

#### REVISTA TECNICA

ORGANO OFICIAL DE LA ASOCIACION DE INGENIEROS NAVALES

Fundador: AUREO FERNANDEZ AVILA, Ingeniero Naval

Director:

AÑO XXI

MADRID, ABRIL DE 1953

NUM. 214

## umario

	Pags.
Sobre el cálculo de la fuerza centrifuga en la resistencia de propulsores, por Ri- cardo Martín Dominguez, Ingeniero Naval Sobre la elección del material de acero en la construcción de barcos soldados, por Juan Fernández de Palencia y Roc, Ingeniero Naval El régimen de marcha de un buque, por P. Stoffel	222 239 246
Información legislativa	257
INFORMACION PROFESIONAL	
Las fragatas francesas tipo "Le Corse"  Los ultrasonidos y la soldadura	259 259
Revista de Revistas	261
	1
INFORMACION GENERAL	
Extranjero.—Nuevo tipo de submarino holandés Patrulleros antisubmarinos Embarcaciones de material plástico de fibra de cristal Reforma del armamento antisubmarino en los destructores ingleses El trasatlántico francés "Edouard Branly" Construcción de pequeños petroleros para la NATO Coste comparativo de funcionamiento de los buques a vapor y motor	265 265 265 266 266 266 266
Nac'onal.—Entrega a la Marina de Guerra del dragaminas "Guadiaro"	210

Dirección y Administración: Escuela Especial de Ingenieros Navales—Ciudad Universitaria—. Apartado de Correos 457. — Teléfono 23 26 51
Suscripción: Un año para España, Portugal y países hispanoamericanos, 130 ptas. Un semestre, 70 pesetas.

Demas países, 160 pesetas.

NOTAS.—No se devuelven los originales. Los autores son directamente responsables de sus trabajos. Se permite la reproducción de nuestros artículos indicando su procedencia.

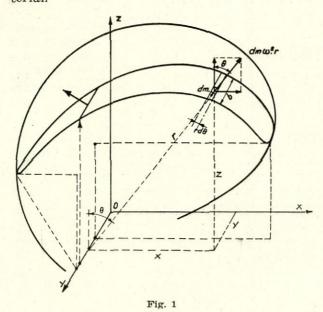
# Sobre el cálculo de la fuerza centrífuga en la resistencia de propulsores

POR

#### RICARDO MARTIN DOMINGUEZ

INGENIERO NAVAL

Al cálculo de la fuerza centrífuga no se le da en la actualidad gran importancia en el cálculo de propulsores, siendo que ésta, debido a la gran superficie de las palas y a su gran inclinación hacia popa, aumentan considerablemente el momento flector de la pala en la raíz y por consiguiente la fatiga máxima del material.



En la mayoría de los cálculos conocidos de resistencia de palas, la determinación de la fuerza centrífuga se hace de una manera aproximada más o menos empírica, pero que se aleja bastante de la realidad, no obteniendo en algunos casos grandes errores por compensarse entre sí.

En este artículo se trata de establecer una comparación entre las fatigas producidas, teniendo en cuenta los valores de las fuerzas centrífugas calculadas por métodos ordinarios y los más exactos por integraciones gráficas.

Para calcular la fuerza centrífuga suponemos una sección cilíndrica de la pala situada a un radio r y de espesor dr (fig. 1).

La masa de un elemento de pala será:

$$dm = \frac{\rho}{q} \times b \times rd\theta \times dr$$

y la fuerza centrífuga correspondiente,

$$dI = dm\omega^2 r$$

$$dI = \rho - \frac{\omega^2}{g} \times b \times r^2 d\theta \times dr$$

por lo tanto, la fuerza centrífuga total,

$$\int dI = rac{
ho\omega^2}{a} \int \int r^2 dr imes b imes d heta$$

que proyectada sobre los ejes OX y OZ

$$I_x = \left( \int dI \right)_{ox} = \frac{\rho \omega^2}{g} \int \int r^2 dr \times b \times \sin \theta \times d\theta$$

$$I_z = \left( \int dI \right)_{oz} = rac{
ho\omega^2}{g} - \int \int r^2 dr \times b imes \cos heta imes d heta$$

Para calcular los valores de  $I_x$  e  $I_z$  es necesario hacer una integración gráfica que trataremos de simplificar.

En primer lugar, para un cálculo suficientemente exacto tendríamos que descomponer las integrales como sigue:

$$I_{s} = rac{
ho\omega^{2}}{g} \int \left[ \int b \sin \theta \ d\theta \right] r^{2} dr$$

$$I_{s} = rac{
ho\omega^{2}}{g} \int \left[ \int b \cos \theta \ d\theta \right] r^{2} dr$$

en que las integrales

$$\int b \sin \theta \ d\theta \qquad , \qquad \int b \cos \theta \ d\theta$$

se podrían determinar tomando cada sección al radio r, dividiendo su longitud desarrollada en cinco partes, a cada lado de la generatriz base, tomar los valores de b en cada punto, pero medidos en cada plano radial, esto es, formando un ángulo  $\varphi$  con el eje tal que

$$\tan \varphi = \frac{H}{2\pi r}$$

multiplicando cada valor b por su correspondiente  $\cos \theta$ , en que  $\theta$  sería

$$\theta = \frac{l}{r} \times \frac{180}{\pi}$$

l= longitud del perfil en la parte de entrada o salida, podríamos trazar la curva (b sen  $\theta$ ) en función de la longitud del perfil y entonces

$$\int_{-\theta}^{+\theta} b \sin \theta \, d\theta =$$

$$= \int_{l_{\bullet}}^{l_{\bullet}} b \sin \theta \times \frac{180}{\pi} \times \frac{1}{r} \times dl = \frac{180}{4\pi} \times \frac{1}{r} \int_{l_{\bullet}}^{l_{\bullet}} (b \sin \theta) \, dl$$

multiplicando estos valores por  $r^2$  trazamos la curva

$$\left[\int_{0}^{t} b \sin \theta \ d\theta \right] r^{2}$$

en función de los valores del radio r, e integrada obtendríamos las proyecciones de la fuerza centrífuga.

Esto es muy laborioso y originaría muchos cálculos gráficos que darían lugar a errores que podrían, sín embargo, compensarse.

Para esto hemos supuesto que las integrales podían descomponerse como sigue:

$$I_z = \frac{\rho \omega^2}{g} \int \left[ \int b \ r \sin \theta \ d\theta \right] r \ dr = \frac{\rho \omega^2}{g} \int A_{rpz} \cdot r \cdot dr$$

$$I_z = rac{
ho\omega^z}{g} \int \left[ \int b \; r \cos heta \; d heta 
ight] r \, dr = rac{
ho\omega^z}{g} \int A_{rpz} \cdot r \cdot dr$$

en que  $A_{\tau pz}$ ,  $A_{\tau pz}$  son las proyecciones sobre los planos yox, yoz de las áreas de las secciones y aproximadamente.

$$A_{rpz} = A_r \times \frac{C}{1}$$

$$A_{rpz} = A_{re} \times \frac{f_e}{l_e} - A_{re} \times \frac{f_e}{l_e}$$

siendo:

 $l_s$ ,  $l_s =$ longitudes del perfil en la entrada y salida  $(l_s + l_s = l)$ .

C= cuerda del perfil medida en la hélice proyectada, es decir,  $C=\sqrt{C_1^2+y'^2}$  en que  $C_1$  es la cuerda del perfil en su proyección frontal e y' es la cuerda en su proyección lateral.

 $f_*$ ,  $f_*$  = flechas del perfil en las zonas de entrada y de salida,

Estos valores no son exactos, pero, como veremos a continuación, representan la integral con suficiente exactitud.

Para demostrarlo consideremos en primer lugar dos perfiles cilíndricos límites, como son el rectángulo y el triángulo, y a continuación un perfil de forma parabólica, y calculemos el coeficiente « de la relación

$$A_{rps} = A_r imes rac{C}{l} imes \kappa_s$$

Perfil rectangular.

En este caso los dos coeficiente son la unidad, por lo que la fórmula sería exacta. Perfil triangular (fig. 2).

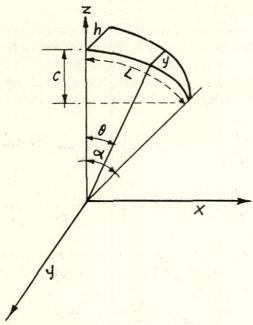


Fig. 2

Deducimos las relaciones siguientes:

$$\frac{y}{h} = \frac{r(a-\theta)}{L} = \frac{r(a-\theta)}{ra} = 1 - \frac{\theta}{a}$$

$$y = h(1 - \frac{\theta}{a})$$

$$x = r \operatorname{sen} \theta \quad \text{,} \quad dx = r \operatorname{cos} \theta d\theta$$

El área de la sección proyectada sobre yOx

$$egin{aligned} A_{rps} &= \int _0^R \sin lpha \ y \ dx = \int _0^lpha h \ (1 - rac{ heta}{lpha}) \ . \ r \cos heta \ d heta \end{aligned}$$
 $egin{aligned} A_{rps} &= hr \int _0^lpha \cos heta \ d heta - rac{hr}{lpha} \int _0^lpha \cos heta \ d heta \end{aligned}$ 
 $egin{aligned} A_{rps} &= rac{hr}{lpha} \ (1 - \cos lpha) = rac{hr^2}{L} \ (1 - \cos lpha) \end{aligned}$ 

y como el área desarrollada es

$$A_r = \frac{hL}{2}$$

la relación de áreas será:

$$\frac{A_{r_{ps}}}{A_{r_{ps}}} = \frac{\frac{hr^{2}}{L} (1 - \cos \alpha)}{\frac{hL}{2}} = 2 \frac{r^{2}}{L^{2}} (1 - \cos \alpha)$$

por lo tanto:

$$\frac{C}{L} \times \kappa_s = 2 \frac{r^s}{L^s} (1 - \cos a)$$

y como

$$C = r \operatorname{sen} a$$
 $L = r a$ 

$$\frac{r}{ra} \operatorname{sen} a \times \kappa_z = 2 \frac{r^2}{r^2 a^2} (1 - \cos a)$$

$$\kappa_z = \frac{2 (1 - \cos a)}{\operatorname{sen} a}$$

Desarrollando sen a y cos a en serie, se obtiene:

$$\kappa_{x} = 2 \times \frac{\frac{\alpha^{2}}{2} - \frac{\alpha^{4}}{24} + \frac{\alpha^{6}}{720} - \dots}{\frac{\alpha^{2}}{6} + \frac{\alpha^{6}}{120} - \dots} = \frac{1 - \frac{\alpha^{2}}{6} + \frac{\alpha^{4}}{360} - \dots}{\frac{12}{6} + \frac{\alpha^{4}}{120} - \dots}$$

$$\kappa_{s} = \frac{1 - \frac{\alpha^{2}}{6} + \frac{\alpha^{4}}{360} - \dots}{\frac{\alpha^{2}}{6} + \frac{\alpha^{4}}{120} - \dots}$$

$$\kappa_{s} = 1 + \frac{\alpha^{2}}{12} + \frac{\alpha^{4}}{120} + \dots$$

Perfil parabólico (fig. 3).

$$Z^{\mathbf{z}} = k_{1y} - k_{2}$$
 $z = 0$ 
 $y = f$ 
 $z = L$ 
 $z = L$ 

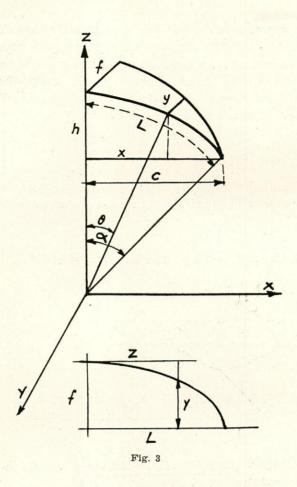
y como

$$z=r heta$$
  $r^2 heta^2=L^2\left(1-rac{ heta}{f}
ight)$  ,,  $rac{r^2 heta^2}{L^2}=1-rac{y}{f}$ 

de donde:

$$y = f \left(1 - \frac{r^2 \theta^2}{L^2}\right) = f \left(1 - \frac{\theta^2}{\alpha^2}\right)$$

$$x = r \operatorname{sen} \theta , dx = r \cos \theta d\theta$$



Area proyectada sobre "yox":

$$A_{rpx} = \int_{0}^{r \sin a} y \, dx = \int_{0}^{a} f \left(1 - \frac{\theta^{2}}{a^{2}}\right) r \cos \theta \, d\theta$$

$$A_{rps} = fr \int_{0}^{a} \cos \theta \ d\theta - \frac{fr^*}{L^2} \int_{0}^{a} \theta^2 \cos \theta \ d\theta$$

$$A_{rps} = fr \operatorname{sen} a - \frac{fr^{s}}{L^{2}} \left[ a^{2} \operatorname{sen} a + 2a \cos a - 2 \operatorname{sen} a \right]$$

$$A_{rpz} = fr \left[ \operatorname{sen} \alpha - \operatorname{sen} \alpha - 2 - \frac{\cos \alpha}{\alpha} + 2 - \frac{\operatorname{sen} \alpha}{\alpha^2} \right]$$

$$A_{rps} = \frac{2fr}{a} \left[ \frac{\sin a}{a} - \cos a \right]$$

Como el área desarrollada es

$$A_r = \frac{2}{3} f \cdot r \cdot a$$

tendremos:

$$\frac{A_{rps}}{A_r} = \frac{\frac{2fr}{a} \left[ \frac{\sin a}{a} - \cos a \right]}{\frac{2}{3} fra}$$

$$\frac{A_{\tau px}}{A_{\tau}} = \frac{3}{a^2} \left[ \frac{\sin \alpha}{\alpha} - \cos \alpha \right]$$

por lo tanto,

$$\frac{c}{L} \kappa_s = \frac{3}{a^2} \left[ \frac{\sin a}{a} - \cos a \right]$$

y como

$$c = r \operatorname{sen} \alpha$$

$$\frac{r \operatorname{sen} \alpha}{ra} \kappa_x = \frac{3}{a^2} \left[ \frac{\operatorname{sen} \alpha}{a} - \cos \alpha \right]$$

$$\kappa_z = \frac{3}{\alpha \operatorname{sen} \alpha} \left[ \frac{\operatorname{sen} \alpha}{\alpha} - \cos \alpha \right]$$

$$\kappa_x = 3 \left[ \frac{1}{\alpha^2} - \frac{\cot \alpha}{\alpha} \right]$$

y desarrollando en serie,

$$\kappa_x = 3 \left[ \frac{1}{\alpha^2} - \frac{1}{\alpha^2} + \frac{1}{3} + \frac{\alpha^2}{45} + \frac{2\alpha^4}{945} + \dots \right]$$

$$\kappa_x = 1 + rac{a^2}{15} + rac{2a^4}{315} + \dots$$

En una pala muy ancha, cuya relación de área de disco es aproximadamente 1,10, el ángulo es de 65°; por lo tanto, los errores serían:

Perfil triangular.

$$\kappa_{e} \! = \! 1 + \! \frac{\alpha^{2}}{12} + \! \frac{\alpha^{4}}{120} + \! \dots \quad \alpha \! = \! 1,\! 134 \text{ rad}.$$

$$\kappa_z = 1 + 0.107 + 0.014 + \dots$$

$$\kappa_s \approx 1,121$$

Perfil parabólico.

$$\kappa_{x} = 1 + \frac{\alpha^{2}}{15} + \frac{\alpha^{4}}{315} + \dots$$

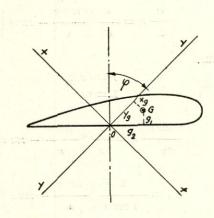
$$\kappa_{x} = 1 + 0.086 + 0.010 + \dots$$

$$\kappa_{x} \approx 1.096$$

Como se ve, el error máximo puede ser de un 10 por 100, lo cual es aceptable, ya que en las integraciones gráficas puede ser algo mayor. a que el plano radial por la generatriz base divide al perfil en dos partes desiguales, pero cuya relación es muy cerca de la unidad, y como las flechas fe y fs son iguales, para determinar Arpz en el caso de perfiles simétricos, utilizamos la mitad del perfil, o sea,

$$\frac{1}{2}A_{rps} = A_r \times \frac{f}{1}$$

y no calculamos Iz, obteniendo su valor al determinar el punto de aplicación y por lo tanto



Como comprobación se dibujaron las proyecciones vertical y horizontal del perfil 0,6 R, que es el de mayor amplitud (fig. 7), obteniendo las áreas siguientes:

Con integrador	Con fórmu'as
$A_{rps} = 119.3 \text{ cm}^2$	120,63 cm <sup>2</sup>
$A_{rpz} = 54,30 \text{ cm}^2$	55,40 cm <sup>2</sup>

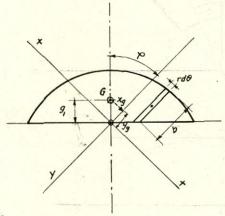
Una vez comprobado que pueden determinarse las integrales con suficiente aproximación, las proyecciones de la fuerza centrífuga serán:

$$I_{s} = rac{
ho\omega^{2}}{g} \int A_{rps} \cdot r \cdot dr$$
 $I_{s} = rac{
ho\omega^{2}}{g} \int A_{rps} \cdot r \cdot dr$ 

en que

$$A_{rpz} = A_{re} imes rac{f_e}{l_e} - A_{re} rac{f_e}{l_e}$$
 $A_{rpz} = A_r imes rac{c}{l}$ 

En realidad la componente  $A_{rpz}$ , cuando los perfiles son simétricos, es muy pequeña, debido



el ángulo que forma la resultante I con  $I_z$ , como veremos en el ejemplo.

Si los perfiles no son simétricos, conviene, para utilizar la misma fórmula, conocer los valares de  $A_r$  a cada lado de la generatriz base, operando de la misma manera.

En cuanto al punto de aplicación de la fuerza centrífuga, tendremos que determinar las tres coordenadas x, y, z, para lo cual debemos tener en cuenta que la fuerza centrífuga resultante pasa por el eje OY y está situada en un plano paralelo al XOZ a una distancia.

$$y = \frac{\int dm \cdot \omega^2 r \cdot y}{\int dm \cdot \omega^2 r} = \frac{\omega^2 \int dm \cdot r \cdot y}{\omega^2 \int dm \cdot r}$$

Para facilitar el cálculo de esta coordenada podemos tomar como plano de referencia el que pasa por la generatriz base XX con el cual la cuerda del perfil forma un ángulo (fig. 4).

$$arphi= an^{-1}rac{H}{2\pi r}$$
 o bien, si  $h=H/2\pi,$   $arphi= an^{-1}rac{h}{r}$ 

En cada perfil, la fuerza centrífuga elemental está situada en el centro del elemento  $(b \times r \, d\theta)$ ; por consiguiente, la total en el perfil estará aplicada en el centro de gravedad de ésta.

De la fórmula anterior se deduce

$$\overline{y} = rac{
ho\omega^2/g\int\!\!\!\int\!\!\!b imes r imes d heta imes r imes y\,dr}{
ho\omega^2/g\int\!\!\!\int\!\!\!b imes r imes d heta imes dr imes r} = rac{\int\!\!\!\!\int\!\!\!\!\langle A_r imes y_g
angle imes r imes dr}{\int\!\!\!\!\!\!\!\int\!\!\!\!\!\!\!A_r imes r imes dr}$$

y como tenemos trazada la curva  $(A_r \times r)$ , sólo es necesario en cada radio calcular el c. de g. del perfil y determinar su ordenada respecto a la generatriz base OG, y entonces

$$y_{\scriptscriptstyle \emptyset} = g_{\scriptscriptstyle 1} \cos \varphi = g_{\scriptscriptstyle 1} rac{r}{\sqrt{r^2 + h^2}}$$

en perfiles simétricos.

$$y_{\scriptscriptstyle g} = g_{\scriptscriptstyle 2} \operatorname{sen} \varphi + g_{\scriptscriptstyle 1} \cos \varphi = \frac{1}{\sqrt{r^2 + h^2}} (g_{\scriptscriptstyle 2} h + g_{\scriptscriptstyle 1} r)$$

en perfiles no simétricos.

Y podemos trazar la nueva curva  $(A_r \times y_g \times r)$ , que integrada y dividida por la integración de  $(A_r \times r)$  nos da la ordenada buscada.

La abscisa del c. de g. del perfil es:

$$x_g = g_1 \frac{-h}{\sqrt{r^2 + h^2}}$$

para perfiles simétricos.

$$x_{g} = \frac{1}{\sqrt{r^{2} + h^{2}}} (g_{2}r - gh_{1})$$

para perfiles no simétricos.

Las otras dos coordenadas se determinan como sigue:

$$\overline{x} = - rac{\int dm \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos \theta \cdot x}{\int dm \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos \theta}$$

Ahora bien (fig. 5):

$$\int dm \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos \theta = \frac{\rho \omega^2}{g} \int b \cdot r^2 \cdot \cos \theta \cdot d\theta \cdot dr =$$

$$= \frac{\rho \omega^2}{g} \int [br \cdot \cos \theta \cdot d\theta] r dr$$

$$= \frac{\rho \omega^2}{g} \int A_{r_{p_\chi}} \cdot r \cdot dr = \frac{\rho \omega^2}{g} \int A_r \times \frac{c}{l} \times r \times dr$$

Haciendo las mismas aproximaciones que anteriormente.

Por lo tanto, para calcular el denominador nos basta multiplicar la curva  $(A_r \times r)$  por los

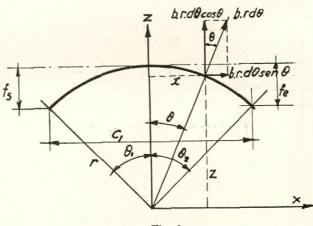


Fig. 5

valores c/l en cada sección, e integrarla. El numerador será, de la misma manera,

$$\int\!dm\cdot\omega^{\!\scriptscriptstyle 2}\cdot r\cdot\cos heta\cdot X\!=\!rac{
ho\omega^{\!\scriptscriptstyle 3}}{g}\!\int\!\!\left[\int\!(b\cdot r\cdot d heta\cdot\cos heta\cdot x)
ight]\!r\,dr$$

y como la integral entre paréntesis, podemos, con suficiente aproximación, calcularla como sigue:

$$\int b r \cdot d\theta \cdot \cos\theta \cdot x = A_{r_{p_{\chi}}} \cdot X$$

en que X es el c. de g. calculado anteriormente para el perfil, o sea,

$$\psi = \frac{x_{\sigma}}{r}$$
 ,  $X = r \sin \psi$ 

Se puede trazar una curva de valores  $A_{r_{p_x}}$ . X. r que, integrada, nos dará el momento de la fuerza centrífuga que buscamos y, por lo tanto, el valor de X.

Análogamente, el valor de Z será:

$$\overline{Z} = \frac{\int dm \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \operatorname{sen} \theta \cdot z}{\int dm \cdot \omega^2 \cdot r \operatorname{sen} \theta}$$

en que

$$\int dm \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \operatorname{sen} \theta = \frac{\rho \omega^2}{g} \int \int b \cdot r^2 \cdot \operatorname{sen} \theta \cdot d\theta \cdot dr =$$

$$= \frac{\rho \omega^2}{g} \int A_{r_{p_z}} \cdot r \cdot dr$$

$$A_{r_{p_z}} = A_{r_e} \cdot \frac{f_e}{1} - A_{r_s} \cdot \frac{f_s}{1}$$

El subíndice e indica la parte de perfil en la zona de entrada y s en la de salida del propulsor. Si el perfil es simétrico se considerará  $f_1/l$ , como se dijo anteriormente.

El numerador será:

$$\int\! dm \,.\, \omega^{\scriptscriptstyle 2} \,.\, r \,.\, \mathrm{sen} \,\, \theta \,.\, Z \! \models \! \frac{\rho \omega^{\scriptscriptstyle 2}}{g} \! \int \! \bigg[ \int (b \,.\, r \,.\, d\theta \,.\, \mathrm{sen} \,\, \theta \,.\, z) \bigg] \! r \, dr$$

en que la integral entre paréntesis puede calcularse como sigue:

$$\int b \cdot r \cdot d\theta \cdot \operatorname{sen} \theta \cdot z = A_{r_{p_x}} \cdot Z$$

y en la que

$$Z = r - \frac{1}{2} f$$

Método gráfico.

Para el cálculo completo de esta fuerza centrífuga y su punto de aplicación se opera como sigue:

- Se calculan las áreas y centros de gravedad de las secciones cilíndricas, cuidando de tomar las zonas de entrada y salida si no son simétricas.
- 2) Con el valor del paso de cada sección se calculan los valores de y, X, Z,  $A_{r_{p_r}}$ ,  $A_{r_{p_r}}$ .
  - 3) Se trazan las curvas de

Integrando estas curvas obtendremos: Peso de la pala:

$$\rho \int A_r \times dr$$

C. de g. de la pala:

$$\frac{\rho \int A_r \times r \times dr}{\rho \int A_r \times dr} = \frac{\int A_r \times r \times dr}{\int A_r \times dr}$$

El c. de g. también puede calcularse tomando los momentos de la curva  $A_r$  respecto al eje. Fuerza centrífuga:

$$I = \frac{\rho \omega^2}{\sigma} \sqrt{I_x^2 + I_z^2}$$

o bien, una vez conocida  $I_z$ , las coordenadas  $\overline{X}$ ,  $\overline{Y}$ , Z.

La fuerza centrífuga total será:

$$I = \sqrt{I_x^2 + I_z^2}; \quad I = \frac{I_x}{\cos \theta}; \quad I_x = I_x \tan \theta$$

en que

$$\cos heta \Longrightarrow rac{ar{Z}}{\sqrt{ar{Z}^2 + \left(ar{Y} \cdot rac{H}{2\pi \overline{Z}}\right)^2}}$$

En la fórmula de la fuerza centrífuga:

$$\rho =$$
 densidad del material, en Kg  $\times$  m<sup>-3</sup>  $g = 9.81$  m  $\times$  s<sup>-2</sup>  $\omega = 2\pi n, n = r.$  p. s.

Punto de aplicación de la fuerza centrífuga:

$$\overline{Y} = \frac{\int A_r \cdot y_o \cdot r \cdot dr}{\int A_r \cdot r \cdot dr}$$

$$\overline{X} = \frac{\int A_{r_{p_X}} \cdot x \cdot r \cdot dr}{\int A_{r_{p_X}} \cdot r \cdot dr}$$

$$\overline{Z} = \frac{\int A_{r_{p_Z}} \cdot z \cdot r \cdot dr}{\int A_{r_{p_Z}} \cdot r \cdot dr}$$

Aplicaciones del cálculo de la fuerza centrífuga.

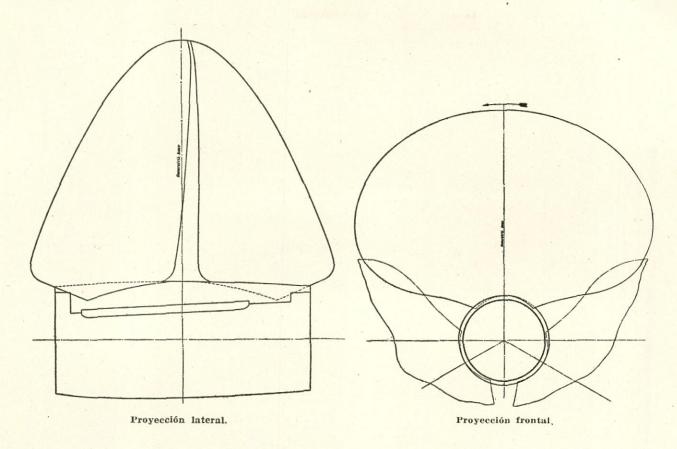
Realizaremos los cálculos de dos propulsores, correspondientes a dos tipos extremos, con el fin de poder establecer comparaciones.

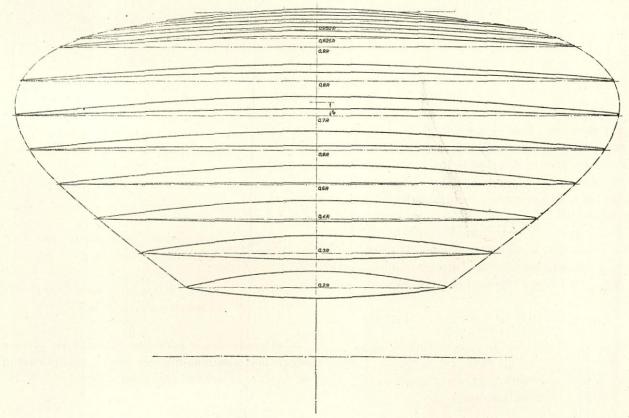
Primeramente consideremos un propulsor calculado por la teoría vorticial y muy sobrecargado,

El plano general del propulsor y sus dimensiones se indican en la figura 6.

En las figuras 7 y 8 se indica la proyección frontal de la pala y la pala desarrollada utilizadas en los cálculos.

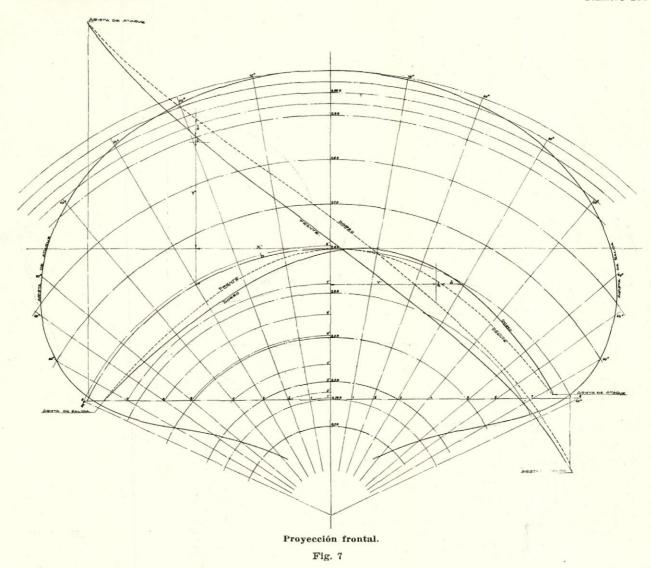
Abril 1953





Contorno de la pala y secciones desarrolladas.

Fig. 6



En el cuadro I se desarrolla el cálculo de los términos de cada integral en forma tabular, teniendo en cuenta que todos los perfiles son simétricos, tipo "Karman-Trefftz", para el cálculo de las componentes y la ordenada del centro de gravedad.

Las siete curvas se han trazado en la figura 9 sobre una base de longitudes de pala.

Los resultados de las integraciones hasta  $0.26 \ r = 0.140 \ \text{m}$ . fueron los siguientes:

$$\int\!A_r\,dr\!=\!4471 imes0,\!1 imes0,\!1 imes0,\!1\!=\!4,\!471~{
m dm^3}$$

C. de G. de la curva de áreas = 0,298 m. al eje.

$$\int A_r. r. dr = 6681 \times 0.1 \times 0.02 \times 0.01 = = 0.13362 dm^2 \times m^2$$

$$\int A_r. \ r. \ y_g. \ dr = 7818 \times 0.1 \times 0.002 \times 0.01 =$$
= 0.0015636 dm<sup>2</sup> × m<sup>2</sup> × m

$$\int A_{r_{p_x}} \cdot r \cdot dr = 6014 \times 0.1 \times 0.02 \times 0.01 =$$
  
= 12028 dm<sup>4</sup> × m<sup>2</sup>

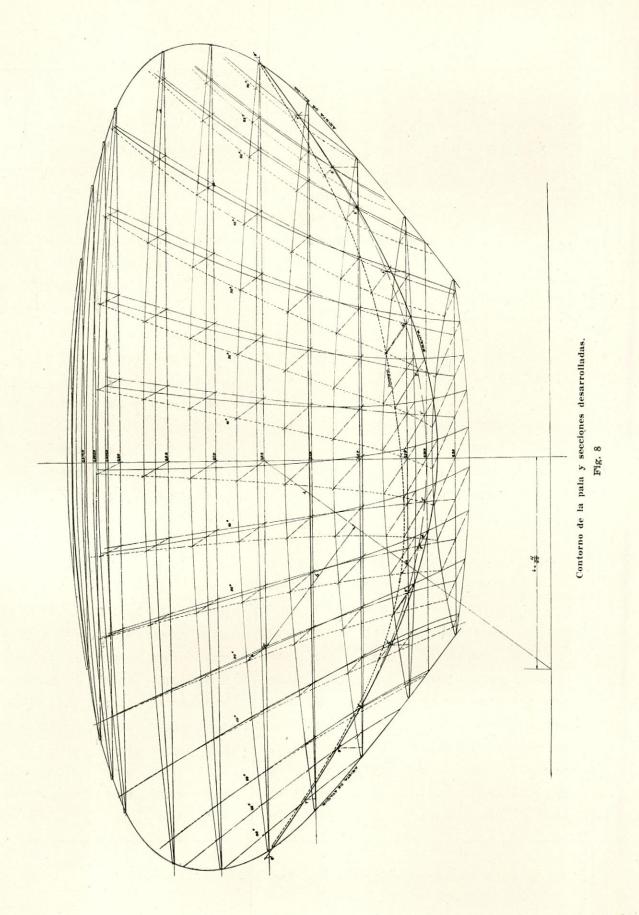
$$1_{2}$$
  $\int \! A_{r_{p_{z}}} \cdot r \cdot dr = 2374 \times 0.1 \times 0.01 \times 0.01 = 0.02374 \text{ dm}^{2} \times \text{m}^{2}$ 

$$\int \!\! A_{r_{p_x}} \cdot x \cdot r \cdot dr = 4279 \times 0.1 \times 0.001 \times 0.01 =$$
 $= 0.004279 \; \mathrm{dm^2} \times \mathrm{m^2} \times \mathrm{m}.$ 

$$^{1}/_{2}$$
  $\int A_{r_{p_{z}}}$  . z . r .  $dr$  = 3441  $\times$  0,1  $\times$  0,002  $\times$  0,01 = = 0,006882 dm<sup>2</sup>  $\times$  m.

Con estos datos podemos calcular en primer lugar las coordenadas del punto de aplicación de la fuerza centrífuga, como sigue:

$$\overline{Y} = \frac{\int A_r \cdot r \cdot y \cdot dr}{\int A_r \cdot r \cdot dr} = \frac{0,0015636}{0,13362} = 0,0117 \text{ m}.$$



C U A D R O I

CALCULO DE LA FUERZA CENTRIFUGA

r/H		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,925	0,950
r	m	0,108	0,162	0,216	0,270	0,324	0,378	0,432	0,486	0,4995	0,513
H	m	1,5267	1,5267	1,5267	1,5267	1,5267	1,5267	1,5267	1,5267	1,5267	1,5267
$h = H/2\pi$	m m	0,243	0,243	0,243	0,243	0,243	0,243	0,243	0,243	0,243	0,243
200	- 1	0,011664	0,026244	0,046656	0,072950	0,104976	0,142884	0,186624	0,236196	0,249500	0,26316
$h^2$	-1-	0,059049	0,059049	0,059049	0,059049	0,059049	0,059049	0,059049	0,059049	0,059049	0,05904
$r^2 + h^2$	-	0,070713	0,085293	0,105705	0,131949	0,164025	0,201933	0,245673	0,295245	0,308549	0,32221
$\sqrt{r^2+h^2}$	_	0,2660	0,2920	0,3252	0,3633	0,4050	0,4494	0,4956	0,5434	0,5555	0,5677
$1/\sqrt{r^2+h}$	2	3,7593	3,4246	3,0750	2,7525	2,4691	2,2251	2,0177	1,8402	1,8001	1,7614
$r/\sqrt{r^2+h}$	-	0,4060	0,5548	0,6642	0,7432	0,8000	0,8411	0,8716	0,8943	0,8991	0,9035
$A_r$	dm²	1,1598	1,4064	1,5589	1,4924	1,3734	1,1495	0,8427	0,5002	0,4016	0,3010
$g_{\scriptscriptstyle 1}$	m	0,0041	0,0076	0,0110	0,0139	0,0158	0,0171	0,0173	0,0175	0,0173	0,0164
$y_{g}$	m	0,0017	0,0042	0,0073	0,0103	0,0126	0,0144	0,0151	0,0156	0,0156	0,0148
$x_{\sigma}$	m	0,0154	0,0260	0,0338	0,0383	0,0390	0,0380	0,0349	0,0322	0,0311	0,0289
1	m	0,4039	0,5467	0,6829	0,8040	0,8960	0,9393	0,9243	0,8040	0,7251	0,6359
c	m	0,3962	0,523	0,650	0,721	0,787	0,827	0,825	0,744	0,684	0,603
(1) f	m	0,0300	0,0660	0,1080	0,1492	0,1784	0,1892	0,1750	0,1267	0,1040	0,0780
•/1		0,9809	0,9572	0,9477	0,8968	0,8783	0,8804	0,8926	0,9254	0,9433	0,9483
f/l		0,0743	0,1207	0,1581	0,1856	0,1991	0,2014	0,1893	0,1576	0,1434	0,1227
$A_{r_{p_x}}$	$dm^2$	1,1376	1,3462	1,4774	1,3384	1,2063	1,0120	0,7522	0,4629	0,3788	0,2854
$\frac{1}{2} A_{r_{p_z}}$	$dm^2$	0,0862	0,1697	0,2465	0,2770	0,2734	0,2315	0,1595	0,0788	0,0576	0,0369
4		8° 10',2	9° 12'	8° 57'	8° 17',2	6° 53',8	5° 45',6	4° 37',7	3° 47',7	3° 39',0	3° 13',7
sen	4	0,14205	0,15988	0,15557	0,14124	0,12008	0,10036	0,08069	0,06618	0,06366	0,0562
cos	P	0,98986	0,98714	0,98782	0,98997	0,99277	0,99495	0,99674	0,99781	0,99797	0,9984
X		0,0153	0,0259	0,0336	0,0381	0,0389	0,0379	0,0349	0,0322	0,0318	0,0288
$\boldsymbol{z}$		0,0980	0,1400	0,1800	0,2203	0,2645	0,3149	0,3737	0,4438	0,4649	0,4870
$A_r$ . $r$	$(dm^2 \times m)$	0,1252	0,2278	0,3367	0,4029	0,4450	0,4345	0,3640	0,2431	0,2006	0,1544
$A_r \cdot r \cdot y_g$	$(dm^2 \times m)$	0,00021	0,00096	0,00246	0,00415	0,00561	0,00626	0,00550	0,00379	0,00313	0,00228
$A_{r_{p_x}}$ . $r$	$(dm^2 \times m)$	0,1229	0,2181	0,3191	0,3614	0,3908	0,3825	0,3250	0,2250	0,1892	0,1464
	$(dm^2 \times m)$	0,0093	0,0275	0,0532	0,0748	0,0886	0,0875	0,0389	0,0383	0,0288	0,0189
$A_{r_{p_x}}$ . $X$ . $r$	$(dm^2 \times m^2)$	0,0019	0,0056	0,0107	0,0138	0,0152	0,0145	0,0113	0,0072	0,0060	0,0042
$A_{r_{p_z}}$ . $Z$ . $r$			0,0038	0,0096	0,0165	0,0234	0,0275	0,0257	0,0170	0,0134	0,0092

<sup>(1)</sup> Por ser el perfil simétrico tomamos solamente medio perfil,

$$\overline{X} = \frac{\int_{r_{p_x}} A_{r_{p_x}} \cdot x \cdot r \cdot dr}{\int_{r_{p_x}} A_{r_{p_x}} \cdot r \cdot dr} = \frac{0,004279}{0,12028} = 0,0356 \text{ m.}$$

$$\overline{Z} = \frac{\frac{1}{2} \int_{r_{p_x}} A_{r_{p_x}} \cdot z \cdot r \cdot dr}{\frac{1}{2} \int_{r_{p_x}} A_{r_{p_x}} \cdot r \cdot dr} = \frac{0,006882}{0,02374} = 0,290 \text{ m.}$$

Los valores de la fuerza centrífuga y sus proyecciones se deducen a continuación (figu-

Sección a 0,290 m.:

$$\tan \varphi = \frac{H}{2\pi Z} = \frac{1,5267}{2 \times \pi \times 0,290} = \frac{0,243}{0,290} = 0,8379$$

$$x = y \tan \varphi = 0,0117 \times 0,8379$$

$$x = 0,0098 \text{ m.}$$

La otra proyección y la fuerza centrífuga tienen por valor:

$$I_{s} = I_{s} \cdot \tan \theta$$

$$I_{s} = 9294 \times \frac{0,0098}{0,290}$$

$$I_{s} = 314 \text{ Kgs.}$$

$$I = \sqrt{I_{s}^{2} + I_{s}^{2}} = \sqrt{9294^{2} + 314^{2}}$$

$$I = 9406 \text{ Kgs.}$$

El valor de la fuerza será calculada por métodos ordinarios, esto es, con la fórmula

$$I = -\frac{\rho}{g} \int A_r \cdot \frac{V^2}{r} \cdot dr$$

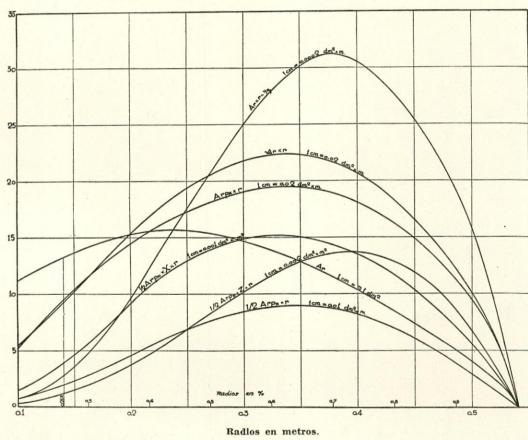


Fig. 9

La proyección vertical de la fuerza centrifuga es:

$$I_{s} = \frac{\rho \omega^{2}}{g} \int A_{r_{p_{x}}} \cdot r \cdot dr$$

$$I_{s} = \frac{8 (2 \times \pi \times 15,5)^{2}}{9,81} \times 12,028$$

$$I_{s} = 9294 \text{ Kgs.}$$

en que  $\rho$ , g y  $A_r$  tienen el mismo significado y la velocidad

$$V = 2\pi r \omega$$

Trazada la curva de  $A_rV^2/r$  e integrada dió:

es decir, un 7,64 por 100 mayor.

El punto de aplicación se supone en los cálculos ordinarios en el centro de gravedad de la pala, que en este caso era

$$Z = 0.369 \text{ m}.$$

que representa un 27 por 100 más alto que el calculado exactamente. Igualmente, el valor de  $\overline{y}$  se considera en el centro de gravedad del perfil de radio r=0,369 m., dando y=0,015 m., que para comparar con el calculado será

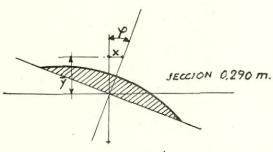
$$y = 0.015 \times \frac{0.290}{0.369} = 0.0117 \text{ m}.$$

lo que no da un error sensible.

Fuerzas equivalentes, debidas a la fuerza centrífuga, aplicadas en el centro de empuje:

$$I'_s = 9406 \times \frac{0,0117}{0,369 - 0,1404} = 481 \text{ Kgs}.$$

$$I'_s = 314 \times \frac{0,290 - 0,140}{0,339 - 0,1404} = 206 \text{ Kgs}.$$



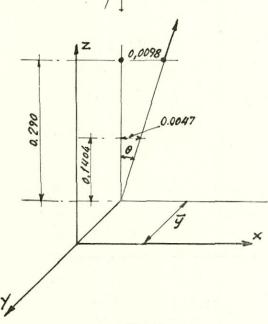
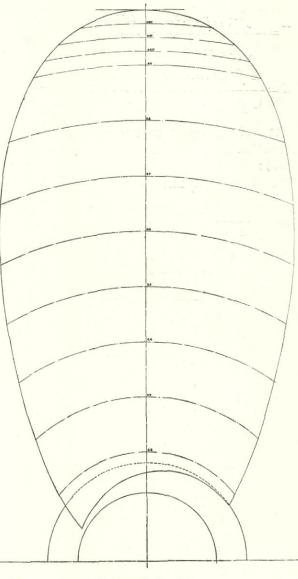


Fig. 10



Proyección frontal.

Fig. 11

Compuestas estas fuerzas con las producidas por el empuje y el momento de torsión, nos da una fatiga

$$\sigma$$
 = 615 Kgs.  $imes$  cm $^{-2}$ 

mientras que con los cálculos ordinarios se obtiene

$$\sigma$$
 = 613 Kgs.  $imes$  cm $^{-2}$ 

Cálculo de la fuerza centrífuga en un propulsor de pesquero.

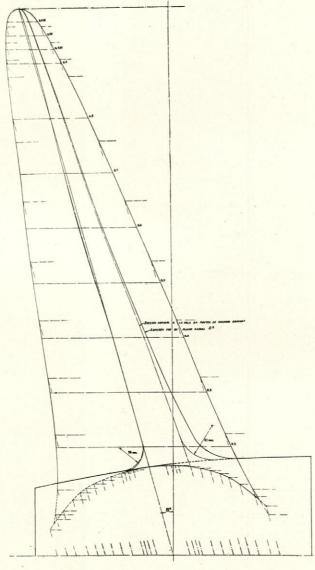
A continuación se establece la comparación de las fatigas a que trabaja el material de un propulsor de pesquero, cuyas características son:

Diáme	etro .		=	1,637 m
Pasos	:			
	0,2	R.	=	0,9904
	0,3	R	·=	1,0837
	0,4	R	=	1,1606
	0,5	R	=	1,2163
	0,6	a	1,0 R=	1,2196

Secciones tipo Gutsche de 0,2 a 0,4 R. Idem id. Karman-Trefftz de 0,7 a 1,0 R. Idem de transición las 0,5 y 0,6 R. Relación de superficie desarrollada has-

ta 0,26 R, de la pala, 
$$\frac{Fa}{F} = 0,4864$$

Espesor de la pala en la raíz = 0.0737 m. Idem id. en el extremo ..... = 0.0057 m.



Proyección lateral, Fig. 12

En las figuras 11, 12 y 13 se muestran los planos generales del propulsor y en la 14, las curvas de área de secciones de la pala, fuerzas centrífugas, etc.

La integración de estas curvas hasta 0,26 R nos da:

$$\int A_r$$
 .  $dr = 5,84 \text{ dm}^s$ 

C. de G. de la curva de áreas = 0,426 m.

Empuje 
$$=\int rac{dSo}{dr}$$
 .  $dr=$  1021

C. de G. de la curva de empujes = 0,564 m.

Momento de giro 
$$=\int \frac{r}{R} \cdot \frac{dTo}{dr} = 205 \, \mathrm{Kgs.} \times \mathrm{m}.$$

Fuerza centrifuga = 
$$-\frac{\delta}{g}\int \frac{AV^2}{r}$$
.  $dr$  = 2695 Kgs.

El punto de aplicación de la fuerza centrífuga se supuso, como en el caso anterior, en el centro de gravedad de la sección a 0,426 m., siendo entonces las fuerzas equivalentes aplicadas en el centro de empuje:

Debida al momento de giro 
$$=\frac{205}{0,564}$$
  $=363$  Kgs.

Fuerza centrifuga = 
$$\frac{2695 \times 0,090}{0,564 - 0,213}$$
 = 690 Kgs.

que compuestas con la de empuje nos da un momento flector

M. F. = 
$$1750 \times 0.351 = 614.25$$
 Kgs.  $\times$  m.

y como el módulo de la sección recta es

$$W = 137.5 \text{ cm}^3$$

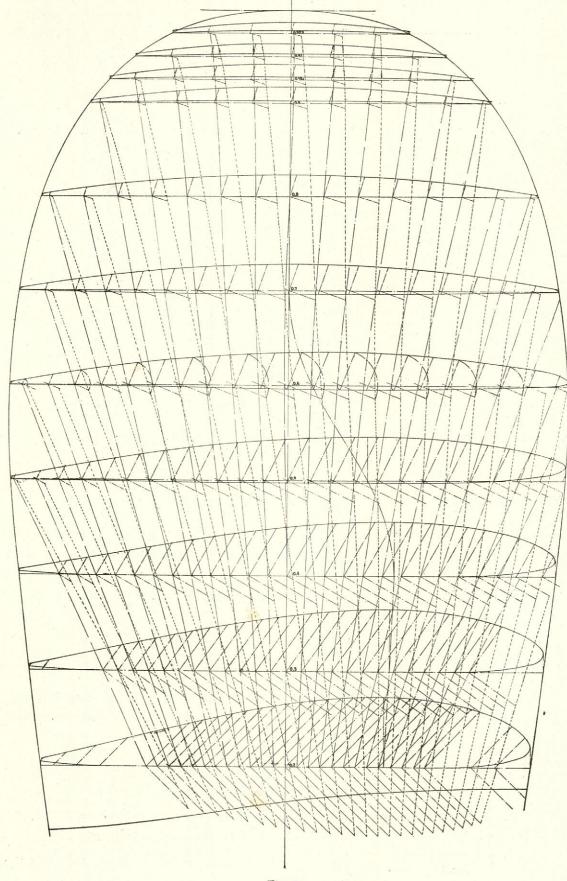
la fatiga será:

$$\sigma = rac{61425}{137.5} = 447 \; ext{Kgs.} imes ext{cm}^{-2}$$

En los cálculos de Taylor se determinó el espesor con  $\sigma = 492 \text{ Kg.} \times \text{cm}^{-2}$ .

En el cuadro II se indican los cálculos para la resolución de las integrales, obteniendo:

INGENIERIA NAVAL



CUADRO II

r/H		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,925	0,950
r	m	0,1637	0,2455	0,3274	0,4092	0,4911	0,5729	0,6548	0,7366	0,7571	0,7776
H	m	0,9904	1,0837	1,1606	1,2163	1,2196	1,2196	1,2196	1,2196	1,2196	1,2196
$h=H/2\pi$	m	0,1576	0,1725	0,1847	0,1936	0,1941	0,1941	0,1941	0,1941	0,1941	0,1941
200	_	0,0265	0,0596	0,1059	0,1655	0,2383	0,3244	0,4238	0,5363	0,5666	0,5975
$h^2$	_	0,0248	0,0298	0,0341	0,0375	0,0377	0,0377	0,0377	0,0377	0,0377	0,0377
$r^2 + h^2$	-	0,0513	0,0894	0,1400	0,2030	0,2760	0,3621	0,4615	0,5740	0,6043	0,6352
$\sqrt{r^2+h^2}$	_	0,227	0,299	0,374	0,450	0,525	0,602	0,679	0,758	0,778	0,797
$1/\sqrt{r^2+h^2}$		4,405	3,344	2,674	2,222	1,905	1,661	1,473	1,319	1,285	1,255
$r/\sqrt{h^2+r^2}$	. —	0,721	0,821	0,875	0,909	0,936	0,952	0,965	0,972	0,973	0,976
$A_{re}$	-	0,918	0,923	0,878	0,772	0,597	0,4367	0,3415	0,1531	0,1189	0,0887
$A_{rs}$		0,812	0,695	0,614	0,588	0,504	0,4184	0,3316	0,1477	0,1150	0,0863
$A_r = A_{re} +$	$A_{\tau s}$	1,730	1,618	1,492	1,360	1,101	0,8551	0,6731	0,3008	0,2339	0,1750
$A_{re} - A_{rs}$		0,106	0,228	0,264	0,184	0,093	0,0092	0,0050	0,0027	0,0020	0,0012
$g_i$	m	0,0225	0,0200	0,0174	0,0130	0,0100	0,083	0,0078	0,0068	0,0065	0,0059
$g_2$	m	0,0306	0,0322	0,0337	0,0330	0,0175	-	_	-	-	
$\dot{y}$	m	0,0370	0,0351	0,0318	0,0260	0,0158	0,0080	0,0075	0,0066	0,0063	0,0058
æ	m	0,0066	0,0147	0,0209	0,0244	0,0128 -	0,0027 —	- 0,0022	-0,0017 —	0,0016 —	0,0014
1	m	0,417	0,439	0,459	0,476	0,480	0,465	0,429	0,347	0,314	0,270
c	m	0,300	0,356	0,399	0,431	0,449	0,446	0,399	0,345	0,312	0,264
f.	m	0,0645	0,0640	0,0600	0,565	0,0515	0,0438	0,0330	0,0195	0,0158	0,0110
f.	m	0,0645	0,640	0,0600	0,0565	0,0515	0,0438	0,0330	0,0195	0,0158	0,0110
c/l	_	0,7194	0,8109	0,8693	0,9055	0,9354	0,9591	0,9301	0,9942	0,9936	0,9778
$f_o/l$	_	0,0155	0,0146	0,0131	0,0119	0,0107	0,0094	0,0077	0,0056	0,0050	0,0041
$A_{r_{p_X}}$	dm³	1,2393	1,3043	1,2754	1,2008	1,0082	0,8201	0,6261	0,2991	0,2324	0,1712
$A_{r_{p_z}}$	dm <sup>2</sup>	0,00164	0,00333	0,00346	0,00219	0,00099	0,00086	0,00039	0,00015	0,00010	0,00005
θ		2° 18′, 54	3° 25′, 92	3° 39′, 36	3° 24′, 90	1° 29′, 76	0° 16′, 14	0° 12′, 36	0° 8′, 28	0° 7', 56	0° 6', 18
sen $\theta$		0,04029	0,05987	0,06376	0,05957	0,02611 _	_ 0,00469 -	-0,00359	-0,00241 -	-0,00220 -	-0,00180
$\cos \theta$		0,99918	0,99821	0,99797	0,99824	0,99966	0,99999	0,99999	1,00000	1,00000	1,00000
X		0,0066	0,0147	0,0209	0,0244	0,0128	_ 0,0027 -	-0,0024 -	-0,0018 -	-0,0017 -	-0,0014
$\boldsymbol{z}$		0,1422	0,2242	0,3074	0,3904	0,4738	0,5583	0,6438	0,7301	0,7518	0,7739
"y" (a la gen.	base)	0,0070	0,0305	0,0560	0,0840	0,1160	0,1454	0,1686	0,1920	0,1975	0,2030
$A_r$ . $r$ (d)	$m^2 \times m$ )	0,2820	0,1 949	0,4803	0,5426	0,5293	0,4899	0,4407	0,2216	0,1771	0,1361
$A_r \cdot r \cdot y$ (d)	$m^2 \times m$ )	0,0020	0,01204	0,02690	0,04558	0,06140	0,07123	0,07430	0,04255	0,03498	0,02763
$\sqrt{2} A_{r_{p_X}} \cdot X \cdot r$ (dr	$m^2 \times m$ )	0,0013	0,0047	0,0087	0,0120	0,0063	_ 0,0013 -	-0,0010 -	-0,0004 -	-0,0001 -	-0,0002
$A_{r_{p_z}}$ . $Z$ . $r$ (d)	$m^2 \times m$ )	0,000038	0,000183	0,000347	0,000351	0,000232	0,000274	0,000161	0,000080	0,000053	0,000031
	$m^2 \times m^2$ )	0,2029	0,3202	0,4170	0,4914	0,4951	0,4698	0,4100	0,2203	0,1760	0,1330
	$m^2 \times m^2$ )	0,00027	0,00082	0,00113	0,00090	0,00049	0,00049	0,00025	0,00011	0,00007	0,00004

Con estos datos deduciremos:

$$\overline{Y} = \frac{0,027184}{0,24552} = 0,111 \text{ m}.$$

$$\bar{X} = \frac{0,002186}{0,22356} = 0,0098 \text{ m}.$$

$$\bar{z} = \frac{0,00013092}{0,0003468} = 0,377 \text{ m}.$$

$$I_z = \frac{8 (2\pi \times 5,783)^2}{9.81} \times 2,2356 = 2404 \text{ Kgs.}$$

$$I_s = \frac{8 (2\pi \times 5,783)^2}{9.81} \times 0,003468 = 3,73 \text{ Kgs.}$$

$$I = 2404 \text{ Kgs.}$$

Fuerza centrífuga equivalente, en el centro de empuje:

$$I_1 = \frac{2404 \times 0,111}{0,351} = 764 \text{ Kgs.}$$

Compuesta esta fuerza con la de empujes y momento de giro nos da un momento

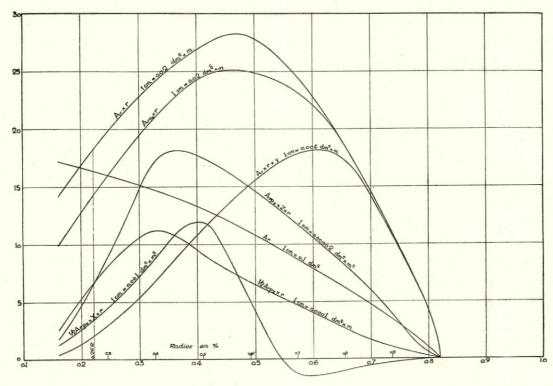
M. F. = 
$$1825 \times 0.351 = 640.57 \text{ Kgs.} \times m.$$

y la fatiga será entonces:

$$\sigma = \frac{64057}{137,5} = 466 \text{ Kgs.} \times \text{cm}^{-3}$$

#### RESUMEN.

Como hemos podido comprobar, los errores que se cometen en el cálculo de la fuerza centrífuga se compensan, por lo que no se hace necesario, en la mayoría de los casos, el calcular detalladamente dicha fuerza, ya que con los cálculos ordinarios es suficiente aproximación.



Radios en metros.

Fig. 14.

# Sobre la elección del material de acero en la construcción de barcos soldados

POR

#### JUAN FERNANDEZ DE PALENCIA Y ROC

INGENIERO NAVAL

#### INTRODUCCIÓN.

Análisis efectuados en el mundo sobre fracturas de barcos, indican que sus causas puedan ser atribuídas a deficiencias del proyecto, fabricación, o bien a mala elección de materiales.

Sobre proyecto y fabricación se han dado una serie de normas que, aun cumplidas éstas, se ha visto que no son suficientes para impedir las fracturas en barcos soldados.

Por tanto, tiene una gran importancia, en los primeros pasos de un proyecto, la elección del material de acero con arreglo a su situación en el barco y espesor.

Hemos creído conveniente dar unas ideas sobre la elección del material de acero para barcos soldados, pues esta elección tiene una gran importancia en el éxito o fracaso de las obras soldadas, y como, desgraciadamente, hay en España una gran penuria de acero, podría, en algunos casos forzados por la necesidad, que el constructor emplease el acero de composición no debida, y acarrear un perjuicio por su fracaso al avance de la construcción naval española.

#### COMPOSICIÓN.

Es de extraordinaria importancia el estudio de la composición, pues nos permite determinar el material que debe emplearse para la construcción de un barco soldado; damos a continuación una idea de los elementos que más influyen en el comportamiento del material de acero de un barco, con los porcentajes que deben admitirse.

#### Carbono.

En aceros para construcción naval, el carbono no debe pasar del 0,30 por 100, pues a partir de ese porcentaje la facilidad para la soldadura disminuye grandemente, baja la ductilidad y aumenta la sensibilidad a la entalla.

La cantidad de C que fijan para planchas de más de 25 mm. de grueso las diversas sociedades de clasificación son: el Registro Italiano, Bureau Veritas y Lloyd Register ponen como límite máximo el 0,23 por 100 de C; el Lloyd Alemán, 0,16 por 100, y el American Bureau, el 0,25 por 100 de C como máximo.

Para planchas de 12,5 a 25 mm., el Bureau Veritas y el American Bureau exigen que el acero tendrá como máximo el 0,23 por 100 y el Norske Veritas no más del 0,22 por 100. El análisis efectuado por The Ship Structure Committee para evitar las fracturas de los barcos soldados aconsejan en lo posible reducir el contenido de carbono, bajando también la resistencia pedida al acero de construcción naval. Ade-

INGENIERIA NAVAL Número 214

más, se ha deducido que el incremento de entalla en la soldadura aumenta con el porcentaje de C.

Por tanto, creemos que se debe ir a porcentajes bajos de C que oscilen entre 0,15 por 100 a 0,22 por 100, siempre con tendencia a acercarse al primer valor.

#### Manganeso.

El Mn es un desoxidante, se combina con el S y forma sulfuro de manganeso, evitando que se forme el sulfuro de hierro, que es peligroso por la formación de fisuras.

Además forma al soldar una escoria más flúida y evita de esta forma gran número de inclusiones en las costuras soldadas. Las pruebas hechas en diversos países sobre la relación Mn/C que deban tener los aceros de construcción naval, aconsejan que la relación Mn/C debe ser como mínimo 2,5, pero no mayor de 4,5 por la gran influencia que tiene el nitrógeno en la fragilidad de estos aceros. Con esta relación Mn/C mayor de 2,5 y menor de 4,5 el acero tiene grano fino y una mejor resistencia a la fragilidad por entalla. Ahora bien, el Mn es conveniente que no pase de 0,75 por 100, pues empieza a tener el acero ciertas dificultades en su soldadura.

#### Azufre.

El azufre se puede presentar en el acero en forma de sulfuro de hierro, sulfuro de manganeso o en segregaciones; cuando se presenta en forma de sulfuro de manganeso no hay dificultad de soldadura debido a que el punto de fusión del SMn es 1.620° superior al del acero y queda repartido en glóbulos que tienden a solidificarse en partículas aisladas y uniformemente repartidas; en cambio, si por tener exceso de azufre o falta de manganeso se forma SFe, como se funde a 985° C. y tiene una gran fragilidad en caliente, al soldar se concentra el SFe y al solidificarse se producen grietas en las costuras.

Otra forma de presentarse el azufre es segregado, que es uno de los inconvenientes más graves que se pueden presentar en toda junta soldada, pues origina un metal poroso y débil que no soporta la fatiga originada por el metal al enfriarse y da lugar a fisuras y grietas. Desde luego, no es posible hablar de la influencia del azufre sin tener en cuenta el manganeso, pues teniendo cantidad suficiente de manganeso, el azufre del acero se presenta en forma de SMn, que no tiene los inconvenientes de aquél. Por ejemplo, con el 0,02 por 100 de S el hierro es frágil a temperaturas elevadas y no forjable, pero teniendo el acero el 0,2 por 100 de Mn, es suficiente para suprimir estos inconvenientes.

De acuerdo con las sociedades de clasificación, el acero no deberá pasar del 0,06 por 100 de S, y no se debe admitir en ningún caso acero que necesite ser soldado que presente segregaciones de azufre, aunque el porcentaje medio de ésta no alcance el 0,06 por 100.

#### Fósforo.

El fósforo suele presentarse en forma de segregaciones; ahora bien, la probabilidad de que el fósforo se presente en forma segregada se inicia cuando el contenido medio de fósforo alcanza el 0,03 por 100, es decir, que hay peligro y produce efectos perjudiciales en la soldadura cuando se encuentra en forma segregada, que puede ser a partir del 0,03 por 100. El fósforo segregado, la mayor parte de las veces se presenta en forma laminar, y se ha comprobado que le comunica fragilidad en frío al acero y origina una disminución de la resiliencia y de la ductilidad y aumento de sensibilidad a la entalla.

Por ello creemos que el contenido de fósforo en el material debe ser lo más bajo posible, y no debe pasar del 0,05 por 100; desde luego, con estas cantidades de fósforo habrá que soldar con electrodos casi desfosforados, como veremos más adelante.

#### Azufre más fósforo.

Es importantísima la consideración de la suma de los porcentajes de los dos elementos, ya que ambos dan lugar a poros, grietas, ductilidad baja y disminución de la resiliencia; por esto, casi toda la investigación mundial une ambas causas y las consideran aisladamente y en conjunto. Las sociedades de clasificación exigen unos valores que oscilan entre 0,08 por 100 a 0,1 por 100 como máximo. Desde luego, se debe tener especial cuidado que estas cantida-

des de azufre más fósforo no pase de las exigidas, pues sería de gran peligro para las juntas soldadas.

#### Silicio.

La adición de silicio a los aceros evita la formación de CO y produce una buena desoxidación. Este, en las cantidades usuales para los aceros soldados, es un beneficio, pues hace el grano más fino, baja la temperatura de transición y la sensibilidad a la entalla decrece. Ahora bien, los aceros para construcción naval no deben tener más silicio del requerido para la desoxidación y calmado; siendo su porcentaje máximo 0,5 del contenido de manganeso, pues así permite asegurar escorias fusibles en las operaciones de soldadura.

#### Oxígeno.

El oxígeno no está como elemento libre, pero sí combinado; éste tiene importancia cuando pasa del 0,12 por 100, pues entonces la resiliencia suele decrecer rápidamente. Los aceros con la desoxidación más favorable son aquellos totalmente calmados tratados con suficiente silicio o aluminio. Hay también una gran tendencia en la zona de soldadura a formar monóxido de carbono (CO) y puede llegar a formar burbujas de gas en la soldadura; la forma de evitarlo, como veremos más adelante, es por medio de electrodos adecuados.

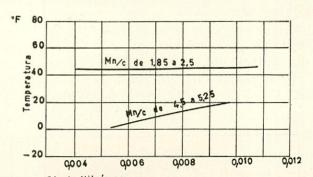
Es necesario tener una idea de la cantidad de oxígeno que tiene el material, para actuar en consecuencia, y desde luego no aceptar material cuyo porcentaje de oxígeno oscile alrededor del 0,12 por 100.

#### Hidrógeno.

Tiene gran importancia en las soldaduras debido a que lo puede agregar al soldar el electrodo. Hablaremos de su importancia cuando tratemos de los electrodos.

#### Nitrógeno.

Se ha observado, después de multitud de ensayos efectuados en el mundo, que el nitrógeno hacía perder a los aceros ductilidad y resistencia al impacto. A mi juicio, uno de los mejores estudios lo ha efectuado G. H. Enzian, que después de una serie de pruebas ha comprobado que un incremento de nitrógeno, desde 0,005 a 0,011 por 100, eleva la temperatura de transición en la fractura; sin embargo, el acero con relaciones Mn/C entre 1,85 y 2,5 el cambio de nitrógeno no influye en la variación de temperatura de transición en cuanto a ductilidad se refiere; en cambio, en relaciones Mn/C de 4,5 a 5,25 tiene gran influencia el nitrógeno (figu-



% de Nitrógeno
Efecto de mitrógeno sobre la temperatura con prueba de
impacto de 10pies x libras, en probeta Charpy con entalla en V

Fig. 1

ra 1). En éstas se ve la importancia que tiene el nitrógeno en la relación Mn/C; por ello, cuando la relación Mn/C sea mayor que 2,5, se debe exigir porcentajes de nitrógeno cada vez más bajos conforme aumenta la relación Mn/C.

#### Aluminio

Es usado como desoxidante, y favorece la formación de grano fino en los aceros; en la cantidad usada normalmente para la desoxidación baja la temperatura de transición. En los aceros en los que el calmado se haga por medio de aluminio, no deben contener más del 0,15 al 0,2 por 100 de aluminio, pues no se soldaría satisfactoriamente.

#### TRATAMIENTO DEL MATERIAL.

Sobre los diversos tipos de acero se han verificado numerosas pruebas en América y en Alemania, comprobando la marcadísima inflencia que tiene el tamaño del grano y la distribución de la ferrita y perlita, o ferrita y bainita en la resistencia a la fragilidad de estos aceros en estructuras soldadas, y este efecto se acusa cuando el espesor aumenta. Por eso cree-

INGENIERIA NAVAL

mos, coincidiendo con las consecuencias sacadas por The Ship Structure Committee, que se debe intentar que el acero sea normalizado, pero principalmente en las planchas de grueso espesor.

Cuando el material es trabajado en el astillero, algunas partes de la estructura del barco se doblan o forjan en frío; esta forja o doblado en frío hace que se eleve la temperatura de transición; es decir, el acero se hace más frágil; por tanto, en las zonas críticas del barco hay que valorar si el forjado en frío puede envejecer el acero en una cantidad tal que necesite tratamiento.

P. J. Rieppel ha observado que precalentamientos de 66° C. a 151° C. antes de efectuar la

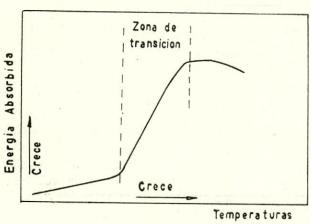


Fig. 2

soldadura, en multitud de aceros, bajaba la temperatura de transición más que el postcalentamiento; este tratamiento rápido puede darse a ciertas planchas en las que el forjado en frío nos haga temer que se hayan envejecido, y por tanto la temperatura de transición se eleva; en cambio, con el tratamiento anteriormente descrito conseguimos cierta baja en la temperatura de transición sin hacer tratamientos más costosos.

En los astilleros, un porcentaje elevado de la elaboración de los chaflanes para la soldadura de planchas es efectuado mediante los sopletes de corte oxiacetilénico; quiero hacer resaltar esto, porque tiene cierta importancia en el comportamiento posterior de la soldadura, el porcentaje de H<sub>2</sub>S que contenga el acetileno; comprobaciones hechas en diversos países aconsejan que el contenido de H<sub>2</sub>S debe ser menor de 0,1 por 100, porque puede este azufre perturbar

la zona soldada y aparecer poros o fisuras que sean debidas más que al metal base, al tanto por ciento elevado de H2S que contiene el acetileno. Parkins ha descubierto que el proceso de fisuración por corrosión debido a tensiones está en relación con la precipitación de carburos en el límite de los granos de los cristales. Esto únicamente tiene importancia en barcos soldados que transportan nitrato sódico, amoníaco o compuestos, nitrato cálcico o productos altamente corrosivos; en estos barcos existe un peligro de fisuración bajo la influencia de medios corrosivos en planchas o estructuras sometidas a tensión; para evitar la aparición de fisuras por corrosión debido a la tensión, es conveniente dar en los sitios donde pueda haber este peligro un tratamiento térmico de 350° C. a 650° C.; con esta última temperatura el peligro desaparece por completo, aunque a 350° C. durante una hora permite gran resistencia a la fisuración por corrosión. El martilleo es un tratamiento que atenúa el peligro a la fisuración, pero no es suficientemente enérgico.

#### PRUEBAS.

Las numerosas roturas habidas en barcos soldados en el pasado tiempo han hecho que diversas naciones investigaran a fondo estos problemas. Se ha visto que las roturas han sido principalmente debidas a los siguientes puntos:

- a) Defectos de proyecto (para evitar esto se han dado normas, las cuales no las incluyo en este artículo).
  - b) Elección inadecuada del material.
  - c) Deficiencias en la fabricación.

El someter el material o juntas soldadas a pruebas y compararlo con aceros o juntas soldadas tipos, nos permite el resolver en gran parte los puntos b) y c).

Todo defecto de fabricación de la naturaleza de golpes de arco y defectos de soldadura, o el agrietamiento de un pequeño poro en el cordón de soldadura o en su proximidad, son responsables de la iniciación de fracturas de un gran número de barcos. El American Ship Structure Committee, que ha investigado el problema de la rotura de barcos soldados, después de numerosas pruebas deduce, que la probabilidad de que una fractura se origine en una plancha, se incrementa marcadamente con el aumento de sen-

sibilidad a la entalla; es también de importancia en las estructuras soldadas la tendencia a la fragilidad después de la deformación en frío; esto es conocido como sensibilidad al envejecimiento.

Se ha observado que los barcos "Liberty" se han comportado casi satisfactoriamente en aguas calientes; sin embargo, cuando la tempe-

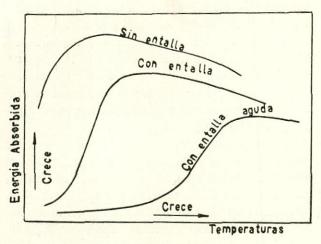


Fig. 3

ratura estaba entre 30° F. (—1,1° C.) a 40° F. (4,4° C.) han ocurrido numerosas catástrofes; esto nos hace pensar la extraordinaria importancia que tienen las pruebas, no sólo las normales de tracción, doblado y resiliencia, sino que es necesario, bien por el Instituto de la Soldadura o en las acererías, hacer pruebas sobre probetas entalladas a distintas temperaturas de los diversos tipos de aceros comerciales, y de esta forma en las inspecciones o en los astilleros se comprobaría uno o dos puntos de la curva de temperaturas de transición, con arreglo al tipo de probeta elegida, para ver si estaba dentro de lo admisible.

Para pruebas sobre probetas entalladas, el descenso de temperatura para buscar el punto elegido se hace metiendo la probeta en una mezcla frigorífica y llevándola a la máquina; teniendo en cuenta la elevación aproximada de temperatura, se puede comprobar con cierta exactitud algunos puntos de la curva.

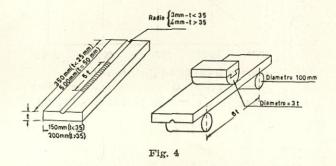
La zona de interés para comparar los aceros es la zona de transición, y la temperatura de transición da una idea cualitativa del acero respecto a otro, en una determinada prueba; esta temperatura de transición puede definirse como la temperatura encima de la cual el acero, bajo determinadas pruebas, su comportamiento es predominantemente dúctil, y debajo de la cual predomina la fragilidad en su comportamiento. Por eso aquellos aceros en los que la temperatura de transición sea más baja, se comportan mejor normalmente en las estructuras soldadas.

A continuación, en las figuras 3 y 4, se indica lo que se entiende como zona de transición, y la diferencia que hay en las temperaturas de transición, según la probeta sea sin entalla, con entalla normal y entalla aguda.

En lo que se refiere al estudio del envejecimiento de la costura por trabajo en frío, el tipo de probeta que da buen resultado es la prueba a flexión Kommerell, pues como la resistencia del material en estructuras soldadas está influenciada por el espesor de la plancha y la rigidez de la estructura, y el peligro de la fractura frágil se incrementa con el incremento del espesor de la plancha; por eso es conveniente hacer pruebas de las planchas a todo su espesor, y para esto es inmejorable la prueba de flexión Kommerell, que permite dar una gran idea del comportamiento de la estructura soldada. En la figura 4 se ven los detalles de la probeta.

#### ELECTRODOS.

La elección de electrodos tiene gran importancia, pues de ellos depende en gran parte el comportamiento de la junta soldada, aunque el material base sea el adecuado; por eso, antes de elegir un tipo de electrodo es necesario ha-



cer pruebas con probetas heterogéneas y homogéneas, así como observar su manejo, y que den en su fusión escorias ligeras que hagan difícil que en las costuras soldadas aparezcan inclusiones de escorias. Ahora bien, con arreglo al material base a emplear es de imprescindible necesidad seleccionar el electrodo antes de las INGENIERIA NAVAL Número 214

pruebas mecánicas, por la composición del metal de aportación, ya que éste suele ser distinto del de la varilla, debido a las aportaciones del recubrimiento; para ello vamos a dar unas pequeñas orientaciones referentes a este punto.

En material en el cual el contenido de azufre es algo elevado, se usarán electrodos cuya varilla tenga el menor contenido de azufre posible y que la cantidad de manganeso del metal aportado sea alta, es decir, que desulfure en lo posible el material base y así evitar posibles fisuras; por otra parte, en las experiencias efectuadas en América para ver la influencia del azufre de la varilla en la formación de poros se ve que la tendencia a que se produzcan éstos en la superficie aumenta con el contenido de azufre en la varilla, y los mejores resultados, en lo que se refiere a la porosidad, se obtienen con cantidades de S en la varilla de 0,030 por 100 ó menores.

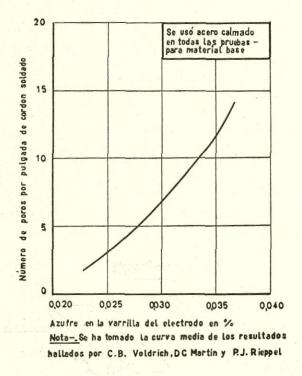


Fig. 5

En la figura 5 se ve esta influencia, en pruebas con toda clase de varilla de acero calmado, semicalmado y efervescente; y además se demuestra que la distribución de oxígeno en la plancha no tiene influencia en los poros superficiales, pues lo mismo se comportan los aceros calmados que los efervescentes.

Por todo ello, dada la gran importancia que

tienen los poros o pequeñas fisuras para que se origine una seria fractura, se debe exigir al material de aportación de electrodos un porcentaje menor del 0,03 por 100 de azufre.

En lo que se refiere al fósforo, es un verdadero peligro cuando hay segregaciones, y éstas pueden ocurrir, para contenido de fósforo medio, desde el 0,03 por 100 en adelante; por tanto, creemos que el material de aportación debe contener la menor cantidad de fósforo posible y desde luego menor del 0,03 por 100.

En lo que se refiere al C, Mn y Si, el metal aportado debe reunir como mínimo las exigencias apuntadas anteriormente en los materiales bases y debe de comprobarse por análisis químicos y ensayos con probetas homogéneas, que cumplan estas exigencias.

Es necesario tener especial cuidado con los recubrimientos, pues la humedad perjudica la soldadura, debido a que la presencia del hidrógeno hace al arco cirático y contribuye a la formación de "fishwelds" en las soldaduras. La forma de evitarlo es calentar los electrodos de 100° a 200° C. antes de usarlos, y así se evita la inestabilidad del arco y la formación de los "fishwelds" que pueden originar grietas.

De los estudios hechos con los electrodos sobre diversos tipos de aceros hechos por C. B. Voldrich parece ser que hay más penetración con varilla efervescente en acero base calmado que con varilla de acero calmado en este mismo tipo de acero; claro es que no es estudio indicado para un astillero y son las casas de electrodos los que dirán en cada caso el electrodo apropiado según el tipo de acero y que el astillero puede comprobar por su comportamiento.

Un electrodo que se comporta bien en aceros con impurezas es el tipo básico; hoy día un gran porcentaje de las soldaduras en astilleros extranjeros se efectúan con este tipo de electrodo, pero por el momento en España es de cierta dificultad por tener mal manejo durante la ejecución de la soldadura; por esto es aconsejable, mientras los electrodos básicos no se manejen en condiciones similares a los demás, el uso de electrodos semibásicos, pues da cierta garantía en las actuales condiciones de los aceros.

En lo que se refiere a electrodos de gran penetración, no son adecuados en las estructuras principales, debido a que con la calidad actual de los aceros se produce una contaminación Abril 1953 INGENIERIA NAVAL

grande del material base en la junta soldada que puede ser origen de poros y fisuras; no obstante, en sitios secundarios del barco pueden emplearse y tienen gran rendimiento.

#### TIPO DE ACERO A EMPLEAR.

Al tratar de los materiales, se ha visto la gran importancia que tiene el tamaño del grano y la desoxidación en el comportamiento frágil del acero, y que la sensibilidad a la entalla aumenta conforme aumenta el espesor. Por tanto es necesario la elección del material con arreglo al espesor y posición en el barco.

A continuación damos unas de las consecuencias que respecto a los materiales y su posición indicó, en su resumen sobre fracturas, el Ship Structure Committee; éste aconsejo el uso de acero calmado para la parte central del barco o al menos en las conocidas áreas críticas de esta porción del barco, y agrega que en esta zona deberá tener el acero el grano fino y a ser posible ser normalizado. Ya en el año 1948 el American Bureau of Shipping hacía una división de los aceros según su espesor y especificaba, para chapas de ½ a 1", que el acero fuera semicalmado y de 1" en adelante totalmente calmado.

Esto permite dar una idea del tipo de acero que se debe elegir, con arreglo a su espesor y zona del barco, y que unido al control de su composición con arreglo a lo dicho al hablar de la composición del acero, nos permitirá elegir el material más adecuado para el buque soldado.

#### CONCLUSIÓN.

Este artículo puede dar una pequeña orientación de los factores que tay que tener en cuenta en una obra soldada para su buena ejecución y comportamiento; puesto que una fractura de un barco puede producirse por un pequeño defecto en su ejecución, o porque el material haya aumentado su fragilidad, y siendo ambos aspectos de la fractura de un barco dependientes en su mayor parte de la elección de los materiales de acero y electrodos, creemos necesario no descuidar las indicaciones expuestas anteriormente sobre las construcciones soldadas.

#### BIBLIOGRAFIA

- "Metals Handbook",—American Society for Metals, 1939.
- "Welding Handbook". American Welding Society, 1939.
- "The Problem of Fracture-Hollomon". American Welding Society, 1946.
- "Una teoría estadística de la rotura".—Fisher & Hollomon. A. T. M. E., 1946.
- "Fragilidad en frío del hierro con gran cantidad de fósforo".—Shevandin & Kisin.
- "La resistencia cohesiva técnica y la rotura frágil total".—Morkovin, 1944. Universidad de Illinois.
- "Influencia de la relación manganeso-carbono en el efecto de rotura frágil del acero dulce".—Iron and Steel, 1947.
- "Estado actual del problema de la rotura de los metales".—G. Fernández Casado.
- Publicación 9. Instituto de la Soldadura, 1949.
- "Concepción moderna sobre las transformaciones de la austenita".—L. Pottecher.
- Boletín de información del Instituto de la Soldadura, 6.
- "Influencia del azufre y del fósforo en la soldabilidad del arco eléctrico de los aceros de construcción al carbono".—F. Donis. Instituto de la Soldadura. Publicación núm. 11, 1950.
- "La influencia del azufre y el fósforo en la soldabilidad de aceros que se utilizan en construcciones soldadas'. P. Ch. Van der Willigen. Instituto de la Soldadura. Publicación núm. 11, 1950.
- "Iniciación y propagación de la fractura frágil en aceros estructurales".—Peter P. Puzak, Earl W. Eschbacher and William S. Pellini. *The Welding Journal*, 1952.
- "Pruebas prácticas de la resistencia cohesiva y soldabilidad de los aceros".—W. A. Felix. The Welding Journal, 1952.
- "Un resumen sobre el problema de la fractura de los barcos".—Finn Jonassen. The Welding Journal, 1952.
- "Experimentos sobre tensiones residuales y conclusiones prácticas".—Dr. R. Weck. Instituto de la Soldadura. Publicación núm. 2.
- "Concentración de tensiones en estructuras soldadas". Shipbuilding and Shipping Record, 1952.
- "Transición del comportamiento dúctil al frágil en depósitos de acero".—T. N. Amstrong. The Welding Journal, 1952.
- "Material de construcción para buques soldados".— F. Körte. *Hansa*, 1952.
- "Evaluación de pruebas para los aceros en estructuras soldadas".—P. J. Rieppel. The Welding Journal, 1950.
- "Estudio de la varilla para electrodos".—C. B. Voldrich, D. C. Martin y P. J. Rieppel. *The Welding Journal*, 1950.
- "Efectos del nitrógeno en el comportamiento frágil de los aceros".—G. H. Enzian. The Welding Journal, 1950.

## EL REGIMEN DE MARCHA DE UN BUQUE (1)

Por P. STOFFEL

Traducido por A. G. de A.

1.—Noción de régimen de marcha.

Para unas condiciones determinadas, el empuje S de la hélice corresponde a una velocidad v del buque. Si este empuje depende, en primer lugar, de dicha velocidad, está influenciado igualmente por otros factores como el estado del mar, las adherencias al casco y los remolques eventuales.

El régimen de marcha del barco está definido por su velocidad v y el empuje S de la hélice.

Se determina este último, para una velocidad dada, teniendo en cuenta las influencias exteriores, que varían en parte en función del tiempo transcurrido desde la última limpieza de fondos:

 a) Resistencia W de la carena en función de la velocidad v.

De la curva W = f(v) obtenida, sea por ensayos de remolque, sea por valores conocidos en la práctica, se puede determinar la resistencia a la marcha correspondiente a la velocidad v del buque.

Para una velocidad constante, se obtiene el empuje necesario en función del coeficiente de succión o de deducción de empuje t:

$$s = \frac{W}{1-t}$$

b) Condiciones meteorológicas y composición del agua: temperatura y salinidad del

(1) Publicado en el número 18.006 (f) del *Bulletin* Escher Wyss, especialmente dedicado a las hélices marinas de paso variable.

agua; resistencia al viento; estado del mar; corrientes; profundidad del agua.

- c) Estado de la carena: adherencias al casco.
- d) Tracción de remolque: barcazas; redes de pesca; aparatos de rastreo de minas, etc.

Las influencias anteriores enunciadas en los puntos b) y c) pueden hacer variar el empuje S, calculado según a) hasta un 50 por 100. La exactitud del resultado depende, pues, de los coeficientes de influencia que se asignen a cada uno de los factores enunciados, coeficientes determinados por ensayos o elegidos arbitrariamente. Medidas de empuje efectuadas durante la marcha aportarán elementos valiosos a este método de cálculo.

2.—Potencia en el eje de cola para un régimen de marcha dado.

Se puede plantear la ecuación siguiente: Potencia en el eje de cola:

$$\frac{SPS}{n_{\rm H}} = \frac{S \cdot v_e}{75 \, n_{\rm H}}$$

siendo  $v_e$  la velocidad media efectiva del agua que entra en el disco de la hélice, de valor  $v_e = v(1 - \omega)$  en función del coeficiente de estela, luego queda la fórmula anterior:

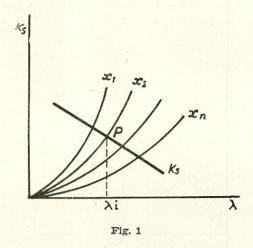
$$\frac{SPS}{n_{\rm p}} = \frac{S \cdot v \left(1 - \omega\right)}{75 \, n_{\rm p}} \tag{1}$$

Para un régimen de marcha dado, el empuje S y la velocidad v son constantes. En cuanto

al coeficiente de estela  $\omega$ , es también prácticamente invariable, de manera que podemos expresar la fórmula [1] en la forma:

Potencia en el eje de la cola 
$$=$$
  $\frac{\text{constante}}{\eta_{\text{H}}}$ 

La potencia es inversamente proporcional al rendimiento de la hélice; tomará, pues, su valor mínimo cuando el rendimiento sea máximo.



Al variar con el recorrido, la carga y los remolques eventuales el régimen de marcha del barco, interesa encontrar las condiciones de funcionamiento que mantengan la marcha exigida desarrollando la maquinaria la potencia mínima necesaria, y esto se consigue con ayuda de las curvas de régimen de marcha y la zona de posible explotación.

### 3.—Noción de las curvas de régimen de marcha.

Si el régimen de marcha del buque y el diámetro de la hélice son conocidos, se puede escribir la ecuación siguiente, introduciendo el coeficiente de empuje  $k_s$  y el número de revoluciones de la hélice n:

$$S = \rho \cdot k_s \cdot n^2 \cdot D^4 \tag{2}$$

Generalmente se conoce el coeficiente de empuje  $k_s$  en función del coeficiente

$$\lambda = \frac{v_s}{\pi \cdot n \cdot D}$$

de manera que es preferible reemplazar en la

fórmula anterior el número de vueltas por su valor

$$n = \frac{v_s}{\pi \lambda D}$$

con lo que se obtiene:

$$S = \rho \cdot k_s \cdot \frac{v_s^2}{\pi^2 \cdot \lambda^2 \cdot D^2} \cdot D^4$$

que se transforma en:

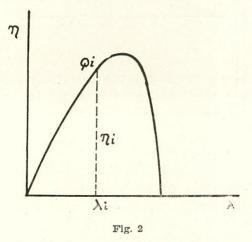
$$\frac{k_s}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \cdot S}{\rho \cdot v_e^2 \cdot D^2}$$
 [2 a]

Se ve, pues, que la expresión

$$\frac{\pi^2 \cdot S}{\rho \cdot v_e^2}$$

no está influenciada más que por los valores de S y de  $v_e$ .

Al principio de este artículo admitimos que



un régimen de marcha constante estaba determinado por los valores de S y de  $v_e$ , con lo que podemos poner:

$$k_s = \frac{\pi^2 \cdot S}{\rho \cdot v_s^2 \cdot D^2} \cdot \lambda^2 = x \cdot \lambda^2$$
 [3]

A cada régimen de marcha corresponde, pues, una constante:

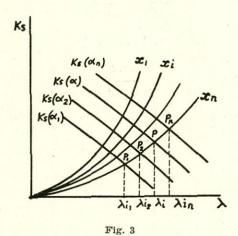
$$x = \frac{\pi^2 S}{\rho \cdot v_{\theta}^2 \cdot D^2}$$

De la ecuación [3] podemos trazar una curva del régimen de marcha en función del coeficiente de empuje  $k_{\rm s}$  (fig. 1).

4.—Posibilidades de explotación de la hélice de palas fijas y de la hélice de palas orientables.

#### A) Hélice de palas fijas (figs. 1 y 2).

Examinando el diagrama de empuje  $k_s = f(\lambda)$  con una serie de curvas de régimen de marcha  $x_1, x_2, \ldots, x_n$ , se ve inmediatamente que para una hélice de palas fijas, una curva de régimen  $x_i$  y la curva del coeficiente de empuje  $k_s$  no se cortan más que en un solo punto P.



La abscisa de este punto da el único grado de avance  $\lambda_i$  posible; por lo que el único número de revoluciones admisible será

$$n_i = \frac{v_s}{\pi \cdot \lambda_i \cdot D}$$

En el diagrama de rendimiento  $\eta = f(\lambda)$  se encuentra, para un valor  $\lambda_i$ , el rendimiento correspondiente  $\eta_i$  en el punto  $Q_i$ .

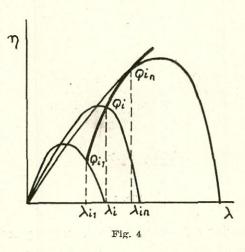
La hélice de palas fijas no tendrá más que una posibilidad de explotación para cada régimen de marcha, y por lo tanto un rendimiento fijo.

#### B) Hélices de palas orientables (figs. 3 y 4).

Contrariamente a la hélice de palas fijas, la hélice de palas orientables da una serie de curvas  $k_s$  que corresponden cada una a un ángulo de inclinación a de las palas. Para un régimen de marcha dado tendremos, pues, una serie de puntos  $P_1, P_2, \ldots, P_n$  dados por la intersección de las curvas  $k_s$  con la parábola  $x_i$ . Las abscisas de estos puntos son  $\lambda_{i1}, \lambda_{i2}, \ldots, \lambda_{in}$ . Los

números de revoluciones de la hélice se determinan según la ecuación dada en A, para formar igualmente una serie  $n_{i_1}, n_{i_2}, \ldots, n_{i_n}$  Las características de la hélice de palas orientables permiten, para el mismo régimen de marcha, la elección arbitraria del número de revoluciones.

Los rendimientos  $\eta_{i_1}, \eta_{i_2}, \ldots, \eta_{in}$  para cada inclinación de las palas se encuentran en función de  $\lambda_{i_1}, \lambda_{i_2}, \ldots, \lambda_{in}$  en la figura 4. Estos puntos dan todas las posibilidades de explotación de la hélice de palas orientables para el mismo régimen de marcha.



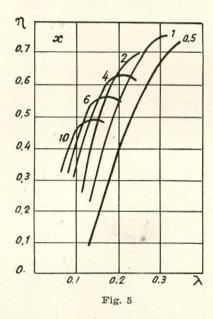
5.—Curvas de explotación y punto de rendimiento óptimo.

En el diagrama  $\eta = f(\lambda)$  para la hélice de palas orientables (fig. 4) es posible trazar una curva que pase por los puntos  $Q_{i_1}, Q_{i_2}, \ldots, Q_{i_n}$  cuyas ordenadas son  $\eta_{i_1}, \eta_{i_2}, \ldots, \eta_{i_n}$ , que llamaremos curva de explotación. Cada parábola de régimen x del diagrama de empuje tiene su curva de explotación en el diagrama  $\eta = \lambda$ .

La figura 5 representa una serie de estas curvas trazadas para una hélice de Escher Wyss.

El punto de funcionamiento más económico para un régimen de marcha dado se encuentra en el vértice de la curva de explotación corresdiente. Este punto representará un número de revoluciones, así como una cierta inclinación de las palas. El mejor rendimiento corresponde a la potencia de propulsión mínima, como ya hemos dicho.

Las hélices de palas fijas no permiten la elección de un rendimiento máximo, pues no tienen más que un punto de explotación para cada régimen de marcha. Ha sido demostrado, por medio de ensayos comparativos, que el rendimiento de una hélice de palas orientables es equivalente al de una hélice de palas fijas para el mismo número de vueltas. En todos los estudios y deducciones que siguen, admitiremos simple-



mente que el rendimiento de los dos tipos de construcción es el mismo para una misma inclinación de las palas. El punto de explotación de la hélice de palas fijas pertenece a la curva de explotación de la hélice de palas orientables equivalente.

#### 6.—ZONA DE POSIBLE EXPLOTACIÓN.

Para examinar cómo se comporta el punto o la curva de explotación condicionado por la propulsión del buque en relación con las posibilidades del aparato motor, introduciremos la noción de zona de explotación.

La figura 4, que representa la curva de explotación, nos permite determinar los valores de  $\eta$  y  $\lambda$  para un punto cualquiera. Podemos, pues, calcular el número de revoluciones

$$n = \frac{v_{\bullet}}{\pi \cdot \lambda \cdot D} = \text{constante.}$$

A un cierto número de revoluciones n' corresponderá una paralela al eje de ordenadas en el diagrama de rendimiento. Su ecuación será:

$$\lambda' = \frac{v_{\bullet}}{\pi n' D} = \frac{k_{i}}{n'}$$

Existe una relación entre el par motor C y el rendimiento de la hélice, que es:

$$C.2\pi.n.\eta_p = S.v_e$$

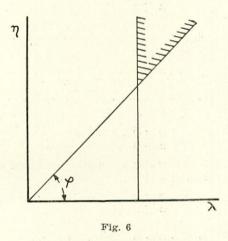
que se transforma en:

$$C \!=\! rac{S \cdot v_s}{2\pi n} \cdot rac{1}{\eta_p} \!=\! rac{S \cdot D}{2} \cdot rac{\lambda}{\eta_p}$$
  $C \!=\! k_2 rac{\lambda}{\eta_p}$ 

La representación gráfica de esta ecuación dará una recta que pasa por el origen de coordenadas y forma un ángulo  $\varphi$ , dado por tg  $\varphi = k_2/C$ .

Si las características del motor imponen un número de revoluciones y un par máximo, el diagrama del rendimiento nos dará una idea muy clara (fig. 6). Todos los puntos de la superficie rayada, llamada desde ahora zona de explotación, representarán un estado de explotación correspondiente, sea a un número de revoluciones más pequeño, sea a un par reducido del motor. El vértice de la superficie será el punto correspondiente al par y al número de revoluciones máximo.

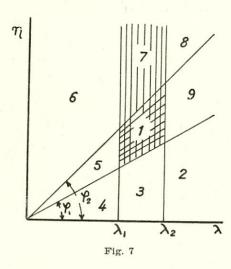
Para que un régimen de marcha sea realizable con un motor dado, hace falta que una par-



te de la curva de explotación (para una hélice de palas fijas el punto de explotación) está en el interior de la zona de explotación.

Si los números de revoluciones máximo y mínimo del motor están dados, la zona de explotación se reduce a una banda de explotación. Cuando se exige también un par mínimo, la zona de explotación se reduce a un cuadrilátero (fig. 7).

Para las partes de la curva de explotación exteriores a la zona de explotación, la propulsión es imposible para el régimen de marcha dado. La tabla adjunta da las causas de incom-



patibilidad entre las propiedades del motor y de la hélice para los puntos de explotación situados en las ocho superficies que rodean el cuadrilátero.

Super- ficie	Condiciones para la máquina	Causa		
2	$C>C_{ m max} \ n < n_{ m min}$	Diámetro de la hélice de- masiado grande.		
3	$n_{ m min} < rac{C > C_{ m max}}{n < n_{ m max}}$	Paso efectivo de la hélice demasiado grande.		
4	$C>C_{ ext{max}} \ n>n_{ ext{max}}$	Potencia del motor insu- ficiente o hélice defec- tuosa.		
5	$C_{ ext{min}} < C < C_{ ext{max}} \ n > n_{ ext{max}}$	Paso efectivo de la hélice demasiado pequeño.		
6	$n < C_{ ext{min}} \ n > n_{ ext{max}}$	Diámetro de la hélice de- masiado pequeño.		
7	$n_{ ext{min}} < c < C_{ ext{min}} \ n < n_{ ext{max}}$	Mala elección del aparato motor.		
8	$n < C_{ ext{min}} \ n < n_{ ext{min}}$	Por ejemplo: consumo ex- cesivo de combustible, o peligro de cavitación.		
9	$C_{ ext{min}} < C < C_{ ext{max}} \ n < n_{ ext{min}}$	Por ejemplo: cavitación debida a la inclinación de las palas demasiado grande.		

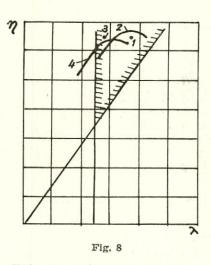
### 7.—DIAGRAMA COMPLETO DE EXPLOTACIÓN PARA UN RÉGIMEN DE MARCHA.

El diagrama completo para un régimen de marcha dado se compone, por una parte, de las curvas de explotación descritas en el párrafo 4, y por otra, de la zona de explotación limitada por la paralela del número de revoluciones y la recta del par.

Tanto la curva como la zona de explotación varían según el régimen de marcha del buque.

Para comparar las particularidades de varias hélices del mismo diámetro, que difieren sólo por la relación de superficies o por la repartición de empuje, se trazan sus curvas o sus puntos de explotación en la zona de explotación establecida para la constante de régimen x. Esto permite un análisis de las posibilidades que ofrecen los diferentes modelos de hélices (figura 8).

El punto de explotación único de una hélice de palas fijas demuestra cómo las condiciones de propulsión están limitadas en relación con la hélice de paso variable, cuya curva expresa sus grandes posibilidades de adaptación.



#### 8.—Variaciones del régimen de marcha.

Si todas las consideraciones precedentes están basadas sobre la idea de invariabilidad del régimen de marcha del barco, interesa conocer la transformación que sufrirá el diagrama completo de explotación en caso de variación de este régimen.

A) Variación del empuje a velocidad constante (Cuadro 1).

Este caso se presenta cuando debe mantenerse la velocidad del buque sin tener en cuenta los cambios del estado del mar o de las condiciones variables de remolque.

 B) Variación de la velocidad conservando el empuje.

Este cambio de régimen de marcha es poco corriente, y no tiene prácticamente importan-

cia; por estar incluído en el apartado C), no será estudiado aparte.

 C) Variación simultánea de la velocidad y el empuje (Cuadro 2).

Este cambio de régimen es el más frecuente, se compone de los casos A) y B) descritos anteriormente.

Generalmente se calcula el empuje en función de la velocidad, por la fórmula  $S=q \cdot v^z$   $(q=\text{constante}, z=2, \ldots, 3)$ , o bien se dispone de una curva de empuje dada por un ensayo de remolque.

Prácticamente, para la marcha de un barco es preciso tener en cuenta todas las influencias exteriores, de manera que la realidad difiere

#### CUADRO 1

LA VELOCIDAD V. PERMANECE CONSTANTE						
	EL EMPUJE S. AUMENTA	EL EMPUJE S. DISMINUYE.				
CONSTANTE DEL NUMERO DE  REVOLUCIONES $K_1 = \frac{V_0}{\pi D}$ RECTA DEL NUMERO DE REVOLUCIONES	CONSTANTE PERMANECE INVARIABLE	CONSTANTE.  PERMANECE INVARIABLE				
CONSTANTE DEL PAR ANGULO Y RECTA DEL PAR	AUMENTA PROPORCIONALMENTE A S. AUMENTA SUBE	DISMINUYE PROPORCIONALMENTE A L DISMINUYE BAUA				
ZONA DE EXPLOTACION	A A A A A A A A A A A A A A A A A A A	A STATE OF THE PARTY OF THE PAR				
CONSTANTE DEL REGIMEN DE  MARCHA $\mathcal{X} = \frac{\pi^2 S}{P Vo^2 D^2}$	AUMENTA CON S.	DISMINUYE CON S.				
CURVA DE EXPLOTACION	SE DESPLAZA A LA IZQUIERDA Y	SE DESPLAZA A LA DERECHA Y				
RENDIMIENTO	DISMINUYE	AUMENTA.				
DIAGRAMA COMPLETO DE EXPLOTACION	A Company of the Comp	A STANDARD A				
POSIBILIDADES DE EXPLOTACION	DISMINUYEN	AUMENTAN				
CONDICIONES DE EXPLOTACION	AUMENTO DE RESISTENCIA DEBIDO A MALA MAR O ADNERENCIAS DEL CASCO	DISMINUCION DE RESISTENCIA POR MEUORA DEL TIEMPO O DESPUES DE LIMPIAR FONDOS.				

INGENIERIA NAVAL

notablemente de los resultados obtenidos con la ecuación anterior.

Un caso corriente de variación simultánea se produce al principio o al fin de una operación de remolque. En este momento una disminución de la velocidad origina un aumento del empuje de la hélice o inversamente.

Normalmente, un aumento de la velocidad

CUADRO 2

15	VELOCIDAD AUMENTA EMPUNE AUMENTA	VELOCIDAD AUMENTA ENPUJE DISMINUYE	VELOCIDAD DISMINUYE EMPUJE AUMENTA	VELOCIOAO DISMINUYE EMPUUE DISMINUYE
CONSTANTE DEL NÚM. DE REVOL <sup>®</sup> K <sub>1</sub> = V <sub>0</sub> PARALELA DEL NÚM. DE REVOLUCIONES.	AUMENTA CON VE	AUMENTA CON Ve	DISMINUYE CON Ve	DISMINUYE CON Ve.
CONSTANTE DEL PAR		The second second	Assertation for	
$K_2 = \frac{50}{4}$ ANGULO <sup>2</sup> PRECTA DEL PAR	AUMENTA CON S. AUMENTA SUBE	DISMINUYE CON S. DISMINUYE BAUA.	AUMENTA CON S. AUMENTA SUBE	DISMINUYE CON S. DISMINUYE BAUA.
ZONA DE EXPLOTACION	7 Summer	7 Simular	7	7 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1
	SE DESPLAZA HACIA ARRIBA Y A LA DERECHA	SE DESPLAZA HACIA ABAUO Y A LA DERECHA	SE DESPLAZA HACIA ARRIBA Y A LA IZQUIERDA	SE DESPLAZA HACIA ABANO Y A LA IZQUIERDA
CONSTANTE DEL REGIMEN DE MARCHA $x = 77^2 S$ $\rho V_e^2 D^2$	CL) S AUMENTA  V2  22 AUMENTA LENTAMENTE  B) S DISMINUYE  Z OISMINUYE LENTAMENTE	C DISMINUYE RAPIDAMENTE	SE AUMENTA RAPIDAMENTE	a) S DISMINUTE  C DISMINUTE LENTAM.  B) S AUMENTA  AUMENTA LENTAMENT
Curva de Explotación	a) SE DESPLAZA A LA IZ- QUIERDA Y MACA ABANO b) SE DESPLAZA A LA DE-	T A SE DESPLAZA MUCNO A	T SE DESPLAZA MUCHO A	De Destruza a LA DE  ACI SE DESTRUZA A LA DE  RECNA Y ARRIBA  B) SE DESPLAZA A LA IZ
RENDIMIENTOS.	a) DISTINUYEN b) AUTHENTAN	LA DERECNA Y ARRIBA.  AU MENTAN	LA IZODA. Y ABAJO  DISTINUYEN	b) SE DESPLAZA A LA IZ QUIERDA Y ABAJO  (L) AUMENTAN  b) DISMINUYEN
DIAGRAMA COMPLETO DE EXPLOTACION.	n A State of the s	7 Comment	n	The state of the s
POSIBILIDADES DE EXPLOTACION	a) Disminuyen Grandementé B) Disminuyen	AUMENTAN EN UNA ZONA NO FAVORABLE DESDE EL PUNTO DE VISTA RENDIM <sup>TO</sup>	AUMENTAN EN UNA ZONA FAVORABLE POR MAS AUTOS RENDIMIENTOS	a) Aumentan Grandemen b) Aumentan
CONDICIONES DE EXPLOTACION	CASO NORMAL DE ÂUMEN- TO DE MARCHA PARA BUQUES CON O SIN REMOLQUE.	REMOLCADORES  LARGANDO EL CABLE	REMOLCADORES INICIANDO EL REMOLQUE	CASO NORMAL DE DISM NUCION DE MARCHA CON O SIN REMOLQUE

exige mayor empuje. Esto se verifica también en los remolcadores mientras que la tracción de remolque permanezca constante.

#### Ejemplo 1.º:

a) En un buque de carga, de 15.000 Tm. de desplazamiento y provisto de una hélice de palas orientables, se quiere hallar la potencia mínima necesaria para asegurar una velocidad de 13 nudos.

El diámetro de la hélice es D=5,26 m. y el coeficiente de estela  $\omega=0,26$ . La velocidad máxima de la hélice es  $n_{\rm max}=95$  r. p. m. = =1,58 r. p. s. y el par máximo admisible es  $C_{\rm max}=27.200$  Kg. m. La densidad del agua del mar es de  $\rho=104$  Kg.  ${\rm sg^2/m^4}$ .

En el-diagrama de la figura 9, que da el empuje necesario para conseguir una determinada velocidad para el buque en cuestión, obtenemos para v=13 nudos, S=32.000 Kg.

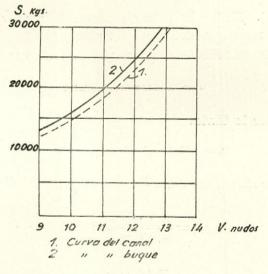


Fig. 9

La velocidad del buque en metros por segundo es:

$$v = 13 \text{ nudos} = 6,68 \text{ m/sg}.$$

y por lo tanto la velocidad media efectiva del agua que entra en la hélice es:

$$v_{\bullet} = v (1 - \omega) = 4.95 \text{ m/sg}.$$

La constante de régimen será:

$$x = \frac{\pi^2 \cdot S}{\rho \cdot v_e^2 \cdot D^2} = 4.5$$

la recta del número de revoluciones, dada por el grado de avance, será:

$$\lambda = \frac{k_1}{n_{\text{max}}} = \frac{v_e}{\pi \cdot n_{\text{max}} \cdot D} = 0.189$$

y la recta del par máximo:

$$\frac{\eta}{\lambda} = \frac{k_2}{C_{\text{max}}} = \frac{S \cdot D}{2 \cdot C_{\text{max}}} = 3.1$$

con lo que podemos delimitar ya la zona de posible explotación, que es la marcada con I en el

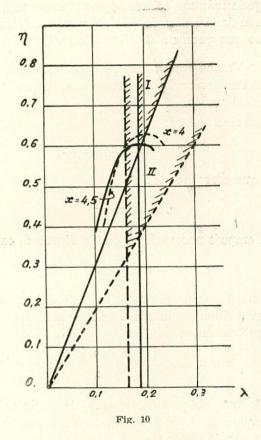


diagrama de la figura 10, limitada por las rectas  $\lambda = 0.189 \text{ y } 2/\lambda = 3.1.$ 

En dicha figura aparece también dibujada la curva de régimen correspondiente al valor de x=4,5, de la que todos los puntos situados en el interior de la zona de explotación son puntos de posible funcionamiento. El de funcionamiento más favorable, es decir, el de rendimiento máximo, será el vértice de la curva, de coordenadas

$$\lambda_0 = 0.193$$

$$\eta_0 = 0.613$$

El número de revoluciones será, pues:

$$n_0 = \frac{v_s}{\pi . \lambda_0 . D} = 1,55 \text{ r. p. m.} = 93 \text{ r. p. m.}$$

y el par desarrollado:

$$C_0 = \frac{S.D}{2\eta_0} \lambda_0 = 26.600$$
 Kg. m.

y la potencia:

$$n_0 = \frac{2\pi \cdot n_0 \cdot C_0}{75} = 3.450 \text{CV}.$$

Luego la máxima economía se obtiene a una velocidad de la hélice de  $n_0 = 93$  r. p. m., desarrollando una potencia de  $N_0 = 3450$  CV.

 b) Vamos a hallar ahora las condiciones óptimas de funcionamiento cuando el buque navegue a 11 nudos.

La velocidad es:

$$v = 11 \text{ nudos} = 5,65 \text{ m/sg}.$$

a la que corresponde:

$$v_{*} = 4.19 \text{ m/sg}.$$

El empuje necesario, según la figura 9, es:

$$S = 20.400$$
 Kg.

y la constante de régimen, la recta del número de revoluciones y la recta del par máximo son, respectivamente:

$$x=4; \quad \lambda = 0.160; \quad \frac{\eta}{\lambda} = 1.975$$

con lo que obtenemos la zona de explotación marcada con *II* en la figura 10 y limitada por las rectas de puntos.

Sobre la curva de régimen x=4 elegimos el punto de máximo rendimiento cuyas coordenadas son:

$$\lambda_0 = 0.20$$
 $\eta_0 = 0.63$ 
 $\eta_0 = 315$ 

y con estos valores:

$$n_0 = 1,265 \text{ r. p. s.} = 76 \text{ r. p. m.}$$
  $C_0 = 17.050 \text{ Kg. m.}$   $N_0 = 1810 \text{ CV.}$ 

Obteniéndose en este caso la máxima economia con una velocidad de la hélice de  $n_0 = 76$  r. p. m. y una potencia de  $N_0 = 1810$  CV.

#### Ejemplo 2.º:

Vamos a considerar un remolcador con hélice de palas reversibles, con una potencia disponible en el eje de cola de N=250 CV., que puede desarrollar una velocidad máxima de 6 nudos. El diámetro de la hélice es D=2 m. y el coeficiente de estela  $\omega=0.12$ . Requiere un empuje de la hélice de S=750 Kg., más T=800 Kg. adicionales por cada barcaza que remolque. El límite de la velocidad de la hélice es:

$$n_{\text{max}} = 180 \text{ r. p. m.} = 3 \text{ r. p. s.}$$

Tomaremos para valor de la densidad del agua del mar, el mismo que en el ejemplo anterior:

$$\rho = 104$$
 Kg. seg<sup>2</sup>/m<sup>4</sup>

 a) Hallar la potencia necesaria para que, sin remolque, desarrolle 6 nudos.

La velocidad en metros por segundo es:

$$v = 6 \text{ nudos} = 3,08 \text{ m/seg}.$$

y por lo tanto:

$$v_a = 3.08 (1 - 0.12) = 2.72 \text{ m/seg.}$$

Las constantes del diagrama serán:

$$x = \frac{\pi^2 \cdot S}{\rho \cdot v_e^2 \cdot D^2} = 2,41$$

$$C_{\rm max} = \frac{N.75}{2.\pi \cdot n} = 995 \; {\rm Kg. \; m.}$$

$$\lambda = \frac{k_1}{n_{\text{max}}} = \frac{v_{\theta}}{\pi \cdot n_{\text{max}} \cdot D} = 0.144$$

$$\frac{\eta}{\lambda} = \frac{k_2}{C_{\max}} = \frac{S.D}{2.C_{\max}} = 0.755$$

Con lo que podemos trazar la zona de explotación (fig. 11).

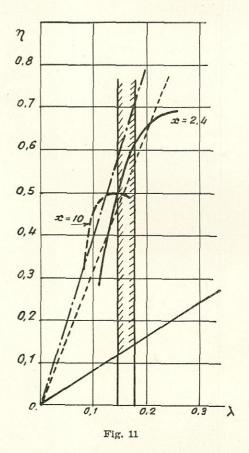
Los puntos posibles de funcionamiento estarán sobre la curva de régimen x=2,41 y el punto de rendimiento óptimo tiene por coordenadas:

$$\lambda_0 = 0.24$$
 $\eta_0 = 0.69$ 
 $\eta_0 = 0.69$ 
 $\eta_0 = 0.69$ 
 $\eta_0 = 0.88$ 

de los que obtenemos:

$$n_0 = 1.8 \text{ r. p. s.} = 108 \text{ r. p. m.}$$
  $C_0 = 260 \text{ Kg. m.}$   $N_0 = 39.2 \text{ CV.}$ 

que dan las condiciones óptimas de funcionamiento para este régimen de marcha.



b) Vamos a hallar ahora la potencia necesaria para desarrollar 6 nudos, también sin remolque, pero con la hélice girando a más del 80 por 100 del máximo de revoluciones.

La constante de régimen y la recta del par permanecen invariables con respecto al caso anterior; la nueva abscisa de la recta del número de revoluciones para el mínimo impuesto de  $n = 0.8 \times 3 = 2.4$  r. p. s. es:

$$\lambda = \frac{k_1}{n} = \frac{v_e}{\pi \cdot n \cdot D} = 0.18$$

En estas condiciones, los valores óptimos de  $\lambda$  y  $\eta$  son:

$$\lambda_0 = 0,18$$
  $\frac{\eta_0}{\lambda_0} = 3,56$   $\frac{\eta_0}{\lambda_0} = 3,56$ 

y de ellos deducimos:

$$n_0 = 2.4 \text{ r. p. s.} = 144 \text{ r. p. m.}$$
 $C_0 = 211 \text{ Kg m.}$ 
 $N_0 = 42.4 \text{ CV.}$ 

c) Por último, vamos a hallar el número de barcazas que puede remolcar, manteniendo su velocidad máxima de 6 nudos.

Supongamos primero que remolca tres barcazas; las constantes son:

$$x = \frac{\pi^{2} (S + 3T)}{\rho \cdot v_{o}^{2} \cdot D^{2}} = 10,1$$

$$\lambda = \frac{k_{1}}{n_{\text{max}}} = \frac{v_{o}}{\pi \cdot n_{\text{max}} \cdot D} = 0,144$$

$$\frac{\eta}{\lambda} = \frac{k_{2}}{C_{\text{max}}} = \frac{(S + 3T) \cdot D}{2 \cdot C_{\text{max}}} = 3,16$$

Se ve fácilmente que este remolque es posible, pues hay puntos de la curva de régimen x=10,1 interiores a la zona de explotación.

Sin embargo, con cuatro barcazas la recta del par es:

$$\frac{\eta}{\lambda} = \frac{(S + 4T) \cdot D}{2 \cdot C_{max}} = 3,97$$

y la curva del régimen:

$$x = \frac{\pi^2 (S + 4T)}{g_1 v_2^2 \cdot D^2} = 12,7$$

y en el diagrama de la figura 11 se ve que la curva de régimen es exterior a la nueva zona de explotación, con lo que el remolque es imposible.

Por lo tanto, el número máximo de barcazas que puede remolcar es 3.

INGENIERIA NAVAL Número 214

En estas condiciones, el punto de máximo rendimiento corresponde a:

$$\lambda_0 = 0.144$$
 $\eta_0 = 0.495$ 
 $\frac{\eta_0}{\lambda_0} = 3.44$ 
 $n = \frac{v_*}{\pi \cdot \lambda_0 \cdot D} = 3 \text{ r. p. s.} = 180 \text{ r. p. m.}$ 
 $C_0 = \frac{(S + 3T) D}{2\eta_0} \lambda_0 = 917 \text{ Kg. m.}$ 
 $N_0 = \frac{2\pi \cdot n_0 \cdot C_0}{75} = 230 \text{ CV.}$ 

que dan las condiciones óptimas de funcionamiento.

#### CONCLUSIONES.

Para dar las características de un tipo de hélice, es suficiente llevar las curvas de explotación en el caso de hélices de palas orientables, o los puntos de explotación en el caso de hélices de palas fijas, al diagrama  $\eta - \lambda$ .

Estos puntos o curvas se caracterizan por coeficientes x de régimen de marcha, y según que se encuentren dentro (parcialmente en caso de curvas) de la zona de posible explotación o fuera, serán o no posibles las condiciones supuestas.

El diagrama completo de explotación da una representación clara de las posibilidades de explotación para un régimen de marcha dado. La hélice de palas orientables presenta la enorme ventaja, con respecto a la de palas fijas, de poseer una curva de explotación en lugar de un punto, y por lo tanto se puede adaptar a las condiciones de explotación óptimas, lo que no sucede con las de palas fijas.

La representación de las condiciones de explotación, a partir del régimen de marcha del buque, da una idea clara del comportamiento del aparato motor y del propulsor.



# Información Legislativa

# MINISTERIO DE COMERCIO. SUBSECRETARIA DE LA MARINA MERCANTE

EDICTO referente al instrumento de adhesión de España, del Protectorado Español de Marruecos y del conjunto de las colonias al Convenio Internacional para la Seguridad de la Vida Humana en el Mar.

Para conocimiento general de las personas y entidades a quienes alcance la obligación de su cumplimiento, se hace presente que el instrumento de adhesión de España, del Protectorado español de Marruecos y del conjunto de las Colonias al Convenio Internacional para la Seguridad de la Vida Humana en el Mar, firmado en Londres el 10 de junio de 1948, ha sido depositado en los archivos del Gobierno del Reino Unido el 26 de diciembre último, por lo que la aceptación y cumplimiento por parte del Gobierno de España surtirá efecto tres meses después, o sea a partir del 26 de marzo de 1953.

Madrid, 17 de marzo de 1953.—El Subsecretario de la Marina Mercante, Jesús María de Rotaeche.

(Boletín Oficial del Estado núm. 79, de 20-III-53.)

en este concurso deberán ser presentadas únicamente en el Registro general de la Dirección General de Industrias Navales, sita en la calle de Ruiz de Alarcón, número 1, a las horas de oficina, en el plazo de un mes a contar desde el día siguiente al de la publicación de esta Orden en el Boletín Oficial del Estado.

Serán condiciones necesarias para ser admitidos los concursantes las siguientes:

- a) Ser español.
- b) Ser Ingeniero Naval, con título español.
- c) Haber prestado servicio durante cinco años, como mínimo, como Ingeniero Inspector de Buques o diez en la Industria Naval.

La Dirección General de Industrias Navales procederá al estudio de las solicitudes y justificantes presentados por los concursantes, formulando a continuación la oportuna propuesta de resolución del presente concurso.

Dios guarde a V. I. muchos años. Madrid, 14 de enero de 1953.—Planell.

Ilmo. Sr. Director general de Industrias Navales. (Inserta en el *Boletín Oficial del Estado* núm. 81, de 22-III-1953.)

### MINISTERIO DE INDUSTRIA

ORDEN de 14 de enero de 1953 por la que se convoca concurso para la provisión de la plaza de Ingeniero Secretario de la Dirección General de Industrias Navales.

Ilmo. Sr.: Encontrándose vacante la plaza de Ingeniero Secretario de la Dirección General de Industrias Navales, con el sueldo anual de 22.400 pesetas, se convoca concurso para la provisión en propiedad de la referida plaza.

Las solicitudes de los que pretendan tomar parte

### MINISTERIO DE OBRAS PUBLICAS. DIRECCION GENERAL DE PUERTOS Y SEÑALES MARITIMAS

Adjudicando a "Enrique Lorenzo y Compañía, S. A.", propietarios de "Factorías Vulcano", de Vigo, el concurso para la ejecución y suministro de un aljibe de 300 metros cúbicos de capacidad, provisto de instalación contra incendios, con destino a los servicios del puerto de La Coruña.

"Tramitado reglamentariamente el expediente de concurso para la ejecución y suministro de un aljibe de 300 metros cúbicos de capacidad, provisto de INGENIERIA NAVAL

instalación contra incendios, con destino a los servicios del puerto de La Coruña, anunciado por la Junta del mismo en el Boletín Oficial del Estado correspondiente al 20 de julio de 1952, y cuya apertura de pliegos ha tenido lugar en las oficinas de la misma a las doce horas del día 6 de octubre último; y de conformidad con lo dictaminado por los Servicios correspondientes, por la Sección de Puertos del Consejo de Obras Públicas y por la Intervención General de la Administración del Estado,

Este Ministerio, a propuesta de la Dirección General de Puertos y Señales Marítimas, ha resuelto adjudicar el mencionado concurso a la proposición suscrita por "Enrique Lorenzo y Compañía, Sociedad Anónima", propietarios de "Factorías Vulcano", de Vigo, que se ha comprometido a ejecutar y suministrar el aljibe mencionado, completamente terminado y en disposición de funcionar, en el puerto de La Coruña, con estricta sujeción a todas las condiciones que sirvieron de base al concurso y al proyecto que ha acompañado a su proposición y demás disposiciones vigentes sobre la materia referida, en el plazo máximo de quince meses, y por la cantidad global de pesetas 4.759.553, cantidad glo-

bal que la Junta de Obras del Puerto de La Coruña y su Dirección facultativa abonarán, en los plazos y condiciones señalados en los pliegos que sirvieron de base al concurso, con cargo a los fondos procedentes del Empréstito autorizado a la misma por Ley de 18 de diciembre de 1946, de los que dicha Junta ha acreditado disponer, según certificado de consignación núm. 57 (anejo núm. 1 del certificado de ordenación núm. 23) y de ordenación número 23, expedidos por la Junta con fecha 7 de noviembre de 1952, y que constan unidos al expediente de su razón.

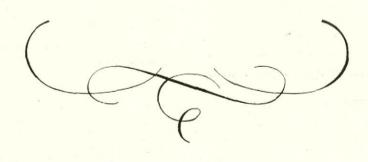
Madrid, 9 de marzo de 1953.—Suárez de Tangil. Lo que de orden de esta fecha, comunicada por el Excmo. Sr. Ministro de este Departamento, digo a V. S. para su conocimiento, el de la Dirección facultativa y demás efectos.

Dios guarde a V. S. muchos años.

Madrid, 9 de marzo de 1953.—El Director general, Gregorio Pérez Conesa.

Sr. Presidente de la Junta de Obras del Puerto de La Coruña.

(Inserto en el Boletín Oficial del Estado núm. 81, de 22-III-1953.)



# Información Profesional

# LAS FRAGATAS FRANCESAS TIPO "LE CORSE"

En nuestro número de septiembre de 1952, en la información titulada "La evolución de las fragatas", indicábamos, en el cuadro comparativo de los últimos tipos, el de estas fragatas. Recientemente hemos visto rectificadas ligeramente, en "La Revue Maritime", algunas de sus características.

El prototipo de la serie "Le Corse" fué botado en Lorient el 5 de agosto último, habiendo durado cuatro meses y medio el montaje de sus elementos prefabricados—de un peso máximo de 12 toneladas—y otros cuatro meses la prefabricación. Están previstas sus pruebas de mar para enero de 1954 y su entrada en servicio en junio de dicho año. A las cuatro unidades encargadas por la Marina francesa se han agregado otras siete "pedidas" el año último en "off-shore" por Estados Unidos en sustitución de determinadas cesiones que habían sido consideradas en el "Pacto de Asistencia Mutua".

Las características rectificadas son las siguientes:

Desplazamiento standard	1.310 t.
Desplazamiento medio de pruebas	1.528 t.
Desplazamiento plena carga	1.700 t.
Eslora total	99,80 m.
Eslora en la flotación	95,00 m.
Manga	10,30 m.
Calado	3,00 m.
Potencia (en dos ejes)	20.000 CV.
Artillería en montajes dobles	6/57 mm.
Ametralladoras "Oerlikon"	2/20

Además del armamento A/s antiguo, compuesto de: un varadero y dos morteros, llevarán armas nuevas, prophablemente del tipo "squid".

Los montajes de 57 mm. tendrán mando a distancia y llevarán los buques un equipo completo de detección (radar y asdic) y dirección de tiro.

La dotación se compondrá de 13 oficiales, 31 suboficiales y 154 marineros.

Los cascos son enteramente soldados a excepción de determinadas uniones que, por estar sometidas a las vibraciones de la línea de ejes, serán remachadas. El espesor del forro está comprendido entre 5 y 14 mm. El acero empleado en estas construcciones, con 1,6 por 100 de níquel, tiene una carga de rotura de 60 Kg/mm².

Las superestructuras son, en general, de aleación ligera de 5 por 100 de magnesio denominada "Duralinex AG5".

En las experiencias efectuadas con las grasas minerales utilizadas para el lanzamiento se comprobó que su consistencia es prácticamente independiente de las variaciones normales de temperatura.

Además de las 11 fragatas citadas, tiene actualmente la Marina francesa en construcción:

- 12 destructores tipo "Surcouf".
- 17 dragaminas tipo "Sirius", y
- 4 submarinos tipo "Narval".

En el año último la aportación americana para las construcciones navales francesas mediante sus pedidos "off-shore" era de 79 millones de dólares, que casi íntegramente beneficiarán a la Marina de dicho país.

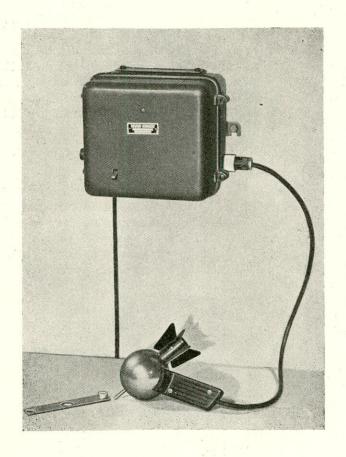
# LOS ULTRASONIDOS Y LA SOLDADURA

La investigación de los ultrasonidos ha conseguido en estos últimos veinte años una serie de adelantos en la aplicación de este tipo de ondas. Actualmente se emplea en la técnica de la soldadura para la supresión de la capa de óxido de una manera análoga a como se aplica al lavado de la ropa, que por la acción de estas ondas desprende las partículas de porquería que tiene adheridas. INGENIERIA NAVAL Número 214

En este principio se basa el aparato desarrollado por Siemens, S. A. G., que consiste en un generador de alta frecuencia y una cabeza para la emisión de ultrasonidos. El generador de alta frecuencia se puede acoplar directamente a la red; consume unos 45 w. y convierte los 50 períodos en una corriente alterna de unos 20.000 Hz. La cabeza emisora consiste en una varilla de níquel soportada en los nodos de su forma de vibración propia. La energía transmitida por el generador tiene una frecuencia que está en resonancia con la frecuencia propia de la varilla, que se pone a vibrar a causa del principio de magneto-estricción emitiendo al exterior a

la misma frecuencia, una parte de la energía recibida.

El procedimiento de trabajo es muy parecido al empleado en la soldadura de estaño vulgar: La pieza que, por ejemplo, se ha de estañar, se introduce en un horno, donde se calienta hasta la temperatura de unos 250°, se pone entonces estaño fino sobre la superficie que se ha de soldar, fundiéndose en su contacto y formándose generalmente bolitas de metal líquido. Entonces se lleva el extremo de la varilla que sale de la cabeza emisora de ultrasonidos y se pone en contacto con el metal líquido, esparciendo éste como convenga.



# Revista de Revistas

# MOTORES

FUNCIONAMIENTO DEL PRIMER MOTOR WERK-SPOOR-LUGT. (Motor Ship,, diciembre 1952.)

El primer motor Werkspoor-Lugt, de simple efecto, dos tiempos, con cuatro cilindros de un diámetro de 600 mm. y una carrera de 900 mm. y capaz de desarrollar una potencia continua de 1.800 B. H. P. a 162 r. p. m., fué instalado en el buque holandés "Prins Frederik Willem". Este buque, cuya velocidad en servicio es de 12,7 nudos, ha hecho, durante el año 1951 tres viajes redondos Rotterdam-Chicago-Rotterdam más un viaje a Casablanca, regresando esta vez a Ruan. Durante el año 1952 efectuó cinco viajes redondos de Ruan al Mediterráneo y tres a Chicago, habiendo navegado desde el 14 de mayo de 1951 hasta el 17 de octubre de 1952, 260 días a toda potencia (6.250 horas).

El consumo total de combustible de los motores principales, funcionando a 155-160 r. p. m., y de los dos grupos electrógenos de 88 kW. (accionado cada uno por un motor Werkspoor de cuatro tiempos a 550 r. p. m.), es de 6,3 tons. cada veinticuatro horas, y el consumo de aceite de cilindros, durante el mismo período de tiempo, es de 40 litros, o sea 0,83 g. por B. H. P./h. No se ha registrado gasto de aceite en el cárter.

Durante los primeros viajes se hicieron pruebas con petróleos residuales de varias clases, cuya viscosidad variaba a 100° F. (38° C.) desde 627 segs. (20,4° E.) a 2.634 segs. (85° E) Redwood núm. 1. Eventualmente se adoptó el último combustible con una viscosidad Redwood de 150 segs. (5° E.) cuando se calentaba a 105° C. antes de entrar en las bombas de combustible del motor principal. El contenido de azufre varíaba de 1,8 a 2,2 por 100 y los residuos Conradson fueron, aproximadamente, del 10 por 100. El contenido de cenizas oscilaba de 0,085 a 0,117 por 100.

En la mar y en los grandes lagos se emplea normalmente aceite pesado; pero durante los períodos en que el motor funciona despacio por atravesar el barco canales y esclusas, o durante las paradas largas, como en las esperas de las esclusas, se dispone el motor para aceite Diesel, para evitar la necesidad de gastar combustible en la caldera para mantener la temperatura del aceite pesado. Con el motor funcionando a plena carga el vapor para calentar el combustible lo suministra la caldera de gases de exhaustación.

#### EFECTOS DEL ACEITE PESADO.

Después de los primeros meses de funcionamiento con aceite pesado, y por haberse quemado accidentalmente los asientos de las válvulas de exhaustación, se vió claramente que era necesario prestar una especial atención al tratamiento del combustible. Se desmontaron las válvulas y se encontró que había algún residuo en los asientos de las mismas en la parte alta de los émbolos y partes bajas de los vástagos, que, parcialmente rotos, al parecer estaban compuestos de casi 70 por 100 de sulfato de sodio. El origen de estos depósitos era evidente, por lo que se realizaron extensas pruebas con los purificadores y clarificadores existentes (De Laval, tipo 1.729 C.) a temperaturas entre 71° C. y 104° C. y con un caudal de 500 a 1.000 Kp/h.-aproximadamente de dos a cuatro veces el consumo por hora del motor.

Como resultado de estas pruebas, y después de consultar con representantes de De Laval, se instaló un purificador y clarificador de gran tamaño—tipo V1B 1929 C.—que dió por resultado un menor contenido de cenizas y disminuyó considerablemente la acumulación de depósitos en las válvulas. Además, se combinaron el tratamiento especial y el empleo de un material para las válvulas de mayor resistencia al calor; así como se dispuso lo ne-

cesario para mejorar las condiciones de temperatura de las válvulas.

Es especialmente interesante observar que durante el período de un año el número total de maniobras de arranque es igual al número total de horas de funcionamiento, pero que en todos los casos el motor estuvo dispuesto y fácil para la maniobra; una característica esencial para un barco de esta clase, en que no es excepcional que el motor efectúe 60 movimientos en una hora en las esclusas del río San Lorenzo. Se ha informado que en 1.000 maniobras no ha fallado ninguna orden.

El primer maquinista dice, en un informe fechado en Montreal el 21 de mayo de 1952, que el viaje desde Rotterdam al río San Lorenzo se efectuó sin acontecimientos, siendo la velocidad media de 12,23 nudos, funcionando el motor entre 159,2 y 161,5 r. p. m., y que en la inspección efectuada en Montreal se vió que todos los aros del pistón estaban en buenas condiciones. Los pistones y los aros tenían, sin embargo, algo de aceite, y se sugirió que podía reducirse la cantidad de aceite de lubricación del cilindro. El receptor de aire de barrido y las lumbreras de barrido de exhaustación estaban prácticamente limpios.

Un extracto de la inspección del motor principal, después de finalizar el período de garantía de un año—3.300 horas a toda potencia—, dice:

Eje de cigüeñal con dimensiones del Lloyd's % sin sufrir variación.

Ajuste de los cojinetes principales: sin experimentar variación, no hubo que hacer ningún ajuste.

Ajuste de los cojinetes de cabeza de biela: sin experimentar variación, no hubo que hacer ningún ajuste.

Ajuste de los cojinetes de cruceta: hubo que hacer un ajuste de 0,04 mm.

Ajuste de las guías de la cruceta: hubo que hacer un ajuste de 0,13 mm.

Mecanismo de la válvula de exhaustación: sin dificultades, prácticamente sin desgaste.

Inyectores de combustible: limpios, trabajando satisfactoriamente en el banco de pruebas.

Tuberías de exhaustación y pasos de la caldera: sin depósitos.

Coronas de los pistones: limpias.

Partes superiores del pistón: depósito de carbón fino.

Aros del pistón: libres y limpios.

Cárter y partes movibles: completamente limpios.

Aceite de lubricación del cárter: sin contaminar, como nuevo.

BARCOS DE CARGA DE UNA SOLA HELICE PRO-PULSADOS POR MOTORES DE GRAN POTEN-CIA, por W. H. Dickie. (Shipbuilding and Shipping Record, 1 mayo 1952.)

#### II (\*)

Ha habido un número de defectos dignos de interés de las camisas de ejes de cola, que aunque prácticamente han quedado limitados a estos barcos, sin embargo no se cree que sean en ningún modo el resultado de la potencia o de las condiciones del servicio.

En las pruebas sobre amarras de un barco de esta clase se paró la camisa, mientras que el eje seguía funcionando. Esto había ocurrido durante un cambio en el sentido de giro del eje. Se cambió el eje, pero no hubo indicios de cuál fué la causa ni en la camisa ni en la chumacera de los guayacanes. Las pruebas del barco se llevaron a cabo satisfactoriamente y el buque fué cargado en Glasgow y Birkenhead. Antes de que el barco comenzase a navegar definitivamente para el Lejano Oriente se efectuó una prueba sobre amarras, que fué satisfactoria, pero cuando el barco aumentó la velocidad en el río, de repente la camisa comenzó a disminuir su velocidad y se paró. Al mismo tiempo se movió hacia proa, debido a la presión del aro de goma sobre el extremo de la camisa. El barco se llevó a dique seco, completamente cargado, y se le colocó un eje de respeto prestado por otro barco. Tampoco esta vez hubo ninguna indicación que justificara la razón de este defecto. En ninguno de los casos, aparentemente la camisa estaba recalentada indebidamente hasta después de que el deslizamiento hubo comenzado. La camisa se probó de nuevo en la fábrica y se vió que estaba demasiado ajustada sobre el eje al enfriarse, resistiendo una carga muerta de 120 tons. Sin embargo, al calentarse, se vió que una diferencia de unos 25° F. en la temperatura entre el eje de acero y la camisa de bronce de cañón era suficiente para variar el ajuste permitido. Como resultado directo de esta experiencia solicitamos ahora el empleo de un ajuste de 0,5 a 0,75 milésimas de pulgada por cada pulgada de diámetro para este servicio.

Posteriormente se tropezó con un nuevo defecto, poco corriente. Debido al fallo constante de las empaquetaduras de los prensaestopas de popa en un

<sup>(\*)</sup> Esta es la segunda y última parte de una Memoria presentada en la Spring Meetings de la Institution of Naval Architect. En la primera parte se trata principalmente de las características de la disposición general y las pruebas del casco, e incluye los planos de la disposición general de los tipos "P" y "H" y el plano de secciones del tipo "P", así como también se ocupa de las características de la maquinaria, de los que también trata esta última parte.

Abril 1953 INGENIERIA NAVAL

barco se secó el eje para inspeccionarle y se vió que estaba considerablemente áspero en todas las partes en que el peso del eje no estaba reaimente soportado por la chumacera de guayacán. Aparentemente había dos capas de depósito de escamas: la exterior, dura, y la interior, blanda y de color rojizo; la camisa había sido, en efecto, "desestañada". No se encontró ninguna razón que explicase este fenómeno, aunque otras camisas de ejes en ésta y otras clases de barcos habían sido afectadas de una forma similar. Las medidas de la diferencia potencial entre el eje y el barco demostraron que el eje es positivo con relación al barco con un voltaje que varía de 0,2 voltios a toda velocidad a cero cuando el eje está parado.

En la época en que fueron proyectadas las hélices para estos barcos representaban un paso a lo desconocido. Por lo tanto, es muy satisfactorio hacer constar que los proyectos realizados por la Manganese Bronze & Brass Company y J. Stone & Company no han tenido serios inconvenientes. En ambos proyectos se produjeron ligeras rugosidades en la parte posterior de las palas. Después de desarrollarse rápidamente esta aspereza durante los dos o tres primeros viajes, ahora parecen haberse detenido y hay que esperar que no se producirán nuevos inconvenientes.

#### REDUCTOR.

Después de efectuar las pruebas del primer barco se notó que los engranajes no funcionaban perfectamente, aunque no se había utilizado toda la carga proyectada. Los piñones secundarios y las ruedas principales, que tenían una forma de diente de una profundidad de 7/10 pulgadas, estaban marcados excesivamente; había distintas opiniones acerca de la designación que se debía dar al defecto. Los más entendidos lo llamaban "martilleo", pero otros, incluyéndonos nosotros mismos, creímos que fué un "despaste" debido a la penetración general de la película, más bien que a defectos locales. A cada nuevo examen efectuado en este barco y otros sucesivos se vió claramente que hecho el revestimiento fué mejorando la capacidad de carga transportada del engranaje. Aproximadamente un año después de que el primer barco entrase en servicio se vió que las puntas de los dientes del engranaje eran insuficientes. Entonces se verificaron una serie de pruebas interesantes en los engranajes de estos barcos. En esta época se encontraban en servicio cuatro barcos y todos con señales de un gran desgaste. Los dos barcos sucesivos que debían entrar en servicio tenían aumentada la longitud de los dientes, debido en su caso al cambio del proyecto de los cubos de rueda, y en el otro, a un proceso posterior de fabricación de éstos, llevado a cabo con este objeto por Vickers Armstrongs Limited, Barrow. El primero estaba y aún está libre de esta clase de desgastes, mientras que en el último se había desarrollado una mancha de dimensiones insignificantes, que no ha aumentado después del primer viaje.

Análogamente, no ha tenido lugar ningún desgaste en un juego de engranajes posteriores con cubos de rueda que habían sido maquinados en las mismas herramientas que los dos juegos de engranajes gastados y que no habían sido alargados los dientes

En todos los barcos, el consumo de aceite lubricante de turbinas era excesivo. A pesar de que se prestó la debida atención a las numerosas pérdidas, el consumo seguía siendo elevado; se investigó acerca del aceite que se salía del eje de la turbina de baja y el que se expelía en forma de vapor fino. No había nada extraordinario en relación con el proyecto del cojinete y fué difícil encontrar la causa de que esto ocurriese. Entonces se vió que había un considerable aumento de presión en la caja de engranajes, en la parte baja de la turbina de baja, probablemente debida al huelgo de los dientes de la rueda principalmente del engranaje. Los intentos hechos para mejorar esta presión por ventilación resultaron inútiles y tuvieron como resultado el que el vapor de aceite se extendiera más especialmente sobre la cámara de máquinas. Los intentos efectuados para evitar el aumento de presión eliminando la entrada de aire, fracasaron, ya que no se encontró ninguna indicación de los puntos de entrada del aire. Este inconveniente se resolvió finalmente acoplando la instalación de desecación desde el pedestal. Una tubería de retorno más corta y recta eliminó totalmente el inconveniente.

Siguiendo la tradición, se decidió instalar en estos barcos una sirena de vapor con una de aire, de respeto. Se eligió la Tyfon, en vista de la experiencia satisfactoria que hemos obtenido con sus sirenas de aire durante varios años. No se experimentó ninguna dificultad con la sirena en sí, pero fueron precisos casi dos años para solucionar el problema del agua, pero de vez en cuando impedía a la sirena soplar eficazmente. Parecía que no había ninguna razón lógica para que esto ocurriese y solamente el viaje casual a Singapur de dos ingenieros superintendentes dió la oportunidad para que durante éste tuvieran tiempo suficiente para solucionar el problema. Una vez modificado el sistema de desecación no hubo ningún inconveniente, y las sirenas de vapor son tan eficaces en todos los aspectos como las sirenas de aire de los barcos a motor.

Los condensadores de la clase "Peleus" no tuvieron ningún defecto, pero en los de idéntico proyecINGENIERIA NAVAL

to de los cuatro barcos australianos de la clase "Helemus" se registraron en todos ellos fallos de tubo. Los tubos que se estropearon estaban distribuídos al azar en la red y los defectos no se limitaron solamente a sus extremos.

Se vió que un tubo era de bronce del Almirantazgo en vez de ser de bronce de aluminio. Sin embargo, estos comentarios no se aplican al conjunto de los fallos, unos 18 en total.

No se encontró ninguna explicación satisfactoria para estos fallos, aunque pueden estar relacionados con la contaminación de las aguas de los puertos australianos; en el "Transations", del Instituto de Metales, se hace referencía a los inconvenientes de las estaciones térmicas, debidas a esta misma causa.

#### CORROSIÓN.

Como ha ocurrido a otros armadores, se han experimentado algunas dificultades relacionadas con la corrosión en las tuberías de agua de mar de las bombas principales de circulación. No hemos tenido que renovar ninguna tubería, ya que cuando nos encontramos con este defecto por primera vez comenzamos un programa de recubrirlas con goma pulverizada, evitándose de esta forma la perforación. Esto se llevó a cabo por P. B. Cow (división Peradin), teniendo un éxito absoluto al eliminar este defecto. Todos los barcos de vapor que entren en servicio llevarán las tuberías revestidas de esta forma.

Con relación a este inconveniente puede ser de interés mencionar perturbaciones similares producidas en los barcos a motor, donde se encontró una corrosión similar en la camisa de la bomba sanottaría, debída a que al proyectarse la bomba se especificó una cabeza demasiado alta. La bomba tenía que descargar 15 tons./hora, a una presión de 100 pies en servicio; la presión hidrostática fué reducida a unos 50 ó 60 pies, con lo que resultaba que la cantidad bombada fués de unas 45 tons./hora. La elevada velocidad resultante en la tubería de aspiración produjo el ataque del aire sobre la envolvente. El remedio en este caso consistía en hacer más directa y más corta la conducción de la tubería de succión y en aumentar el diámetro.

Con los primeros barcos se hizo un estudio de las dificultades para obtener una cifra mayor de un 10,5 por 100 de CO<sub>2</sub> (anhídrido carbónico), con la consiguiente pérdida de rendimiento. Se hizo un cambio en los registros de combustible, y en los quemadores fabricados por la Association British Combustion, con una ganancia inmediata en economía de aproximadamente un 2 por 100. Además, los defectos de la obra de ladrillos (exceptuando lo que se refiere al voladizo) y los depósitos de hollín en los recalentamientos, etc., han sido reducidos de tal forma que no tienen importancia. Ahora es corriente ir desde Liverpool a Singapur y hasta más allá sin necesidad de cambiar un quemador para limpiarlo.

El éxito del cambio de la técnica de quemadores de aceite ha descubierto un efecto en el proyecto de la caldera, porque no es posible mantener un quemador encendido con el horno saturado y al mismo tiempo conseguir los 850° F. proyectados como temperatura final de vapor.

#### UN PROBLEMA DE MANIOBRA.

Seguramente, el mayor problema que queda todavía por resolver es el control de las máquinas en maniobra. Como es bien sabido, es esencial poner en marcha las turbinas cuando están prácticamente paradas, con el fin de evitar torcimientos, y de esta forma producir daños en las palas. Nosotros, en la práctica, tenemos la costumbre de mantener las turbinas girando constantemente al menor número de revoluciones posible, hasta que es esencial parar la hélice para la seguridad del barco a la orden de "listos" con la máquina principal. La velocidad más baja segura es de 6 r. p. m., que corresponde aproximadamente a un nudo; sin embargo, si se para el eje el impulso inicial necesario para arrancar la máquina de nuevo no es menor de 15 r. p. m. o 3 nudos, que obliga a un gran esfuerzo.

Se ha realizado en una nueva construcción un proyecto de virador de turbinas, que permite a la máquina "frenar" de una manera segura, aun cuando haya vapor en la máquina, pero la adopción de dicho sistema a los barcos existentes ha llevado mucho tiempo, y con los plazos actuales de fabricación es problemático determinar cuándo podrá ser instalada la primera unidad a uno de los barcos de la flota existentes.



# Información General

# EXTRANJERO

## NUEVO TIPO DE SUBMARINO HOLANDES

Se está construyendo un nuevo tipo de submarino rápido, según recientes declaraciones del almirante Stam, jefe de material de la Marina holandesa. Han sido proyectados por el ingeniero holandés M. T. Gunning y su característica más original es la de tener, en lugar de un solo casco resistente, tres cascos paralelos que forman, en sección transversal, un triángulo; en el superior va dispuesto el armamento torpedero, cámaras de mando y alojamientos de la dotación, y en los dos inferiores, algo más cortos que el alto, se aloja el doble equipo propulsor del tipo normal Diesel-eléctrico con baterías.

Se están construyendo cuatro unidades de este nuevo tipo—dos en los astilleros Wilton Feeyenord, de Schiedam, y dos en Rotterdam—, que desplazarán 1.000 toneladas, y su precio se ha estimado en 12 millones de florines, unos 122 millones de pesetas.

Estos buques servirán para entrenar en la lucha antisubmarina a los buques de escolta de la Marina holandesa. Para facilitar esta misión hasta que no se hayan terminado dichas construcciones, la Marina americana entregará, en calidad de préstamo por un plazo de cinco años, dos submarinos, que modernizará previamente—principalmente para aumentar su velocidad—, por una suma de 4,9 millones de dólares—unos 98 millones de pesetas cada buque.

#### PATRULLEROS ANTISUBMARINOS

Se está construyendo en Francia, a cuenta de los créditos americanos "off-shore", un nuevo tipo de patrullero A/S de 325 toneladas, cuyo equipo propulsor estará formado por cuatro motores Diesel

reversibles de 14 cilindros "Pielstick" acoplados a dos ejes. Las principales características son:

Eslora pp	51,80 m.
Manga	
Calado	2,00 m.
Potencia total	3.240 CV.
Velocidad máxima	18,7 n.
Autonomía a 12 n.	2.500 millas.
Autonomía a 15 n.	2.000 millas.
Grupos electrógenos	$2 \times 60 \text{ kW}$

Su armamento militar está compuesto por un erizo; dos varaderos; cuatro morteros; dos cañones de 40 mm. a/a y dos de 20 mm. a/a. Llevará un equipo Asdic y la correspondiente dirección de tiro antisubmarina.

Se construyen de este tipo nueve unidades, tres de ellas para la Marina francesa y las otras seis serán distribuídas por la NATO en otras Marinas occidentales.

En nuestro número de marzo dimos una amplia información sobre el equipo propulsor de estos buques.

### EMBARCACIONES DE MATERIAL PLASTICO DE FIBRA DE CRISTAL

El Almirantazgo inglés está investigando sobre la construcción de cascos de embarcaciones menores con material plástico desde hace tiempo en estrecho contacto con la Marina americana. Ya hace dos años adquirió dos chinchorros construídos con un plástico hecho a base de fibra de cristal, los cuales han dado un excelente resultado después de haber sido sometidos a numerosas pruebas. En vista de ello se ha decidido continuar investigando sobre dicho sistema al objeto de aplicar esta técnica a la construcción de embarcaciones de construcción más complicada.

Se prevé que esta técnica proporcione un sistema más ventajoso para la construcción en serie de gran número de embarcaciones iguales. Las pruebas hasta ahora efectuadas parece que han demostrado que en estas embarcaciones plásticas se evitaría el peligro de que su obra viva fuese atacada por la "broma" en aguas calientes así como su putrefacción.

# REFORMA DEL ARMAMENTO ANTI-SUBMARINO EN LOS DESTRUCTO-RES INGLESES

A los destructores del tipo "Early Battle": "Gabbard", "Solebay", "St. Kitts", "St. James", "Sluys" y "Cádiz", se les instalará un "squid" en su toldilla, según informa la revista "Marine News". Este aumento de peso se compensará desmontando uno de sus montajes Bofors de 40 mm. El de igual tipo "Vigo", que estuvo recientemente en el puerto de su nombre, ya lo tenía montado.

# EL TRASATLANTICO FRANCES "EDOUARD BRANLY"

Acaba de entrar en servicio, para la línea Marsella-Indochina, este buque mixto de tipo shelter, que tiene las siguientes características:

and the second s	
Eslora total	163,5 m.
Eslora pp	153,0 m.
Manga	19,6 m.
Puntal a la cubierta superior	12,4 m.
Calado máximo	8,5 m.
Tonelaje arqueo bruto	12.000 t.
Desplazamiento plena carga	17.500 t.
Peso muerto	9.000 t.
Capacidad de bodegas (en grano)	11.550 m <sup>3</sup> .
Potencia máxima a 130 r. p. m. (dos	
ejes)	12.000 CV.
Potencia normal a 120 r. p. m	10.000 CV.
Velocidad de servicio	17 n.
Número de pasajeros	854.

Su casco tiene tres cubiertas completas y nueve compartimientos estancos, habiéndose empleado en gran escala la soldadura.

El equipo propulsor está formado por dos moto res Sulzer de dos tiempos simple efecto, de ocho cilindros de 720 mm. de diámetro y 1,250 mm. de carrera. Todas las auxiliares son eléctricas c. c. Los Diesel generadores son de 240 kW.

El pasaje va distribuído en 48 de primera clase, 42 en primera mixta, 52 en segunda y 712 en cuarta clase

Para el servicio de la carga lleva los equipos de plumas amadrinadas a dos palos y cuatro posteleros y entre ellas lleva dos plumas de 30 a 50 t.

Otros dos buques gemelos del anterior están en construcción, uno de los cuales, el "Henri-Poincare", fué botado en 30 de octubre último.

## CONSTRUCCION DE PEQUEÑOS PETROLEROS PARA LA NATO

Se han publicado informaciones en la Prensa sueca sobre un programa de construcción de pequeños petroleros que se está planeando en dicho país. Al parecer se han pedido a algún astillero sueco ofertas de petroleros de 2.100 toneladas de P. M. y en número más reducido de 6.000 a 8.000 toneladas de P. M.

En total se construirán 77.000 tons. de P. M. en 125 millones de coronas—unos 959 millones de pesetas—, cuyo pago se haría en dólares, habiéndose iniciado las negociaciones de este plan en París. Estos buques serían arrendados a las Compañías petroleras en tiempos de paz y servirían en caso de guerra para abastecer las flotas de la NATO. Por dicha causa estos buques, además de una velocidad alta, tendrían unas características especiales con vistas a una mayor seguridad de sus dotaciones.

# COSTE COMPARATIVO DE FUNCIO-NAMIENTO DE LOS BUQUES A VA-POR Y MOTOR

En la discusión de la Memoria presentada en el "Institute of Marine Engineers" de Mr. Dickie, sobre "El buque de carga de una sola hélice de potencia elevada", Mr. S. A. Smith, Director Técnico de la "P. y O. Line", expuso algunas cifras comparativas entre dos buques de carga prácticamente semejantes. Estos eran el buque de turbinas de una sola hélice "Surat" y el buque a motor de dos hélices "Soudan". Ambas unidades tienen una eslora aproximada de 140 metros y desplazan 18.000 toneladas. La instalación de turbinas del "Surat" desarrolla una potencia de 13.000 caballos, con calderas Foster-Wheeler, a 37 atmósferas y 455° C. La motonave cuenta con dos motores Doxford con un total de 13.600 caballos. Según los precios del combustible reinantes en el año 1946 de construcción del buque, se pudo comprobar que el buque a motor Åbril 1953 INGENIERIA NAVAL

por cada viaje (tres al año) tenía un gasto de combustible inferior en unas 96.000 pesetas al de vapor. Se vió además que los gastos de reparación y entretenimiento de aquél era de unas 55.000 pesetas mayores a los del vapor. Mediante estas cifras se comprobaron economías por parte de la motonave frente al de turbinas en unas 130.000 pesetas anuales.

El panorama cambia sensiblemente al establecerse los precios actuales del combustible, y resultan, tomando como base los doscientos días de navegación, unas 1.080.000 pesetas de ahorro de combustible en el buque de motor. Caso que se considere el funcionamiento del buque de motor con petróleo combustible en lugar de aceite pesado, el total aumenta a 4.360.000 pesetas anuales.

Mr. Smith indicaba los costes habidos en dos años en la reparación y mantenimiento de ambas unidades (véase el cuadro), que registra proporciones mayores para la motonave: 4.000 pesetas diarias contra 3.500 pesetas en el de turbinas. No se mencionan los importantes gastos en la reparación de calderas, y los aún superiores, en un 70 por 100, de las máquinas auxiliares del buque de turbinas. También las reparaciones, cinco veces más costosas que los motores en comparación con la instalación de turbinas, requieren para su comprensión datos más precisos. De otro modo no pueden tomarse como base.

Una comparación del empleo del petróleo combustible o del aceite pesado después de dos años, en los viajes de prueba, señalaron un aumento en las necesidades específicas del combustible del buque a turbinas en un 7 por 100 y una disminución de un 3 1/2 por 100 en el de motor. Estos números pueden, sin embargo, inducir a error cuando haya que tener en cuenta que la turbina tuvo su mayor grado de efectividad a todo rendimiento durante el viaje de prueba, mientras que la mayor efectividad de los motores en el rendimiento necesario para la velocidad que se deseaba fué cerca de un 80 por 100 del rendimiento máximo. Por tanto, debiera tomarse como base comparativa para conseguir el máximo grado de efectividad de la turbina, no el rendimiento en marcha normal, sino a toda carga.

El buque a turbinas alcanzó con los 8.450 caballos una velocidad media de 16,7 nudos, y el de motor, con 8.950, la velocidad de 16,07, lo que nos hace volver al mayor grado de efectividad de propulsión del buque de una sola hélice, cuyo mejor rendimiento hay que aceptar como de un 12 por 100, frente al buque a motor de doble hélice.

Es interesante atender a puntos de vista tan dispares sobre el problema de los buques de vapor o motor, sostenidos por dos ingenieros que ocupan puestos sobresalientes en grandes empresas. Deben tener una influencia definitiva sobre las cifras resultantes de cada caso, en particular las condiciones de carga, recorrido, etc., entre los diferentes puertos de aprovisionamiento.

Costes de reparación y entretenimiento (seis viajes en dos años)

	"Surat" (a vapor)	"Soudan" (a motor)
Reparaciones de las máquinas principales	78.000	391.000
Reparaciones de las máquinas		
auxiliares	208.000	122.000
Reparación de calderas	609.000	10.400
Reparaciones en díque: hélices, etcétera	85.000	128.000
Mantenimiento de las máquinas principales	1,500	430.000
Reparaciones en general	184.000	200,000
Mantenimiento de las máquinas		
auxiliares		89.000
Mantenimiento de las calderas	196.000	_
Mantenimiento en dique: hélice,		
etcétera	21.500	22.000
Mantenimiento en general	136.000	108.000
Número de Estadías	845	788
Total de gastos	2.300.000	2.420.000
Gastos por día	2.730	3.070
Gastos de material por día	780	920
Gastos y reparaciones por día	3.510	3.990

# NACIONAL

# ENTREGA A LA MARINA DE GUERRA DEL DRAGAMINAS "GUADIARO"

El día 9 de abril se verificó en el Arsenal de Cartagena la entrega a la Marina del dragaminas "Guadiaro", primer buque de la segunda serie constituída por siete unidades que tiene en construcción la Empresa Nacional "Bazán" en sus Factorías de Cartagena y La Carraca, dos en la primera y los otros cinco en la segunda.

Presidió la entrega y recibió el buque el Contralmirante Exemo. Sr. D. Pedro Fernández, Comandante General del Arsenal y Presidente de la Junta Inspectora, en representación del Capitán General del Departamento, asistido de todo el personal de la Junta Inspectora, e hizo la entrega el Director de la Factoría, don Juan Antonio Cerrada.

Aunque sus características principales son iguales a los de la primera serie, como indicábamos en nuestro número de marzo al dar cuenta de la botadura del "Guadalhorce" en La Carraca, se ha mejorado su armamento militar montándose a proa su artillería principal, contrariamente a los dragaminas de la primera serie, que lo tienen a popa. İNGENIERIA NAVAL Número 214

# AUDIENCIA DEL JEFE DEL ESTADO A LA JUNTA DIRECTORA DEL INSTITUTO DE INGENIEROS CIVILES



La Junta Directora del Instituto de Ingenieros Civiles durante la visita que tuvo el honor de hacer a S. E. el Jefe del Estado el dia 11 del pasado mes de marzo, y durante la cual el presidente del Instituto de Ingenieros Civiles, que lo es en este año el de nuestra Asociación, expresó al Caudillo la plena adhesión de la Ingeniería Civil española, a lo que contestó el Generalísimo con un afectuoso y alentador discurso hacia los Ingenieros.



El presidente de nuestra Asociación, Excmo. Sr. D. José María González-Llanos, en funciones este año de presidente del Instituto de Ingenieros Civiles, saludando a S. E. el Jefe del Estado en dicho acto.

# PRUEBAS DE MAR DEL TRANSBOR-DADOR "VIRGEN DE AFRICA"

El transbordador "Virgen de Africa", construído en los Astilleros de Unión Naval de Levante, de Valencia, por encargo de la Empresa Nacional "Elcano", ha realizado sus pruebas de mar entre los días 30 de marzo y 1 de abril. Recordamos que su lanzamiento se realizó el 27 de mayo del año último, cuando su gemelo el "Victoria" comenzaba sus pruebas.

Se diferencia del "Victoria" en que se le han montado hélices reversibles "Kamewa", tan adecuadas para buques como éstos, que necesitan efectuar relativamente muchas maniobras. Sin embargo, esta ventaja es a costa de un rendimiento propulsor ligeramente inferior.

En las pruebas oficiales verificadas el 1 de abril con un paso de hélices un 3 por 100 inferior al normal, se obtuvieron los siguientes resultados:

CORRIDAS	R. p. m.	Tiempo	Velocidad (nudos)
Primera	200	4' 19"	18,99
Segunda	199,5	4' 25,5"	18,53
Tercera	200,5	4' 17"	19,14

Es decir, que la velocidad máxima alcanzada a toda fuerza en una corrida fué de 19,14 nudos y un promedio de 18.794 nudos desarrollando los dos motores 6.000 CV. a 200 r. p. m., es decir, con un 13,2 por 100 de sobrecarga, ya que la potencia normal de los motores es de 2.650 B. H. P. a 188 r. p. m.

En el "Victoria" la velocidad máxima similar fué de 19,64 nudos, y la media fué de 19,08 nudos, pero con una potencia máxima de 5.900 CV., es decir, con un 11,3 por 100 de sobrecarga.

En la prueba de consumo a la potencia máxima normal, es decir, desarrollando una potencia total de 5.300 CV. a las 188 r. p. m., el consumo por CV/h, incluídos auxiliares, fué de 176 gr., que totalizan por singladura 21 toneladas, contra 20 toneladas en el "Victoria".

Uno de los problemas de este tipo de maniobra es evitar sobrecargas de velocidad o temperatura de los motores, al cambiar rápidamente el régimen de marcha, que es una de las posibilidades del sistema reversible. Se hicieron diversas maniobras, buscando los límites de rapidez de variación de régimen. Se hizo una prueba de parada rápida del buque en un minuto y treinta segundos, llevando el buque una velocidad de 18 nudos. La prueba más exigente fué la de pasar de toda fuerza avante

a toda marcha atrás, que se efectuó en corto tiempo, sin peligro alguno para los motores. También se llevaron a cabo las pruebas de evolución, que pusieron de manifiesto la rapidez de giro del buque.

Los motores "Burmeister" tipo 750-VF-90, fueron construídos por la Maquinista Terrestre y Marítima, de Barcelona. Las modificaciones hechas en este motor con respecto al tipo dispuesto para accionar hélica fija son de poca importancia.

Se ha conservado el sistema de inversión de la marcha, porque debido a la sencillez del mecanismo en este tipo de motores, no se conseguían ventajas con la modificación, y así se tiene el motor preparado para cambiar el tipo de hélice que se crea conveniente.

Tanto para el accionamiento del paso de las hélices, como del número de revoluciones de los motores, lleva el buque dos puestos de mando, uno en el puente de gobierno y otro a popa.

# PRUEBAS Y ENTREGA DEL BUQUE FRUTERO "VILLABLANCA"

En los días 17 y 24 de marzo último se han llevado a cabo las pruebas y entrega a la Empresa Nacional "Elcano" de la Marina mercante, por la Sociedad Española de Construcción Naval, del buque frutero "Villablanca", construcción núm. 82 de las de su factoría de Matagorda.

Se trata del tercer buque de la serie integrada ror los "Villamanrique" y "Villacastín", entregados en el pasado año, y el "Villamartín", en período de habilitación en la misma factoría, para su entrega en el próximo verano.

A continuación damos las principales características de este buque, que en sus pruebas oficiales de velocidad alcanzó una media de 14,93 nudos en cinco corridas consecutivas, así como un ahorro en las pruebas de consumo, sobre el consignado en el contrato, superando sensiblemente a los resultados obtenidos por sus buques gemelos, ya que se alcanzó la cifra de 0,394 Kgs./IHP/hora, y satisfaciendo plenamente las condiciones exigidas por los Armadores

Sus principales características son:

Eslora entre perpendiculares	83,00 m.
Manga fuera de miembros	13,16 m.
Puntal de construcción	7,62 m.
Calado en máxima carga	5,76 m.
Desplazamiento a plena carga	4.620,00 tons.
Peso muerto	2.967,00 tons.
Arqueo bruto	2.663,27 tons.

La instalación propulsora comprende una máquina tipo "Christiansen & Meyer" con distribución Klug y circulación uniflujo de vapor, desarrollando una potencia normal de 1.800 IHP. a 90 r. p. m., construída por la Unión Naval de Levante, S. A. Lleva el buque dos calderas tipo "La Mont" dispuestas para quemar petróleo, trabajando a una presión de régimen de 16 Kg/cm² y con una temperatura de vapor recalentado de 350°, construídas en la factoría de Sestao de la Sociedad Española de Construcción Naval.

# ENTREGA A LA COMPAÑIA TRAS-ATLANTICA DEL "GUADALUPE", BUQUE MIXTO DE CARGA Y PA-SAJE

El día 12 de marzo último se efectuó la entrega de este buque a la Compañía Trasatlántica. Fue construído por la factoría de Sestao de la "Sociedad Española de Construcción Naval" por orden de la Empresa Nacional "Elcano".

Previamente y en el mismo día se efectuaron las pruebas de mar, que consistieron en una prueba de consumo y la de toda fuerza. En la primera, de cuatro horas de duración a la potencia de régimen fijada en el contrato, se obtuvo una velocidad de 17,25 nudos, sobrepasándose ampliamente la velocidad especificada, que era de 16,5 nudos.

Los consumos obtenidos fueron similares a los obtenidos en los anteriores buques del mismo tipo y completamente satisfactorios.

A continuación se corrió la prueba de toda fuerza, alcanzándose una velocidad media de 17,8 nudos.

Fueron presididas las pruebas por el Subsecretario de la Marina mercante, Almirante Rotaeche, y por el Director general de Navegación, señor Jáuregui. La Compañía armadora estuvo representada por el Director general, Conde de Ruiseñada. Asistieron también otros altos cargos de dicha Compañía, de la Empresa Nacional "Elcano" y de la Sociedad Española de Construcción Naval, constructora del buque.

La Compañía Trasatlántica ha modificado la disposición de los alojamientos de este buque, aumentando notablemente su capacidad de pasaje.

Este buque es el cuarto de la serie de los seis "Monasterios" encargados por la Empresa Nacional "Elcano", los cuatro primeros a la "Naval" y los dos últimos, todavía en construcción, a "Euskalduna". De estos dos el primero, con el nombre de "Covadonga", ha sido cedido a la Compañía Trasatlán-

tica y se entregará el próximo mes de mayo y el último, "Monasterio del Paular", ha sido vendido a la "Transmediterránea".

Los tres primeros buques "Montes-Urbasa", "Urquiola" y "Ulía", pertenecen a la Naviera "Aznar".

# REUNIONES TECNICAS SOBRE OR-GANIZACION CIENTIFICA DEL TRA-BAJO Y SUS APLICACIONES EN ES-PAÑA

Para los días 8 al 13 de junio próximo, el Instituto Nacional de Racionalización del Trabajo prepara unas nuevas Reuniones Técnicas de Información que comprenden tres cursillos, un Seminario y nueve conferencias, que versarán sobre los temas siguientes:

"Preparación y simplificación del trabajo en la edificación", por D. Francisco Lucini, Ingeniero Militar y Arquitecto.

"Nuevas bases de las relaciones humanas en la empresa", por D. José de Orbaneja, Presidente del Instituto de Economía de la Empresa, de Barcelona.

"Organización de los talleres de Herreros de Ribera de un Astillero", por D. Florentino Moreno Ultra, Ingeniero Naval de la S. E. de Construcción Naval, Cádiz.

"Las Minas y la Organización Científica", por D. Antonio Caso Montaner, Ingeniero de Minas, de la Dirección General de Minas.

"Transformaciones a que da origen, en la estructura del funcionamiento de una factoría, la aplicación de los nuevos métodos de trabajo", por D. Victoriano G.ª de la Cruz, Ingeniero Subdirector de "La Industria y Laviada, S. A.", Gijón.

"Aplicación del control estadístico a la fabricación en serie de piezas pequeñas", por D. Ernesto Ruiz Palá, Ingeniero Subdirector de Fábrica de Hispano Olivetti, S. A., Barcelona.

"Eficacia, aptitud y voluntad de trabajo", por D. Mariano Yela, de la Comisión núm. 3, "Psicología", del Instituto Nacional de Racionalización del Trabajo.

"Métodos estadísticos. Experimentación industrial e investigación operacional", por D. Sixto Ríos, Director de la Escuela de Estadística de la Universidad de Madrid.

"La cibernética en la industria: La fábrica automática", por D. Tomás P. Rubio, Ingeniero In-

dustrial, Miembro de la Junta Directiva de la Sociedad Española de Cibernética.

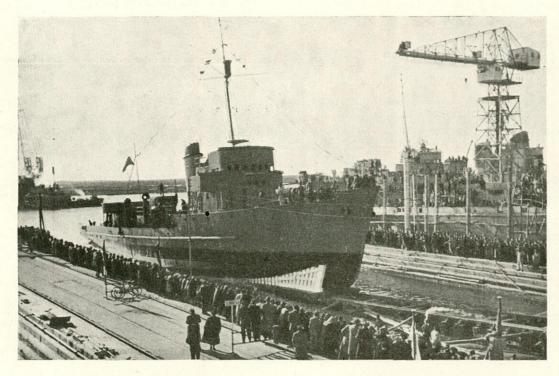
Los cursillos son:

A. "La moderna técnica de simplificación del trabajo en la industria", por D. Mariano del Fresno, Ingeniero de la Sección Técnica de la Comisión Nacional de Productividad Industrial (diez horas).

B. "Los tiempos de trabajo en las máquinasherramientas", por D. Jesús Sacristán, Jefe de la Sección de Tiempos de Trabajo de Standard Eléctrica, S. A. (diez horas). C. "Formación de contramaestres dentro de la empresa", por D. José Mallart, del Departamento de O. C. T. del Instituto de Racionalización (ocho horas).

El Seminario tratará de: "Los problemas que plantea a una empresa la introducción de una nueva organización", por D. Fermín de la Sierra, Jefe del Departamento de Organización Científica del Instituto de Racionalización (seis horas).

Para los detalles de inscripción, programa detallado, etc., dirigirse al Departamento de O. C. T. del Instituto de Racionalización, Alcalá, 95, Madrid.



Lanzamiento del dragaminas "Guadalhorce", que tuvo lugar el 18 de febrero pasado en la Factoría de La Carraca de la Empresa Nacional "Bazán", y del que se dió cuenta en nuestro número de marzo.

# Proveedores de la Industria Naval

#### ASTILLEROS Y TALLERES DEL NOROESTE, S. A.

Factoría y domicilio social: PERLIO (Fene).—Direcciones: Telegráfica: "Astano". Postal: Apartado 994.—Teléfono 4 de Fene. EL FERROL DEL CAUDILLO.

#### BOMBA PRAT, S. A.

Bombas rotativas. Bombas centrifugas. Compresores. Humidificación y ventilación.—Apartado 16. Wifredo, números 109-113. BADALONA.

#### COMERCIAL PIRELLI, S. A.

Cables y conductores eléctricos aislados de todos los tipos. Unica Empresa española especializada en conductores eléctricos para la Marina Mercante y la Armada. Neumáticos. Correas y artículos varios de goma. Sucursales en Madrid, Bilbao, Sevilla, Valencia y La Coruña.—Ronda Universidad, 18. BARCELONA.

#### CONSTRUCCIONES ELECTROMECANICAS ABRIL, S. A.

Maquinaria Eléctrica.—Villarroel, 195. BARCELONA.—Dirección telegráfica: "Abrilmotor".

#### CUCURNY, S. A.

Tubería, Baldosín y Mosaico de Gres y Refractario, resistente a altas temperaturas. — Calle Princesa, 58 y 61. BARCELONA.

#### EDUARDO BATISTE-ALENTORN

Avenida de José Antonio Primo de Rivera, 416. BARCELONA.—Construcción de generadores y electromotores especiales para buques. Grupos convertidores para soldadura eléctrica.—Teléfono 231285.

### ESTABLECIMIENTOS LORY, S. A.

Concesionarios de las PINTURAS MANO ROJA, de renombre mundial.—Consejo de Ciento, 380. BARCELONA.

## FABRICACIONES NAVALES Y ARTILLERAS, S. L.

Teléfono 1401.—Apartado 986.—EL FERROL DEL CAUDILLO.

#### "FAMA". FABRICA DE ARTICULOS DE MATERIAL AISLANTE, S. A.

Material para instalaciones eléctricas. - Telefonía. - Radiotelefonía. - Tranvías. - Accesorios de automóvil. - Calefacción. - Construcciones navales, etc. - Piezas moldeadas de resinas sintéticas de alta precisión técnica.—Apartado 91.—BARCELONA. Mártires Santa Cruzada, 125. CORNELLA (Barcelona).

#### GUILLIET

Valencia, 30 .- MADRID. - Agencias en BILBAO - BARCELONA - SEVILLA.

## LA MAQUINISTA TERRESTRE Y MARITIMA, S. A.

Apartado 94. BARCELONA.-Delegación en Madrid: Serrano, 5, bajo derecha.

#### MAS, GOBERNA Y MOSSO, ING., S. L.

Aparatos de elevación, grúas, ascensores, montacargas, polipastos "Magomo".—Pamplona, 95, 97 y 99. Teléfono 250843. BARCELONA.

#### S. A. M. MAS BAGA

Cocinas para buques, a carbón, leña y aceite pesado.—Hortaleza, 17. MADRID.—Valencia, 348. BARCELONA.

#### WORTHINGTON, S. A.

Bombas y construcciones mecánicas.—Fábrica y Oficina Técnica: Irún, 23.—MADRID.