplazamientos horizontales. Kadnikov & Glazunov (1985) también describieron un método similar para el cálculo de la tensión de un hilo flexible ponderable suspendido, con bastante precisión.

En cuanto a la tensión en la línea madre, los resultados obtenidos, en comparación con los datos suministrados por Fridman (1981), para una embarcación menor de 250 TRB, se encuentran por debajo de la resistencia al corte, lo cual asegura el trabajo continuo con este sistema. En tal sentido, cuando se maniobra correctamente con la embarcación durante el virado de la línea, la carga que surge no sobrepasa 1/3 de su resistencia al corte. En caso contrario, se producen rupturas que implican la pérdida de una porción del arte y de la captura, lo que provoca una pesca fantasma, sobre todo si el material utilizado ha sobrepasado su vida útil (200 a 300 horas de trabajo) (Fridman, 1969, 1981). Entre las causas que pueden generar el aumento del esfuerzo en la línea madre están: 1) paralización del proceso de virado de la línea madre en las poleas del mecanismo virador, 2) paso de las uniones de las piezas del palangre a través de los rodillos verticales direccionales ubicados en la borda, perpendicular al virador, 3) cabeceos de la embarcación, 4) el arrastre del arte de pesca por la embarcación y 5) esfuerzo de los peces capturados, entre otras.

Debido a que el accionamiento del mecanismo virador se realiza por medio de un motor de combustión interna independiente, mediante una correa en "V", constituye uno de los puntos críticos para la operación, ya que se dificulta el trabajo continuo del mecanismo; así como su limitado rango de variación de la velocidad e inconvenientes para trabajar en reversa. Para ello, se requiere disponer de una caja de velocidades entre el eje del motor y el mecanismo, así como la instalación de un dispositivo para cambiar la dirección de rotación del eje del motor. Otra de las dificultades encontradas es que el motor no soporta sobrecargas significativas, lo cual impide su arranque. Para evitar esto, se utiliza un embrague de desacople de tipo dentado.

En la operación de pesca en la embarcación prototipo, los desacoples del sistema de transmisión se

realizan en forma constante, directamente desde el mecanismo virador mediante una palanca incorporada. Esta acción se traduce en un incremento excesivo del trabajo de la tripulación, lo cual disminuye el rendimiento en las maniobras. En este sentido, Torban (1977) menciona que en embarcaciones pequeñas, y en algunas de mediano tamaño, estos mecanismos son impulsados desde el motor principal, cuya toma de fuerza se realiza desde el eje de proa del motor, lo cual garantiza sólo una potencia equivalente entre el 15 y 20% de la potencia nominal del motor. También la toma de fuerza se realiza desde el eje de cola del motor principal, donde la potencia puede ser cualquiera, pero el punto de toma de fuerza debe estar ubicado entre el motor y el embrague de desacople. En este caso, el mecanismo de pesca puede trabajar durante el funcionamiento del eje de la hélice impulsora, así como con ésta desconectada. En embarcaciones medianas y grandes, el accionamiento del mecanismo se hace por medio de un motor eléctrico o hidráulico, a fin de lograr el control de la velocidad de virado del palangre (Torban, 1977).

Los resultados obtenidos en la presente investigación, corresponden a los viradores de potencia media, con velocidades de virado de 100 a 150 m min^{-1} , empleados en embarcaciones con desplazamiento entre 10 y 50 TRB. Sin embargo, el virador utilizado a bordo de la embarcación artesanal prototipo pertenece a la serie K4, con potencia mayor a 7,8 kW y mayor a 175 kgf, por lo que se concluye que el mecanismo no ha sido utilizado en su máximo rendimiento.

AGRADECIMIENTOS

Al Consejo de Investigación de la Universidad de Oriente por el financiamiento de este estudio en el marco del Proyecto CI-4-1703-0621/99 "Identificación de los puntos críticos de operación a bordo de una embarcación de altura tipo palangrera atunera de la Isla de Margarita". A José Alió y a José Luis Fuentes por la lectura crítica del manuscrito y sus sugerencias.

REFERENCIAS

- Cherepanov, B.E. 1976. Mecanismos de barcos pesqueros. Editorial Industria Alimenticia, Moscú, 202 pp. (en ruso).
- Organización de Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación (FAO). 1988. Guía de bolsillo del pescador. Coord. J. Prado (FAO) & P.Y. Dremière (IFREMER) Colaborador. Publicado en acuerdo con ONU-FAO por Ediciones Omega, Barcelona, 179 pp.

- Fridman, A.L. 1969. Teoría y diseño de artes de pesca industriales. Editorial Industria Alimenticia, Moscú, 568 pp. (en ruso).
- Fridman, A.L. 1981. Teoría y diseño de artes de la pesca industrial. Editorial Industria Liviana y Alimenticia, Moscú, 327 pp. (en ruso).
- Karlov, B.I., V.A. Pievznier & P.P. Sliapienkov. 1976. Manual del piloto aficionado. Editorial DOSAAF, Moscú, 352 pp. (en ruso).
- Kadnikov, L.B. 1985. Estimación de la tensión de un hilo flexible pesado de una sección sumergida, durante el desplazamiento horizontal de un punto suspendido. En: Mecanización y automatización de los procesos de extracción y tratamiento de la captura. Colección de Trabajos Científicos VNIRO, Moscú, pp. 154-160 (en ruso).
- Kadnikov, L.B. & O.I. Glazunov. 1985. Estimación de la tensión de un hilo flexible durante el desplazamiento horizontal de un punto suspendido, considerándolo no lineal. En: Mecanización y automatización de los procesos de extracción y tratamiento de la captura. Colección de Trabajos Científicos VNIRO, Moscú, pp. 150-154 (en ruso).
- Mihara, T. & W. Griffiths. 1971. La flota atunera venezolana. Proyecto MAC-PNUD-FAO. Caracas, Inf. Téc., 26: 19 pp.
- Nemoto, T. 1975. Pesca de atún por palangre. Ministerio de Agricultura y Cría. Oficina Nacional de Pesca, Caracas, Inf. Tec., 1: 30 pp.
- Torban, S.S. 1966. Complejo mecánico para la pesca con redes derivantes. Editorial Industria Alimenticia, Moscú, 240 pp. (en ruso).
- Torban, S.S. 1972. Mecanismos e instalaciones de pesca para embarcaciones y uso en la costa. Editorial Industria Alimenticia, Moscú, 328 pp. (en ruso).
- Torban, S.S. 1977. Mecanización de los procesos de la pesca industrial. Industria Alimenticia, Moscú, 472 pp. (en ruso).
- Trujillo, E. & G. Martínez. 2003. Estimación de la profundidad de trabajo de anzuelos de un palangre atunero prototipo de la flota de altura de Isla de Margarita, Venezuela. Invest. Mar., Valparaíso, 31(2): 25-34.

Received: 14 April 2009; Accepted: 25 August 2010