Ingeniería Naval

REVISTA TECNICA

ORGANO OFICIAL DE LA ASOCIACION DE INGENIEROS NAVALES

FUNDADOR: **AUREO FERNANDEZ AVILA,** INGENIERO NAVAL

DIRECTOR: JUAN MANUEL TAMAYO ORELLANA, INGENIERO NAVAL

AÑO XII — MADRID, MARZO DE 1944 — NÚM. 105

Sumario

Págs.

Teoría de la elasticidad. Puntos singulares en los estados planos de esfuerzos, por *Aureo Fernández Avila,* Ingeniero Naval. (Continuación.) 136

Una singular confirmación del método de Froude, por *Federico de Araoz y Vergara,* Ingeniero Naval 159

Cálculo de las velocidades críticas por flexión en las líneas de ejes, por *Andrés Luna Maglioli,* Ingeniero Naval 166

INFORMACION PROFESIONAL

Trasvase de aceite de combustible 171

Buques y embarcaciones de desembarco 171

Necesidad de unificación en las hojas de coste de los presupuestos de los buques 173

Instalación de aire comprimido para salvamento en petroleros 174

Ideas modernas sobre alojamientos 175

¿Pasó el tiempo de las grandes reparaciones? 178

INFORMACION LEGISLATIVA

La cartilla de reconocimiento de los buques 180

Autoseguro de los buques por sus armadores 181

Revista de Revistas 183

INFORMACION GENERAL

Extranjero.—El plan alemán de construcción naval 195

Submarinos de bolsillo 195

Botadura del crucero "Atlanta" 196

Redacción y Administración: Velázquez, 46. — Apartado de Correos 457. — Teléfono 64833

Suscripción: Un año para España y América, 60 pesetas. Demás países, 84 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.

TEORIA DE LA ELASTICIDAD

Puntos singulares en los estados planos de esfuerzos

POR

ÁUREO FERNÁNDEZ ÁVILA

INGENIERO NAVAL

(*Continuación.*)

11.—Centro de radiación.

Este caso corresponde, como ya hemos dicho, a $n = -2$ y a un valor real del coeficiente a, que puede, por tanto, ser incluído en la función $\phi(x, y)$. La distribución de esfuerzos vendrá regida por la ley

$$Q - 2\,T_3\,i = \frac{\phi(x, y)}{z^2}. \qquad [37]$$

Las isostáticas estarán formadas por radios vectores y circunferencias concéntricas (figs. 2 y 21). La fórmula [29] nos dará

$$-F(z) = Alz - \frac{B + Ci}{z} + \text{const.} \qquad [38]$$

El valor de S_1 será la parte real de esta expresión; esto es [29′],

$$S_1 = -Al\,\rho + \frac{Bx + Cy}{\rho^2} + K \qquad [39]$$

siendo K una constante. Por otra parte, recordaremos que

$$\phi(x, y) = \frac{1}{2} A\,\rho^2 + Bx + Cy + D \qquad [40]$$

de donde

$$S_1 = -A\left(l\,\rho + \frac{1}{2}\right) + \frac{\phi(x, y) - D}{\rho^2} + K \qquad [41]$$

Dada la simetría que presentan las isostáticas alrededor del centro de radiación, es conveniente expresar la ecuación fundamental [37] en coordenadas polares (59-S). Si **r** es un versor dirigido según un radio vector que forme el ángulo θ con la parte positiva del eje polar (**i**), se tendrá

$$\mathbf{r} = \mathbf{i}\cos\theta + \mathbf{j}\,\text{sen}\,\theta.$$

Si designamos por N_r, N_θ y $T_{r\theta}$, las componentes escalares de los esfuerzos relativos a dos caras respectivamente normal y tangencial a versor **r**, y hacemos

$$Q_{r\theta} = N_r - N_\theta$$

será

$$Q_{r\theta} - 2\,T_{r\theta}\,i = Q_0\,e^{2(\theta - \varphi)\,i} = (Q - 2\,T_3\,i)\,\frac{z^2}{\rho^2} \qquad [42]$$

Esta fórmula es general; aplicándola al caso que estamos considerando, se obtiene [27]

$$Q_{r\theta} - 2\, T_{r\theta}\, i = \frac{\phi(x, y)}{\rho^2} \qquad [43]$$

de donde

$$Q_{r\theta} = \frac{\phi(x, y)}{\rho^2} \quad \text{y} \quad T_{r\theta} = 0 \qquad [44]$$

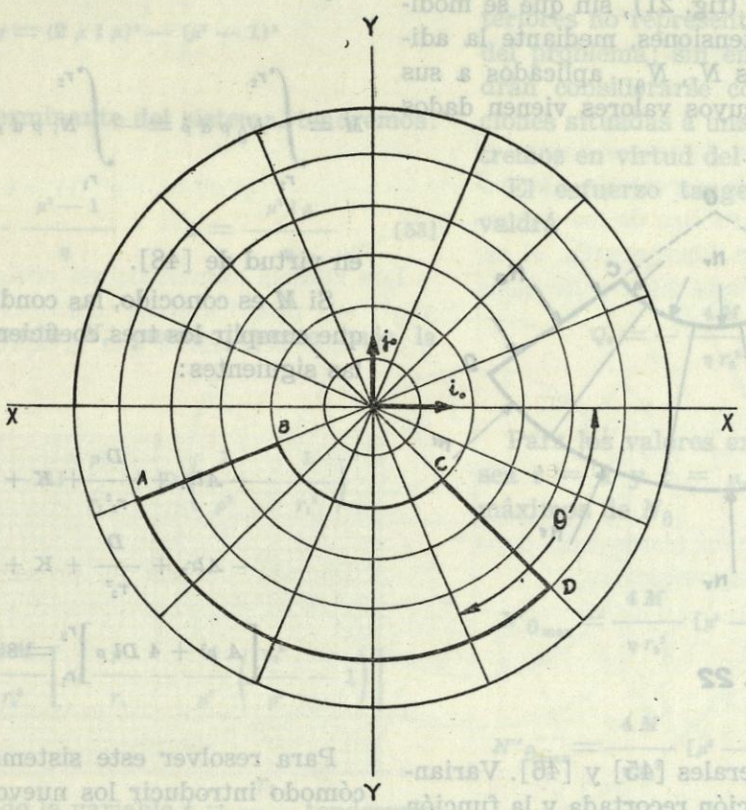


FIG. 21

Las componentes N_r y N_θ valdrán

$$2\, N_r = S_1 + \frac{\phi(x, y)}{\rho^2} = -Al\,\rho + \frac{2\,(Bx + Cy)}{\rho^2} + \frac{D}{\rho^2} + \frac{A}{2} + K \qquad [45]$$

$$2\, N_\theta = S_1 - \frac{\phi(x, y)}{\rho^2} = -Al\,\rho - \frac{D}{\rho^2} - \frac{A}{2} + K \qquad [46]$$

Entre estas componentes se verifican las interesantes relaciones

$$\frac{\partial (N_r\, \rho)}{\partial \rho} = N_\theta \qquad [47] \qquad \frac{\partial N_r}{\partial \rho} = -\frac{Q_{r\theta}}{\rho} \qquad [47']$$

$$\frac{\partial (N_r\, \rho^2)}{\partial \rho} = \rho\, S_1 \qquad [48]$$

Las líneas isocromáticas estarán definidas por la ecuación

$$Q_{r\theta} = \text{const.}$$

o

$$\frac{\phi(x, y)}{\rho^2} = \text{const.} \qquad [49]$$

y serán, pues, circunferencias. Si $B = O$ y $C = O$, estas circunferencias tendrán por centro el origen; si $D = O$, pasarán por el origen y serán tangentes a la recta $Bx + Cy = O$; por tanto, sus centros estarán situados en una perpen-

dicular a esta recta trazada por el origen, esto es, en la recta $Cx - By = O$.

Del estudio de este caso se deriva la solución de un gran número de problemas de interesante valor técnico, que no haremos más que esbozar. Debemos observar ante todo, que podemos aislar del plano un área cualquiera limitada por isostáticas, sin alterar el equilibrio elástico de esta región, a condición de introducir en los bordes unas fuerzas normales adecuadas que representen el efecto de la región suprimida sobre la subsistente. Así podemos separar el área *ABCD* (fig. 21), sin que se modifique su estado de tensiones, mediante la adición de los esfuerzos N_r, N_θ, aplicados a sus bordes (fig. 22), y cuyos valores vienen dados

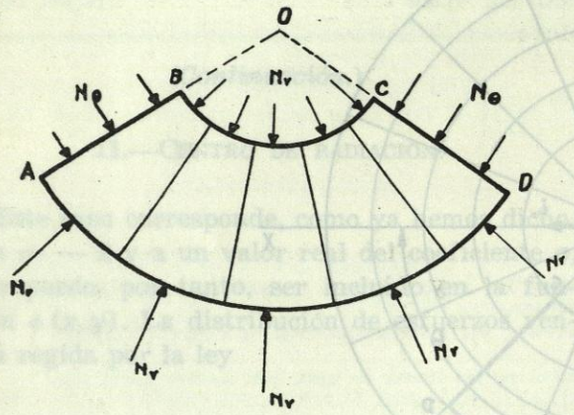


FIG. 22

por las fórmulas generales [45] y [46]. Variando la forma de la sección recortada y la función $\phi(x, y)$ se pueden analizar diferentes casos particulares, entre los que seleccionamos los siguientes:

a) *Flexión pura de piezas curvas* (fig. 22).— Si los valores de N_r y N_θ, que determinan el estado de esfuerzos en cada punto, dependen exclusivamente de la distancia al centro, la distribución presenta un aspecto simétrico respecto al origen, y se verifica $B = 0$ y $C = 0$.

Si, además, elegimos los coeficientes constantes de suerte que para $r_1 = OB$ y $r_2 = OA$ se verifique

$$N_r = 0\,,$$

la fórmula [47] nos dará

$$\int_{r_1}^{r_2} N_\theta \, d\rho = 0$$

que prueba que la suma gráfica de las fuerzas que habrá que aplicar a los extremos de la pieza para mantener el equilibrio elástico es nula, y que el efecto de éstos equivale al de un par cuyo momento valdrá

$$M = \int_{r_1}^{r_2} N_\theta \, \rho \, d\rho = -\int_{r_1}^{r_2} N_r \, \rho \, d\rho = \frac{1}{2}\int_{r_1}^{r_2} \frac{\partial N_r}{\partial \rho} \rho^2 \, d\rho \qquad [50]$$

en virtud de [48].

Si M es conocido, las condiciones que tendrán que cumplir los tres coeficientes A, D y K serán las siguientes:

$$\left.\begin{aligned} -Alr_1 + \frac{D}{r_1^2} + K + \frac{A}{2} &= 0 \\ -Alr_2 + \frac{D}{r_2^2} + K + \frac{A}{2} &= 0 \\ \Big[A\rho^2 + 4\,Dl\,\rho\Big]_{r_1}^{r_2} &= 8\,M \end{aligned}\right\} \qquad [51]$$

Para resolver este sistema de ecuaciones es cómodo introducir los nuevos coeficientes

$$a = \frac{A\,r_2^2}{8\,M} \qquad d = \frac{D}{8\,M} \qquad p = \frac{r_2^2}{8\,M}\left(K + \frac{A}{2}\right)$$

con lo cual resulta, haciendo $\dfrac{r_1}{r_2} = \mu$,

$$\left.\begin{aligned} -alr_1 + \frac{d}{\mu^2} + p &= 0 \\ -alr_2 + d + p &= 0 \\ \left[a\frac{\rho^2}{r_2^2} + 4\,dl\rho\right]_{r_1}^{r_2} &= 1 \end{aligned}\right\} \qquad [52]$$

Eliminando p entre las dos primeras ecuaciones, se llega a las dos siguientes:

$$a\,\mu^2\,l\,\mu + d\,(\mu^2 - 1) = 0$$

$$a\,(\mu^2 - 1) + 4 + 4\,dl\mu = 1$$

Los coeficientes a y d son así funciones exclusivas de μ. Haciendo

$$\eta = (2\,\mu\,l\,\mu)^2 - (\mu^2 - 1)^2$$

que es la determinante del sistema, tendremos:

$$a = -\frac{\mu^2 - 1}{\eta} \qquad d = \frac{\mu^2\,l\,\mu}{\eta} \qquad [53]$$

La componente N_r puede ponerse bajo la forma

$$2\,N_r = -\,Al\,\frac{\rho}{r_1} + D\left(\frac{1}{\rho^2} - \frac{1}{r_1^2}\right)$$

o

$$N_r = -\,\frac{4\,M}{r_2^2}\left[al\,\frac{\rho}{r_1} - \frac{d}{\mu^2}\left(\frac{r_1^2}{\rho^2} - 1\right)\right]$$

Introduciendo la variable $t = \dfrac{r_1}{\rho}$ tendremos

$$N_r = -\,\frac{4\,M}{\eta\,r_2^2}\left[(\mu^2 - 1)\,lt - (t^2 - 1)\,l\,\mu\right] \qquad [54]$$

que se anula evidentemente para $t = \mu$ y $t = 1$, esto es, para $\rho = r_1$ y $\rho = r_2$.

Análogamente, el valor de N_θ puede expresarse como sigue:

$$2\,N_\theta = Al\,\frac{r_1}{\rho} - D\left(\frac{1}{r_1^2} + \frac{1}{\rho^2}\right) - A$$

de donde se deduce fácilmente

$$N_\theta = -\,\frac{4\,M}{\eta\,r_2^2}\left[(\mu^2 - 1)\,(lt - 1) + l\,\mu\,(1 + t^2)\right] \qquad [55]$$

Las fórmulas [54] y [55] dan la distribución exacta de los esfuerzos siempre que en los extremos el momento M esté producido por fuerzas que sigan la ley dada por [55]. Cuando esto no ocurra, y el momento M sea debido a fuerzas que actúen en los extremos de la pieza siguiendo una ley diferente, las fórmulas anteriores no representarán ya la solución exacta del problema; sin embargo, sus resultados podrán considerarse como exactos para las secciones situadas a una cierta distancia de los extremos en virtud del principio de Saint Venant.

El esfuerzo tangencial máximo $Q_0 = Q_{r\theta}$ valdrá

$$Q_0 = -\,\frac{4\,M}{\eta\,r_2^2}\,[\mu^2 - 1 - 2\,t^2\,l\,\mu] \qquad [56]$$

Para los valores extremos $\rho = r_1$ y $\rho = r_2$, o sea $t = 1$ y $t = \mu$, se obtendrán los valores máximos de N_θ

$$N'_{\theta\,max} = \frac{4\,M}{\eta\,r_2^2}\,[\mu^2 - 1 - 2\,l\,\mu] = \frac{M}{r_2^2\,(\mu - 1)^2}\,q'$$

$$[57]$$

$$N''_{\theta\,max} = \frac{4\,M}{\eta\,r_2^2}\,[\mu^2 - 1 - 2\,\mu^2\,l\,\mu] = \frac{M}{r_2^2\,(\mu - 1)^2}\,q''$$

siendo q' y q'' dos funciones de μ.

El valor de N_r se anula para $t = 1$ y $t = \mu$, y tendrá un máximo para un valor intermedio de t, para el cual se anulará Q_0, en virtud de [47′].

Es interesante comparar estos resultados con los que se obtienen en la teoría elemental de la flexión de piezas rectas; en éstas se supone $N_r = 0$, y resulta

$$N'_{\theta\,max} = N''_{\theta\,max} = \frac{6\,M}{(r_1 - r_2)^2}$$

lo que supone

$$q' = q'' = 6$$

Los coeficientes q' y q'', considerados como funciones de μ, gozan de una interesante propiedad, que se resume en la relación funcional

$$q'\left(\frac{1}{\mu}\right) = -q''(\mu) \qquad [58]$$

Para el valor límite $\mu = 1$ se tiene

$$q'(1) = -q''(1) = 6$$

En la teoría de la flexión de piezas curvas se introduce una corrección de curvatura, que supone una distribución hiperbólica de los esfuerzos. Si ρ_0 es el radio de la fibra neutra, el esfuerzo N_θ en una sección que diste y de dicha fibra vale

$$N_\theta = \frac{M}{\rho_0 \Omega}\left(1 + \frac{1}{m}\frac{y}{\rho_0 + y}\right)$$

siendo Ω el área de la sección transversal de la pieza y m un coeficiente cuyo valor es

$$-m\,\Omega = \int_\Omega \frac{y}{\rho_0 + y}\, d\,\Omega$$

Aplicando esta fórmula al caso que estamos considerando de una sección rectangular de espesor unidad, se tiene

$$\rho_0 = \frac{1}{2}(r_1 + r_2) \qquad y_{\max} = \pm\frac{1}{2}(r_1 - r_2) \qquad \Omega = r_1 - r_2$$

$$m = \frac{1}{2}\frac{\mu + 1}{\mu - 1}\, l\,\mu - 1 \qquad \text{con} \qquad m(\mu) = m\left(\frac{1}{\mu}\right)$$

$$N\theta_{\max} = \frac{2M}{r_1^2 - r_2^2}\left(1 \pm \frac{1}{2m}\frac{r_1 - r_2}{r_1 \text{ ó } r_2}\right) = \frac{Mq_1}{(r_1 - r_2)^2}$$

de donde

$$q' = \frac{2(\mu - 1)}{\mu + 1}\left[1 + \frac{1}{2m}\frac{\mu - 1}{\mu}\right]$$

$$q''_1 = \frac{2(\mu - 1)}{\mu + 1}\left[1 - \frac{1}{2m}(\mu - 1)\right]$$

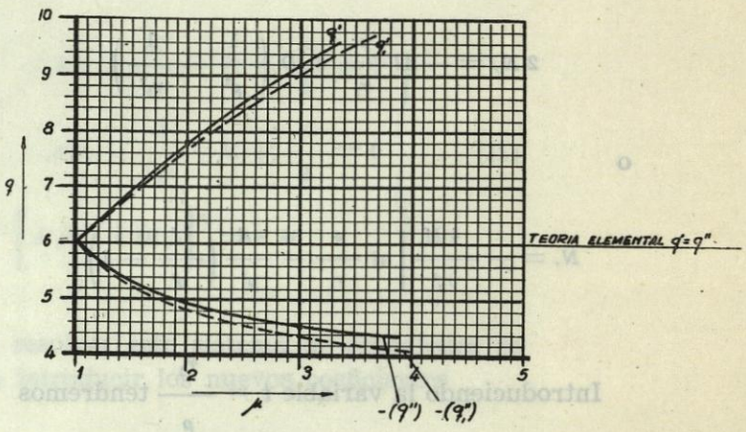
siendo de observar que como anteriormente

$$q'_1\left(\frac{1}{\mu}\right) = -q''_1(\mu)$$

y que

$$q'_1(1) = -q''_1(1) = 6$$

Los valores numéricos así obtenidos para q'_1 y q''_1 son prácticamente idénticos a los de q' y q'', lo que demuestra que la aproximación obtenida es completamente satisfactoria. En la práctica se suelen usar aproximaciones más sencillas de la ley hiperbólica, que conducen a las conocidas fórmulas de Bach, Timoshenko, etc.



q'_1 q''_1 DISTRIBUCIÓN HIPERBÓLICA
q' q'' DISTRIBUCIÓN EXACTA

FIG 23

La figura 23 muestra la ley de variación de los coeficientes q' y q'' en función de μ. La curva q'' va decreciendo cuando μ aumenta, aproximándose a la asíntota $q = 4$. La curva q' crece indefinidamente, admitiendo para pequeños valores de $\varepsilon = \mu - 1$ el desarrollo

$$q' = 6\left(1 + \frac{1}{3}\varepsilon - \frac{7}{60}\varepsilon^2 + \ldots\ldots\right)$$

o bien

$$q' = 4 + 2\mu - \frac{7}{10}(\mu - 1)^2 + \ldots\ldots$$

El valor de q'' será

$$-q'' = 4 + \frac{2}{\mu} - \frac{7}{10\mu^2}(\mu - 1)^2 + \ldots\ldots$$

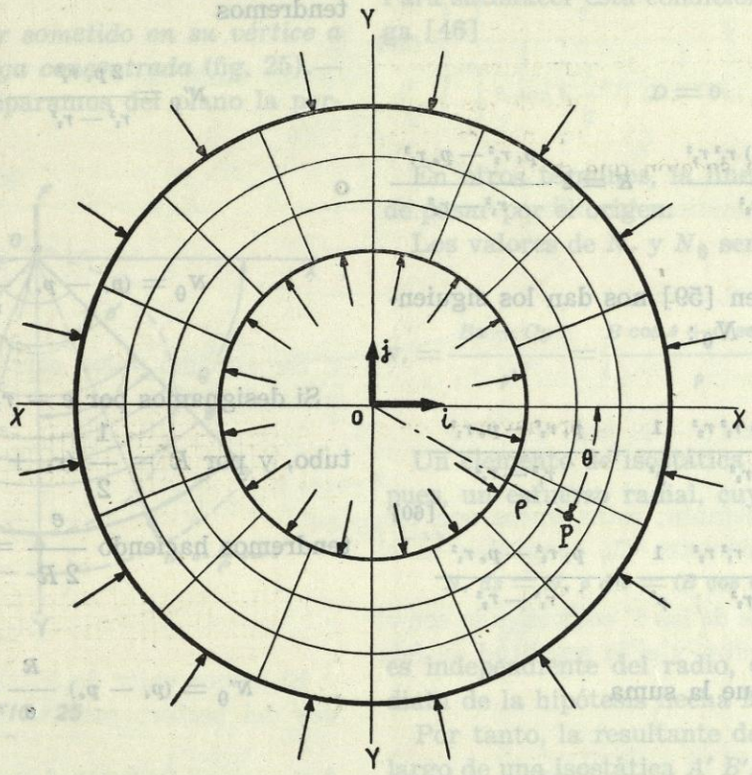


FIG. 24

En la figura se ve, además, que las curvas q' y q'' y las q'_1 y q''_1 se confunden prácticamente.

b) *Tubo grueso sometido a presión interior y exterior.*—El siguiente caso que vamos a considerar es el de que la sección recortada afecte la forma de una corona circular (fig. 24).

Por razón de simetría, el estado de esfuerzos a lo largo de una circunferencia isostática será el mismo y dependerá exclusivamente de la distancia al centro del punto considerado. Se tendrá, pues, como en el caso anterior, $B = 0$ y $C = 0$, y las fórmulas [45] y [46] darán

$$2\,N_r = -\,Al\,\rho + \frac{D}{\rho^2} + \frac{A}{2} + K$$

$$2\,N_\theta = -\,Al\,\rho - \frac{D}{\rho^2} - \frac{A}{2} + K$$

Para que estos valores sean finitos por grande que sea ρ, habremos de elegir $A = 0$, resultando simplemente

$$\left.\begin{aligned} 2\,N_r &= -\frac{D}{\rho^2} + K \\ 2\,N_\theta &= -\frac{D}{\rho^2} + K \end{aligned}\right\} \quad [59]$$

Para determinar las constantes D y K bas-

tará expresar que en las circunferencias límites $\rho = r_1$ y $\rho = r_2$ se tiene, respectivamente,

$$N_{r1} = -p_e \quad \text{y} \quad N_{r2} = -p_i$$

designando por p_e y p_i las presiones uniformes que soporta el tubo exterior e interiormente.

Se tendrá así

$$\frac{D}{r_1^2} + K = -2\,p_e \quad \text{y} \quad \frac{D}{r_2^2} + K = -2\,p_i$$

de donde

$$D = -\frac{2\,(p_i - p_\theta)\,r_1^2 r_2^2}{r_1^2 - r_2^2} \qquad K = 2\,\frac{p_i\,r_2^2 - p_e\,r_1^2}{r_1^2 - r_2^2}$$

que reemplazados en [59] nos dan los siguientes valores de N_r y N_θ:

$$N_r = -\frac{(p_i - p_e)\,r_1^2 r_2^2}{r_1^2 - r_2^2}\,\frac{1}{\rho^2} + \frac{p_i\,r_2^2 - p_e\,r_1^2}{r_1^2 - r_2^2}$$

[60]

$$N_\theta = \frac{(p_i - p_e)\,r_1^2 r_2^2}{r_1^2 - r_2^2}\,\frac{1}{\rho^2} + \frac{p_i\,r_2^2 - p_e\,r_1^2}{r_1^2 - r_2^2}$$

Es de observar que la suma

$$S_1 = N_r + N_\theta = 2\,\frac{p_i\,r_2^2 - p_e\,r_1^2}{r_1^2 - r_2^2} \qquad [61]$$

permanece constante en todo el espesor del tubo. Por tanto, los esfuerzos desarrollado darán lugar a una extensión o contracción uniforme en el sentido del eje del tubo y las secciones rectas del tubo se conservarán constantemente planas y perpendiculares al citado eje. Esto autoriza a considerar el estado de esfuerzos en el plano de una de estas secciones como hemos hecho.

Los valores de N_r y N_θ pueden también escribirse como sigue:

$$-N_r = \frac{p_i\,r_2^2}{r_1^2 - r_2^2}\left(\frac{r_1^2}{\rho^2} - 1\right) + \frac{p_e\,r_1^2}{r_1^2 - r_2^2}\left(1 - \frac{r_2^2}{\rho^2}\right)$$

[62]

$$N_\theta = \frac{p_i\,r_2^2}{r_1^2 - r_2^2}\left(1 + \frac{r_1^2}{\rho^2}\right) - \frac{p_e\,r_1^2}{r_1^2 - r_2^2}\left(1 + \frac{r_2^2}{\rho^2}\right)$$

que muestran que el esfuerzo N_r es siempre de compresión. En cuanto a N_θ, será una tracción o una compresión, según que predomine el primero o el segundo de sus términos.

Los valores extremos de estos esfuerzos corresponderán a $\rho = r_1$ y $\rho = r_2$. Para $\rho = r_1$ tendremos

$$N'_\theta = \frac{2\,p_i\,r_2^2}{r_1^2 - r_2^2} - p_e\,\frac{r_1^2 + r_2^2}{r_1^2 - r_2^2}$$

o

$$N_\theta = (p_i - p_e)\,\frac{r_1^2 + r_2^2}{r_1^2 - r_2^2} - p_i \qquad [63]$$

Si designamos por $e = r_1 - r_2$ el espesor del tubo, y por $R = \frac{1}{2}(r_1 + r_2)$ su radio medio, tendremos haciendo $\frac{e}{2R} = \varepsilon$,

$$N'_\theta = (p_i - p_e)\,\frac{R}{e}\,(1 + \varepsilon^2) - p_i \qquad [64]$$

y análogamente para $\rho = r_2$,

$$N''_\theta = (p_i - p_e)\,\frac{R}{e}\,(1 + \varepsilon^2) - p_e \qquad [64']$$

Si $p_e = p_i = p$, será en cualquier punto $N_r = N_\theta = p$, y el material estará sometido en todos sentidos a una compresión uniforme p. Cuando el tubo esté sometido únicamente a la acción de una presión interna será $p_e = 0$, y cuando la presión exista exclusivamente en el exterior, $p_i = 0$. En estos casos se tiene, respectivamente:

1.° $(p_e = 0)$ $$N''_\theta = \frac{p_i R}{e}(1 + \varepsilon^2) \quad \text{(tracción)}.$$

2.° $(p_i = 0)$ $$N''_\theta = -\frac{p_e R}{e}(1 + \varepsilon^2) - p_e$$ (compresión).

En los tubos delgados, en que la relación $\varepsilon = \dfrac{e}{2R}$ es suficientemente pequeña, se podrá despreciar su cuadrado, ε^2, y se obtendrán las fórmulas conocidas de cilindros sometidos a presión.

c) *Sector circular sometido en su vértice a la acción de una carga concentrada* (fig. 25).— Si en la figura 21 separamos del plano la por-

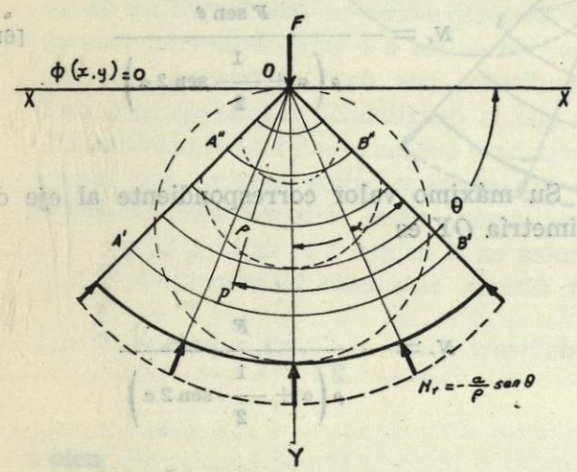


FIG. 25

ción limitada por dos radios vectores cualesquiera, podremos estudiar el equilibrio elástico de un sector circular, sometido a diferentes condiciones de carga, que dependerán fundamentalmente de la elección que se haga para la función $\phi(x, y)$. En cualquier caso las isostáticas estarán formadas por radios vectores y arcos de círculo, mientras la distribución conserve el carácter regular que se ha supuesto en todo este trabajo.

El caso de más aplicación es aquel en que se satisfacen las dos condiciones siguientes:

1.ª El medio se encuentra en el infinito en estado neutro; esto es, que tanto N_r como N_θ tienden hacia cero para $\rho \to \infty$. Esto exige que sea [45] y [46]

$$A = 0 \qquad K = 0$$

2.ª Se verifica en cualquier punto que

$$N_\theta = 0$$

Por tanto, no existen más que esfuerzos radiales que son transmitidos desde el vértice, de isostática en isostática, a través del cuerpo. Para satisfacer esta condición basta que se tenga [46]

$$D = 0$$

En otros términos, la línea $\phi(x, y) = 0$ ha de pasar por el origen.

Los valores de N_r y N_θ serán, pues,

$$N_r = \frac{Bx + Cy}{\rho^2} = \frac{B\cos\theta + C\,\text{sen}\,\theta}{\rho} \quad \text{y} \quad N_\theta = 0 \quad [65]$$

Un elemento de isostática circular soportará, pues, un esfuerzo radial, cuyo valor

$$N_r\, ds = N_r\, \rho\, d\theta = (B\cos\theta + C\,\text{sen}\,\theta)\, d\theta$$

es independiente del radio, consecuencia inmediata de la hipótesis hecha $N_\theta = 0$.

Por tanto, la resultante de los esfuerzos a lo largo de una isostática $A'\,B'$, será la misma que la correspondiente a otra isostática $A''\,B''$, e igual en el límite, para $\rho = 0$, a la fuerza F que habrá que introducir en el vértice 0 para provocar el estado elástico considerado.

Si designamos por F_x y F_y las componentes de esta fuerza según los ejes coordenados, se tendrá

$$F_x = -\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} N_r\, \rho \cos\theta\, d\theta \quad \text{y} \quad F_r = -\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} N_r\, \rho\, \text{sen}\,\theta\, d\theta$$

siendo α_1 y α_2 los valores de θ que limitan el sector. Si designamos por β el ángulo que la recta

$$\phi(x, y) = Bx + Cy = 0$$

forma con el eje de las X, resultará

$$B = a \operatorname{sen} \beta \qquad C = -a \cos \beta$$

siendo a una constante, y de aquí [65]

$$N_r = \frac{a}{\rho} \operatorname{sen}(\beta - \theta) \quad \text{y}$$

$$\left.\begin{aligned} F_x &= -a \left[\frac{1}{4} \cos(\beta - 2\theta) + \frac{1}{2} \theta \operatorname{sen} \beta \right]_{\alpha_1}^{\alpha_2} \\ F_y &= a \left[\frac{1}{4} \operatorname{sen}(\beta - 2\theta) + \frac{1}{2} \theta \cos \beta \right]_{\alpha_1}^{\alpha_2} \end{aligned}\right\} \quad [66]$$

Las líneas isocromáticas tendrán por ecuación

$$N_r = \text{const.}$$

o bien

$$C_0 \operatorname{sen}(\theta - \beta) = \rho$$

siendo C_0 una constante; estas líneas son circunferencias de diámetro C_0, tangentes en el origen a la recta $\phi(x, y) = 0$.

Si elegimos el eje de las Y coincidiendo con el de simetría del sector, y si la amplitud de éste es 2α, se tendrá

$$\alpha_1 = \frac{\pi}{2} - \alpha \quad \text{y} \quad \alpha_2 = \frac{\pi}{2} + \alpha$$

y las fórmulas [66] se simplifican, reduciéndose a las siguientes:

$$\left.\begin{aligned} F_x &= -a \operatorname{sen} \beta \left(\alpha - \frac{1}{2} \operatorname{sen} 2\alpha \right) \\ F_y &= a \cos \beta \left(\alpha + \frac{1}{2} \operatorname{sen} 2\alpha \right) \end{aligned}\right\} \quad [67]$$

En la figura 25 se ha representado el caso más sencillo correspondiente a $\beta = 0$. Las anteriores fórmulas dan

$$F_x = 0 \quad \text{y} \quad F = F_y = a \left(\alpha + \frac{1}{2} \operatorname{sen} 2\alpha \right)$$

que nos determinan el valor de la constante a,

$$a = \frac{F}{\alpha + \frac{1}{2} \operatorname{sen} 2\alpha}$$

y por tanto, de N_r:

$$N_r = -\frac{F \operatorname{sen} \theta}{\rho \left(\alpha + \frac{1}{2} \operatorname{sen} 2\alpha \right)} \quad [68]$$

Su máximo valor correspondiente al eje de simetría OY es

$$N_r = -\frac{F}{\rho \left(\alpha + \frac{1}{2} \operatorname{sen} 2\alpha \right)}$$

El menor valor de N_r tiene lugar en los bordes del sector; para obtenerlo bastará hacer $\theta = \frac{\pi}{2} \pm \alpha$ ó $\operatorname{sen} \theta = \cos \alpha$, con lo que resulta

$$N_r = -\frac{F \cos \alpha}{\rho \left(\alpha + \frac{1}{2} \operatorname{sen} 2\alpha \right)}$$

En la figura 25 están representadas de puntos las líneas isocromáticas.

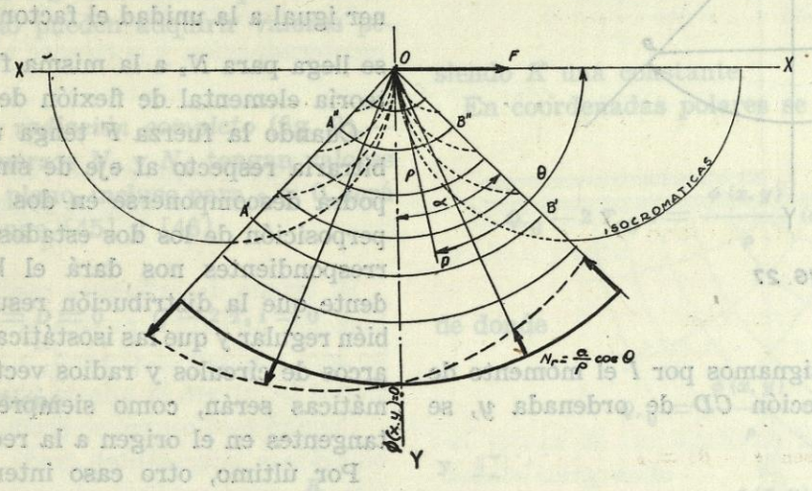
Otro caso interesante (fig. 26) corresponde al valor $\beta = \frac{\pi}{2}$, o sea cuando la línea caracte-

rística coincide con el eje de simetría del sector. Las fórmulas [67] darán inmediatamente

$$F_y = 0 \qquad F = F_x = -a\left(\alpha - \frac{1}{2}\,\text{sen}\,2\,\alpha\right)$$

de donde

$$a = -\frac{F}{\alpha - \frac{1}{2}\,\text{sen}\,2\,\alpha} \quad \text{y} \quad N_r = \frac{a}{\rho}\cos\theta$$



$\phi\,(x\,y) = 0$

FIG. 26

o bien

$$N_r = -\frac{F\cos\theta}{\rho\left(\alpha - \frac{1}{2}\,\text{sen}\,2\,\alpha\right)} \qquad [69]$$

Para $\theta = \frac{\pi}{2}$, este valor se anula; para valores de θ menores, N_r tiene el mismo signo que F; para $\theta > \frac{\pi}{2}$, N_r tiene signo contrario.

La línea $\phi\,(x, y) = 0$ coincide, como se ha dicho, con el eje de simetría OY, y consiguientemente, las isocromáticas son circunferencias tangentes a esta línea, y cuyos centros están situados sobre el eje XX.

En coordenadas rectangulares se tendría [37]

$$Q = 2\,T_3\,i = \frac{\phi\,(x, y)}{\rho^2}\,e^{-2\theta i} = Q_{r\theta}\,e^{-2\theta i}$$

en virtud de [44], y como en este caso, por ser $N_\theta = 0$, $S_1 = Q_{r\theta} = N_r$, tendremos

$$Q = S_1\cos 2\,\theta \qquad 2\,T_3 = S_1\,\text{sen}\,2\,\theta$$

de donde

$$N_1 = \frac{1}{2}\,(S_1 + Q) = S_1\cos^2\theta$$

$$N_2 = \frac{1}{2}\,(S_1 - Q) = S_1\,\text{sen}^2\,\theta$$

y

$$T_3 = S_1\,\text{sen}\,\theta\cos\theta$$

fórmulas que nos dan las componentes cartesianas de los esfuerzos; reemplazando el valor de $S_1 = N_r$, se obtiene

$$N_1 = \frac{a\cos^3\theta}{\rho} \quad ,, \quad N_2 = \frac{a\,\text{sen}^2\,\theta\cos\theta}{\rho} \quad ,,$$

$$T_3 = \frac{a\,\text{sen}\,\theta\cos^3\theta}{\rho}$$

o bien

$$N_1 = \frac{ax^3 \operatorname{sen}^4 \theta}{y^4} \;,\; N_2 = \frac{ax \operatorname{sen}^4 \theta}{y^2} \;,\; T_3 = \frac{ax^2 \operatorname{sen}^4 \theta}{y^3} \qquad [70]$$

Supongamos (fig. 27) que el ángulo COD represente la sección recta de un prisma de altu-

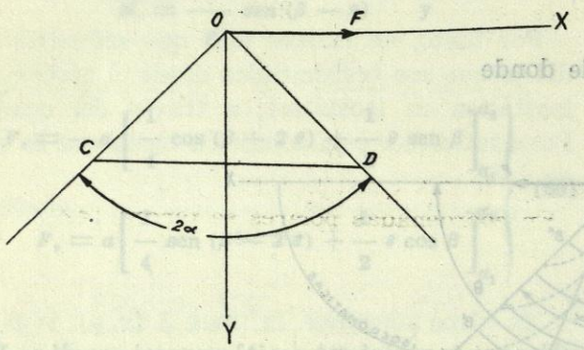


FIG. 27

ra unidad; si designamos por I el momento de inercia de la sección CD de ordenada y, se tendrá

$$I = \frac{\overline{CD}^3}{12} = \frac{2}{3} y^3 \operatorname{tg}^3 \alpha$$

Los valores de N_2 y T_3 podrán escribirse como sigue:

$$\left.\begin{aligned} N_2 &= \frac{2}{3} a \operatorname{tg}^3 \alpha \operatorname{sen}^4 \theta \frac{xy}{I} \\ T_3 &= \frac{2}{3} a \operatorname{tg}^3 \alpha \operatorname{sen}^4 \theta \frac{x^2}{I} \end{aligned}\right\} \qquad [71]$$

Para pequeños valores de α se podrá admitir

$$\alpha - \frac{1}{2} \operatorname{sen} 2\alpha = \frac{2}{3} \alpha^3$$

despreciando en el desarrollo en serie de sen 2 α las potencias de orden superior al tercero, y el valor de α será

$$a = -\frac{3F}{2\alpha^3}$$

que reemplazado en [71] da

$$\left.\begin{aligned} N_2 &= -F \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\alpha}\right)^3 \operatorname{sen}^4 \theta \frac{xy}{I} \\ T_3 &= -F \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\alpha}\right)^3 \operatorname{sen}^4 \theta \frac{x^2}{I} \end{aligned}\right\} \qquad [72]$$

Cuando por la pequeñez de α se pueda suponer igual a la unidad el factor $\left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\alpha}\right)^3 \operatorname{sen}^4 \theta$, se llega para N_2 a la misma fórmula que da la teoría elemental de flexión de prismas.

Cuando la fuerza F tenga una dirección arbitraria respecto al eje de simetría del sector, podrá descomponerse en dos F_x y F_y y la superposición de los dos estados de esfuerzos correspondientes nos dará el buscado. Es evidente que la distribución resultante será también regular y que las isostáticas seguirán siendo arcos de círculos y radios vectores. Las isocromáticas serán, como siempre, circunferencias tangentes en el origen a la recta $\phi(x, y) = 0$.

Por último, otro caso interesante es el correspondiente a $\alpha = \frac{\pi}{2}$, en cuyo caso el sec-

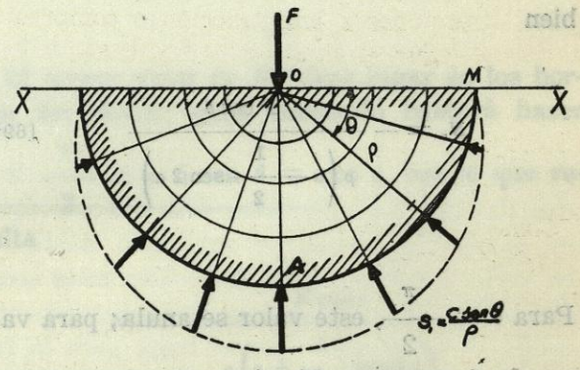


FIG. 28

tor se convierte en un semiplano, y el punto O (figura 28) es un semicentro de radiación. Si la fuerza F es normal al borde, será de aplicación la fórmula [67], que nos da

$$N_r = -\frac{2\,F \operatorname{sen}\theta}{\pi\,\rho} \qquad [73]$$

La isocromática que pasa por el punto A será la circunferencia de diámetro OA.

Después de lo expuesto anteriormente no merece este caso una especial discusión, puesto que son de aplicación las consideraciones hechas en el estudio del estado elástico de un sector de amplitud $2\,\alpha$; pero sirve especialmente para poner de manifiesto que la acción local de las fuerzas aisladas aplicadas en el contorno de una pieza es crear semicentros de radiación, en cuyas proximidades los esfuerzos a que el material está sometido pueden adquirir valores peligrosos.

d) *Centro de radiación completo* (fig. 2).— Para que los esfuerzos N_r y N_θ tengan valores finitos en todo el plano, incluso para $\rho = 0$, será preciso que se tenga [45] y [46]

$$A = B = C = D = 0 \qquad Q - 2\,T_s\,i = 0$$

con lo que se obtiene

$$Q = 0 \qquad T_s = 0 \qquad \text{y} \qquad N_r = N_\theta = \frac{K}{2}$$

que muestra que el material está sometido en todas direcciones a una tracción o compresión uniforme según el signo de la constante K.

12.—Centro focal

Como ya hemos visto, este punto singular corresponde al caso de ser $n = -1$. El eje polar se podrá siempre elegir de suerte que a sea una constante real, y susceptible, por tanto, de ser incluída en la función $\phi\,(x, y)$. El estado de esfuerzos vendrá definido por la fórmula

$$Q - 2\,T_s\,i = \frac{\phi\,(x, y)}{z} \qquad [74]$$

Las isostáticas hemos visto que están formadas por dos familias de parábolas cuyo foco común está en el punto singular. Estas parábolas tienen un eje común, que es el eje del centro focal, con el que debe coincidir el eje polar para que a sea una cantidad real, como hemos supuesto.

La fórmula [28] da

$$-F(z) = Az + (B + Ci)\,lz + \text{const.}$$

La parte real de esta función nos proporcionará para S_1 el valor [28']

$$S_1 = -Ax - Bl\rho + C\,\theta + K \qquad [75]$$

siendo K una constante.

En coordenadas polares se tendrá [42]

$$Q_{r\theta} - 2\,T_{r\theta}\,i = \frac{\phi\,(x, y)}{\rho}\,(\cos\theta + i \operatorname{sen}\theta)$$

de donde

$$Q_{r\theta} = \frac{\phi\,(x, y)}{\rho}\cos\theta$$

y [76]

$$2\,T_{r\theta} = -\frac{\phi\,(x, y)}{\rho}\operatorname{sen}\theta$$

Las líneas isocromáticas tendrán por ecuación

$$\frac{\phi\,(x, y)}{\rho} = \text{const.}$$

Un caso interesante que consideraremos a continuación, como ejemplo, es aquel en que se suponga que el medio se extiende indefinidamente en uno de los semiplanos limitados por el eje del centro focal, y que los esfuerzos son finitos incluso en el infinito (fig. 29). Esto exige que se tenga [75] y [76]

$$A = 0 \qquad B = 0 \qquad \text{y} \qquad D = 0$$

con lo que resulta

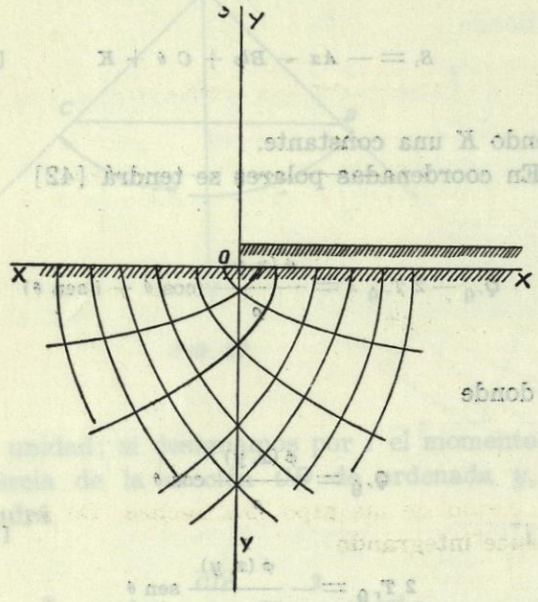
$$\phi(x, y) = Cy$$

$$S_1 = C\theta + K \qquad Q_{r\theta} = \frac{Cy}{\rho} \cos\theta$$

$$2\,T_{r\theta} = -\frac{Cy}{\rho} \operatorname{sen}\theta$$

En el borde del semiplano ($y = 0$) será

$$Q_{r\theta} = 0 \qquad T_{r\theta} = 0$$



SEMICENTRO FOCAL

FIG. 29

y $S_1 = K$ en la semirrecta $\theta = 0$, y $S_1 = \pi C + K$ en la $\theta = \pi$. Si $K = 0$, la semirrecta $\theta = 0$ estará descargada, y en la $\theta = \pi$ existirá una carga uniforme

$$p = \frac{\pi C}{2}$$

En un punto cualquiera se tendrá

$$S_1 = -\frac{2p}{\pi}\theta \qquad Q_{r\theta} = -\frac{p}{\pi} \operatorname{sen} 2\theta$$

$$T_{r\theta} = \frac{2p}{\pi} \operatorname{sen}^2\theta \qquad [77]$$

de donde

$$N_r = -\frac{p}{\pi}(\theta + \operatorname{sen}\theta\cos\theta)$$

y [78]

$$N_\theta = -\frac{p}{\pi}(\theta - \operatorname{sen}\theta\cos\theta)$$

Por tanto, los esfuerzos son iguales a lo largo de un radio vector cualquiera, y dependen únicamente del azimut del punto, pero no de su distancia al centro focal.

El centro focal es es este caso un punto de indeterminación y pertenece al tercer género.

13.—Superposición de puntos singulares regulares

El estado de esfuerzos resultante de la combinación de varios puntos singulares regulares no será regular en general, a no ser que la función $\phi(x, y)$ sea la misma para todos ellos.

Cuando esto ocurre se producen algunas combinaciones interesantes desde el punto de vista técnico, cuyo análisis presenta el mismo carácter sencillo que los estados regulares componentes y que pueden servir de base para el estudio de otros casos más complejos.

Consideremos en primer término el estado de esfuerzos originado por la combinación de dos centros focales de igual intensidad. Si elegimos el sistema coordenado de suerte que el eje XX pase por los citados centros y que el origen esté en el punto medio del segmento que los une, y designamos por $\pm c$ sus abscisas, la función reguladora $\Omega(z)$, cuyos polos simples serán $+c$ y $-c$, tendrá por expresión

$$\Omega(z) = \frac{1}{z - c} - \frac{1}{z + c} = \frac{2c}{z^2 - c^2} \qquad [79]$$

Con las notaciones de la figura 30 se tendrá

$$z + c = r_2 e^{\gamma_2 i} \qquad z - c = r_1 e^{\gamma_1 i}$$

y consiguientemente

$$z^2 - c^2 = r_1 \, r_2 \, e^{(\gamma_1 + \gamma_2) i} \qquad [80]$$

Por otra parte, en el triángulo $F_1 \; P \; F_2$ se tiene

$$2 \, cy = r_1 \, r_2 \, \text{sen} \, (\gamma_1 - \gamma_2) \qquad [81]$$

Si los esfuerzos han de permanecer finitos incluso en el infinito, la función $\phi \, (x, y)$ se redu-

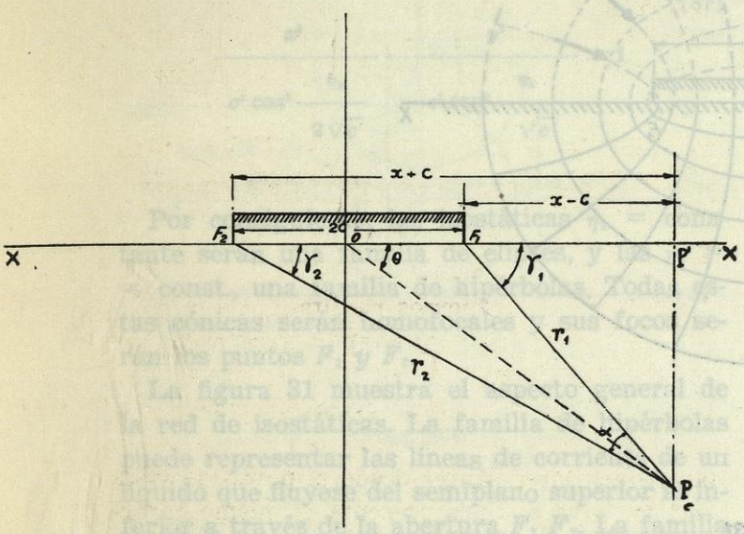


FIG. 30

cirá, por consideraciones análogas a las expuestas al tratar del semicentro focal, a la expresión

$$\phi \, (x, y) = Cy$$

anulándose los coeficientes A, B y D.

La distribución de los esfuerzos vendrá regida por la fórmula

$$Q - 2 \, T_3 \, i = \frac{2 \, Ccy}{z^2 - c^2}$$

o bien

$$Q - 2 \, T_3 \, i = \frac{2 \, Ccy}{r_1 \, r_2} \, e^{-(\gamma_1 + \gamma_2) i} \qquad [82]$$

o

$$Q - 2 \, T_3 \, i = C \, \text{sen} \, (\gamma_1 - \gamma_2) \, e^{-(\gamma_1 + \gamma_2) i} \qquad [82']$$

de donde

$$Q = C \, \text{sen} \, (\gamma_1 - \gamma_2) \, \cos \, (\gamma_1 + \gamma_2)$$

$$2 \, T_3 = C \, \text{sen} \, (\gamma_1 - \gamma_2) \, \text{sen} \, (\gamma_1 + \gamma_2)$$

que pueden también escribirse como sigue:

$$\left. \begin{aligned} Q &= \frac{C}{2} \, (\text{sen} \, 2 \, \gamma_2 - \text{sen} \, 2 \, \gamma_1) \\ -2 \, T_3 &= \frac{C}{2} \, (\cos \, 2 \, \gamma_2 - \cos \, 2 \, \gamma_1) \end{aligned} \right\} \qquad [83]$$

La función $F'(z)$ vendrá dada por la fórmula [21], y será

$$F'(z) = -iC \, \Omega \, (z)$$

en virtud de las hipótesis hechas. De aquí se deduce integrando

$$F(z) = iCl \, \frac{z + c}{z - c} = iCl \left[\frac{r_2}{r_1} \, e^{(\gamma_2 - \gamma_1) i} \right]$$

que será

$$S_1 = C \, (\gamma_2 - \gamma_1) \qquad [84]$$

Separemos uno de los semiplanos limitados por el eje XX y tratemos de encontrar los valores de las cargas que habrá que introducir en el borde de separación para restablecer el equilibrio elástico.

Se tendrá a lo largo de todo el eje XX

$$Q = 0$$

y por tanto,

$$N_1 = N_2$$

Por otra parte, la diferencia $\gamma_1 - \gamma_2 = F_1 \hat{P} F_2$ será nula en todos los puntos del eje exteriores al segmento $F_1 F_2$, e igual a π en los interiores; por tanto, este estado de esfuerzos se produci-

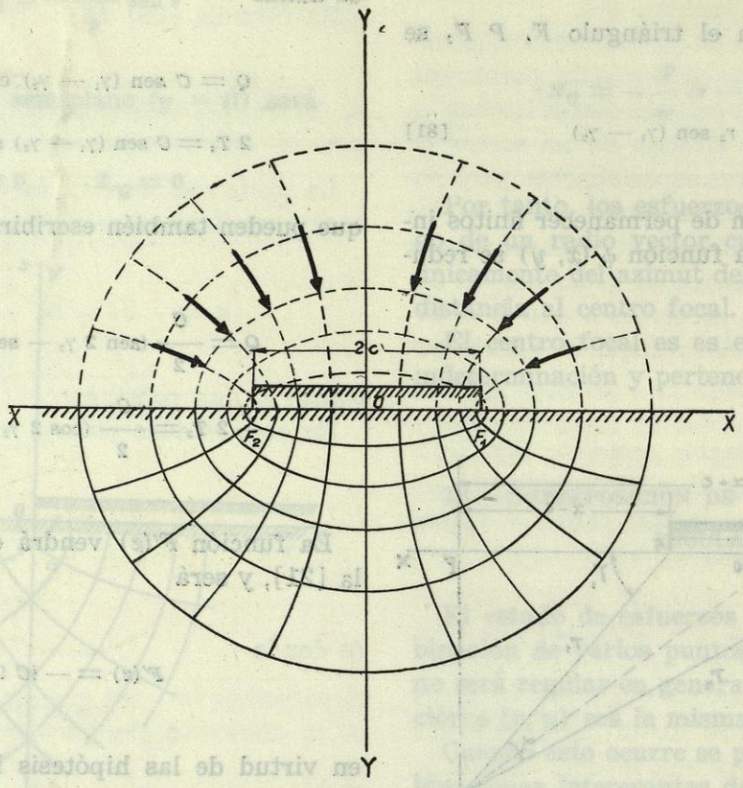


FIG. 31

rá siempre que carguemos un segmento $F_1 F_2$ con una carga uniformemente repartida de valor unitario

$$p = \frac{1}{2} \pi C$$

La carga total F valdrá

$$F = 2\,pc = \pi\, cC$$

valor que reemplazado en [82] da

$$Q - 2\,T_3\, i = -\frac{2\,Fy}{\pi\, r_1\, r_2}\, e^{-(\gamma_1+\gamma_2)i} \qquad [85]$$

y en [84]

$$S_1 = -\frac{F}{\pi}\,\frac{\gamma_1 - \gamma_2}{c} \qquad [85']$$

Los esfuerzos en un punto cualquiera vendrán determinados por las fórmulas [83] y [84].

Para hallar la ecuación de las isostáticas empezaremos por formar la función

$$\chi(z) = \int \sqrt{\Omega(z)}\, dz = 2\sqrt{c} \int \frac{dz}{\sqrt{z^2 - c^2}}$$

Efectuando la integración se obtiene

$$\chi(z) = 2\sqrt{c}\, \cosh^{-1} \frac{z}{c} \qquad [86]$$

o bien, recordando que

$$\chi(z) = \eta_1 + i\,\eta_2 \quad ,, \quad z = c \cosh \frac{\chi(z)}{2\sqrt{c}} =$$

$$= c\left[\cosh \frac{\eta_1}{2\sqrt{c}} \cos \frac{\eta_2}{2\sqrt{c}} + i \operatorname{senh} \frac{\eta_1}{2\sqrt{c}} \operatorname{sen} \frac{\eta_2}{2\sqrt{c}}\right]$$

de donde

$$x = c \cosh \frac{\eta_1}{2\sqrt{c}} \cos \frac{\eta_2}{2\sqrt{c}}$$

$$y = c \operatorname{senh} \frac{\eta_1}{2\sqrt{c}} \operatorname{sen} \frac{\eta_2}{2\sqrt{c}}$$

De aquí se deduce

$$\frac{x^2}{c^2 \cosh^2 \frac{\eta_1}{2\sqrt{c}}} + \frac{y^2}{c^2 \operatorname{senh}^2 \frac{\eta_1}{2\sqrt{c}}} = 1$$

$$\frac{x^2}{c^2 \cos^2 \frac{\eta_2}{2\sqrt{c}}} - \frac{y^2}{c^2 \operatorname{sen}^2 \frac{\eta_2}{\sqrt{c}}} = 1 \qquad [87]$$

Por consiguiente, las isostáticas η_1 = constante serán una familia de elipses, y las η_2 = = const., una familia de hipérbolas. Todas estas cónicas serán homofocales y sus focos serán los puntos F_1 y F_2.

La figura 31 muestra el aspecto general de la red de isostáticas. La familia de hipérbolas puede representar las líneas de corriente de un líquido que fluyese del semiplano superior al inferior a través de la abertura $F_1 F_2$. La familia de elipses representaría en este movimiento a las líneas equipotenciales.

El esfuerzo tangencial máximo valdrá

$$Q_0 = C \operatorname{sen} (\gamma_1 - \gamma_2)$$

y consiguientemente, las líneas isocromáticas tendrán por ecuación

$$\alpha = \gamma_1 - \gamma_2 = \text{const.}$$

y serán, por tanto, circunferencias cuyos centros estarán situados sobre el eje YY y que pasarán por los centros F_1 y F_2 (fig. 32).

El mayor valor de Q_0 corresponderá al caso de ser α = 90°, y la isocromática correspondiente será la semicircunferencia de diámetro $F_1 F_2$. Esta línea ha sido dibujada de trazo grueso en la figura.

El radio R_1, correspondiente a la isocromática desde la cual se ve el segmento $F_1 F_2$ bajo el ángulo α, valdrá

$$R_1 = O_1 F_1 = \frac{c}{\operatorname{sen} \alpha}$$

y el esfuerzo tangencial máximo en ella Q_0,

$$Q_0 = \frac{Cc}{R_1}$$

Para obtener la dirección de los esfuerzos principales en un punto cualquiera P bastará

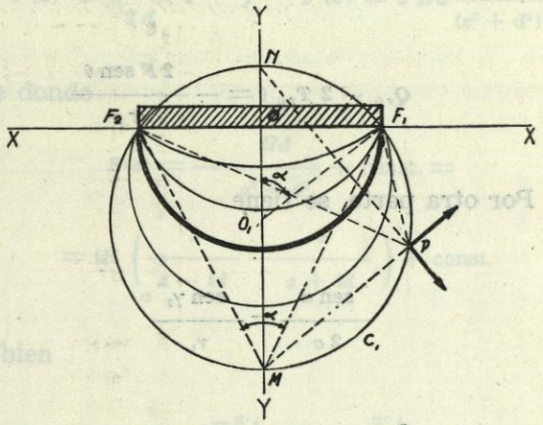


FIG. 32

trazar la isocromática (C_1) que pasa por él y unirlo con los extremos del diámetro MN.

Para demostrarlo bastará probar que la dirección PN, por ejemplo, es normal a la elipse isostática que pasa por P y cuyos focos son F_1 y F_2; o bien, en virtud de una conocida propiedad de la elipse, que PN es la bisectriz del ángulo $F_1 \hat{P} F_2$. Ahora bien, esto es evidente, puesto que, como se ve claramente en la figura, los ángulos $F_1 \hat{P} N$ y $N \hat{P} F_2$ tienen la misma medida.

El estado de esfuerzos que acabamos de analizar es el que se produce cuando una carga total F actúa sobre el borde de un semiplano, repartiéndose uniformemente sobre una longitud 2 c. Si esta longitud disminuye la densidad de carga $\frac{F}{2c}$, aumentará y en el límite cuan-

do sea $c = 0$, deberemos volver a encontrar el semicentro de radiación representado en la figura 28.

Y así ocurre, en efecto, pues en el límite $c = 0$ se tiene (fig. 30)

$$r_1 = r_2 = \rho \qquad \gamma_1 = \gamma_2 = \theta \qquad y = \rho \operatorname{sen} \theta$$

y la fórmula [85] da

$$Q - 2\,T_3\,i = -\frac{2\,F \operatorname{sen} \theta}{\pi\,\rho}\,e^{-2\theta i}$$

y consiguientemente

$$Q_{r\theta} - 2\,T_{r\theta}\,i = -\frac{2\,F \operatorname{sen} \theta}{\pi\,\rho} \qquad [88]$$

Por otra parte, se tiene

$$\frac{\operatorname{sen} \alpha}{2\,c} = \frac{\operatorname{sen} \gamma_2}{r_1}$$

y para $c = 0$,

$$\left(\frac{\operatorname{sen} \alpha}{2\,c}\right)_{c=0} = \frac{\operatorname{sen} \theta}{\rho}$$

ó

$$\left(\frac{\gamma_1 - \gamma_2}{c}\right)_{c=0} = \frac{2 \operatorname{sen} \theta}{\rho}$$

Reemplazando este valor en [85′] tendremos

$$S_1 = -\frac{2\,F \operatorname{sen} \theta}{\pi\,\rho} \qquad [89]$$

Esta fórmula y la [88] dan inmediatamente

$$T_{r\theta} = 0 \qquad Q_{r\theta} = S_1 = -\frac{2\,F \operatorname{sen} \theta}{\pi\,\rho}$$

de donde

$$N_\theta = 0 \quad \text{y} \quad N_r = -\frac{2\,F \operatorname{sen} \theta}{\rho}$$

que es la misma fórmula [73] encontrada al tratar del semicentro de radiación.

En segundo lugar vamos a estudiar la combinación formada por dos centros de radiación de igual intensidad, cuya línea característica

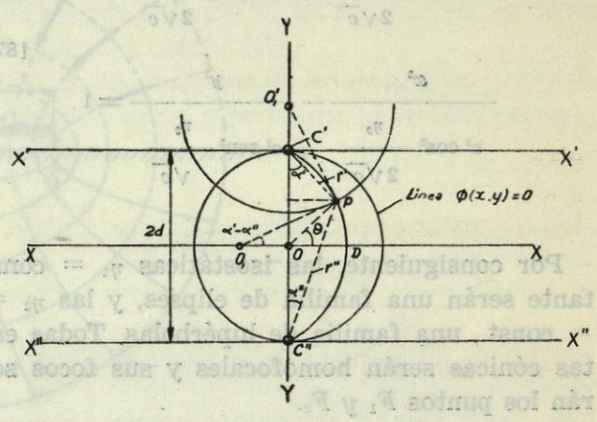


FIG. 33

$\varphi(x, y) = 0$, sea para cada uno de ellos una recta perpendicular a la que une ambos centros (figura 33).

Se tendrá, por tanto, para el contro C',

$$Q' - 2\,T'_3\,i = \frac{Hy'}{z'^2} = \frac{H\,(y - d)}{(z - id)^2}$$

siendo H una constante y escogiendo los ejes coordenados que se indican en la figura; y para el centro C'',

$$Q'' - 2\,T''_3\,i = -\frac{Hy''}{z''^2} = -\frac{H\,(y + d)}{(z + id)^2}$$

El estado resultante será, pues,

$$Q - 2\,T_3\,i = H\left(\frac{y - d}{(z - id)^2} - \frac{z + d}{(z + id)^2}\right) \qquad [90]$$

Efectuando operaciones se obtiene

$$Q - 2\,T_3\,i = -\,2\,Hd\,\frac{x^2 + y^2 - d^2}{(z^2 + d^2)^2} \qquad [91]$$

Esta transformación muestra que el estado resultante es también regular y que en él la línea característica $\phi\,(x,\,y) = 0$ es una circunferencia que tiene por diámetro el segmento $C'\,C''$ que une los dos centros.

Haciendo por comodidad

$$\Omega\,(z) = -\,\frac{4\,d^2}{(z^2 + d^2)^2} \qquad [92]$$

será

$$\phi\,(x,\,y) = \frac{H}{2\,d}\,(x^2 + y^2 - d^2) \qquad [92']$$

Para encontrar las ecuaciones de las isostáticas formaremos la función

$$\chi\,(z) = \int \sqrt{\Omega}\,(z)\,dz = \int \frac{2\,id}{z^2 + d^2}\,dz$$

o sea

$$\chi\,(z) = \int \left(\frac{1}{z - id} - \frac{1}{z + id} \right) dz = l\,\frac{z - id}{z + id} \qquad [93]$$

Ahora bien; con las notaciones indicadas en la figura se tiene

$$z - id = -\,ir'e^{\alpha' i} \qquad z + id = ir''e^{-\alpha'' i} \qquad [94]$$

y por tanto,

$$\chi\,(z) = l\,\frac{r'}{r''} + i\,(\alpha' + \alpha'')$$

Las líneas isostáticas tendrán, pues, por ecuaciones

$$\frac{r'}{r''} = \text{const.} \qquad \text{y} \qquad \alpha' + \alpha'' = \text{const.}$$

y serán, por tanto, dos familias de circunferencias ortogonales. Los centros de la primera familia estarán sobre el eje YY; las líneas de la segunda pasarán por los polos C' y C'' y tendrán sus centros sobre el eje XX.

La semejanza hidrodinámica es evidente; las isostáticas pueden ser consideradas como las líneas equipotenciales y de corriente del movimiento originado por un manantial y un sumidero cilíndricos de la misma potencia, o bien del movimiento conjugado debido a dos torbellinos puntuales de igual intensidad y sentidos opuestos.

Las fórmulas [14] y [21] nos darán

$$\alpha\,(z) = \frac{H}{2\,d}\,z \qquad \text{y} \qquad F'(z) = 2\,Hd\,\frac{z}{(z^2 + d^2)^2}$$

de donde

$$F(z) = -\,\frac{Hd}{z^2 + d^2} + \text{const.} =$$

$$= iH \left(\frac{1}{z - id} - \frac{1}{z + id} \right) + \text{const.}$$

o bien

$$F(z) = -\,H \left(\frac{e^{-\alpha' i}}{r'} + \frac{e^{\alpha'' i}}{r''} \right) + \text{const.}$$

La parte real de esta función vale

$$S_1 = -\,H \left(\frac{\cos\alpha'}{r'} + \frac{\cos\alpha''}{r''} \right) + K \qquad [95]$$

que representa en cada punto la suma de los esfuerzos principales.

La fórmula [90] puede transformarse teniendo en cuenta [94] y que

$$y - d = -\,r'\cos\alpha' \qquad y + d = r''\cos\alpha''$$

Así se obtiene

$$Q - 2\,T_3\,i = H \left(\frac{\cos\alpha'}{r'}\,e^{-2\alpha' i} + \frac{\cos\alpha''}{r''}\,e^{2\alpha'' i} \right) \qquad [96]$$

de donde

$$\left.\begin{aligned} Q &= H\left(\frac{\cos\alpha'\cos 2\alpha'}{r'} + \frac{\cos\alpha''\cos 2\alpha''}{r''}\right) \\ 2\,T_3 &= H\left(\frac{\cos\alpha'\,\mathrm{sen}\,2\alpha'}{r'} - \frac{\cos\alpha''\,\mathrm{sen}\,2\alpha''}{r''}\right) \end{aligned}\right\} \quad [97]$$

Las fórmulas [95] y [97] nos determinan en cualquier punto los valores de las componentes de los esfuerzos

$$N_1 = H\left(\frac{\cos^3\alpha'}{r'} + \frac{\cos^3\alpha''}{r''}\right) + \frac{1}{2}K$$

$$N_2 = H\left(\frac{\cos\alpha'\,\mathrm{sen}^2\alpha'}{r'} + \frac{\cos\alpha''\,\mathrm{sen}^2\alpha''}{r''}\right) + \frac{1}{2}K$$

Tratemos ahora de determinar los esfuerzos principales en un punto cualquiera. La circunferencia $C'PC''$ (fig. 34) será una de las isostáticas, y los esfuerzos principales serán los relativos a dos elementos orientados según la tangente y el radio, respectivamente. Designémosles por N_θ y N_r y observemos que no existen componentes tangenciales ($T_{r\theta} = 0$), y que además,

$$\varphi = \widehat{PO_1X} = \alpha' - \alpha''$$

puesto que

$$\text{arco } PD = \text{arco } C'D - \text{arco } C'P = (\alpha' + \alpha'') - 2\,\alpha''$$

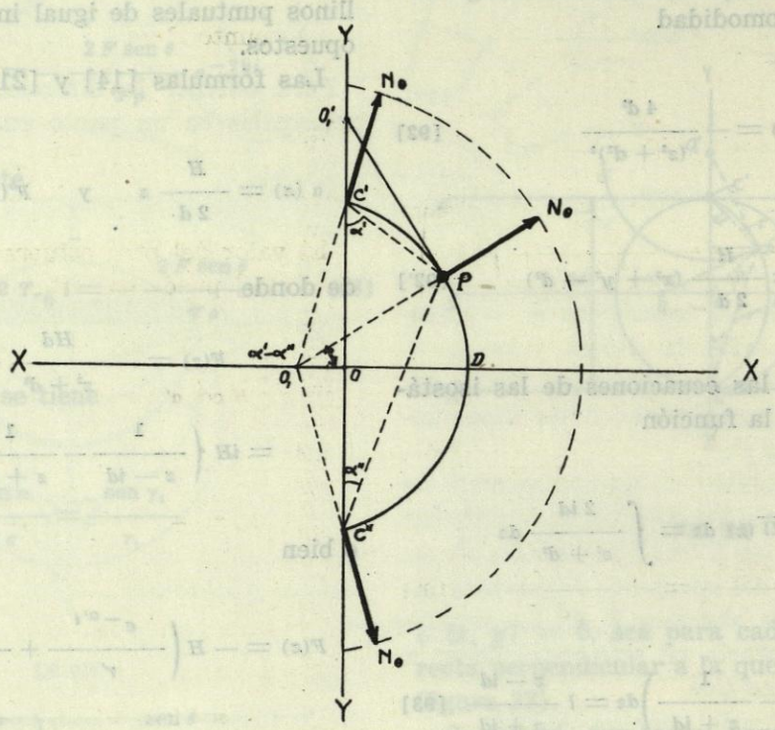


FIG. 34

Se tendrá

$$Q - 2\,T_3\,i = Q_0\,e^{-\varphi i} = Q_0\,e^{-2(\alpha'-\alpha'')i}$$

de donde

$$Q_0 = (Q - T_3\,i)\,e^{2(\alpha'-\alpha'')i} \quad [98]$$

y teniendo en cuenta [96]

$$Q_0 = N_\theta - N_r = H\left(\frac{\cos\alpha'}{r'}\,e^{-2\alpha''i} + \frac{\cos\alpha''}{r''}\,e^{2\alpha'i}\right)$$

La parte imaginaria de esta expresión es nula, como debía de suceder, y es fácil de comprobar directamente; se tiene, pues,

$$Q_0 = N_\theta - N_r = H\left(\frac{\cos\alpha'\cos 2\alpha''}{r'} + \frac{\cos\alpha''\cos 2\alpha'}{r''}\right) \qquad [99]$$

Esta fórmula, combinada con la [95], nos da los valores de los esfuerzos principales

$$\left.\begin{aligned} N_\theta &= -H\left(\frac{\cos\alpha'\,\mathrm{sen}^2\alpha''}{r'} + \frac{\cos\alpha''\,\mathrm{sen}^2\alpha'}{r''}\right) + \frac{1}{2}K \\ N_r &= -H\left(\frac{\cos\alpha'\cos^2\alpha''}{r'} + \frac{\cos\alpha''\cos^2\alpha'}{r''}\right) + \frac{1}{2}K \end{aligned}\right\} [100]$$

Estas fórmulas pueden transformarse, observando que en el triángulo $C'PC''$ se tiene

$$\frac{\mathrm{sen}\,\alpha''}{r'} = \frac{\mathrm{sen}\,\alpha'}{r''} = \frac{\mathrm{sen}\,(\alpha' + \alpha'')}{2d} \qquad [101]$$

valores que reemplazados en N_θ dan

$$N_\theta = -\frac{H}{2d}\,\mathrm{sen}^2(\alpha' + \alpha'') + \frac{1}{2}K \qquad [102]$$

Como $\alpha' + \alpha''$ permanece constante a lo largo de la isostática $C'PC''$, el esfuerzo que el medio transmite a través de ella es constante; esta interesante propiedad es característica del estado que estamos considerando. Si designamos por $R = O_1\,C'$ el radio de aquella isostática, se tendrá

$$d = R\,\mathrm{sen}\,(\alpha_1 + \alpha_2)$$

que permite escribir la fórmula [101] como sigue:

$$2\,N_\theta = -\frac{Hd}{R^2} + K \qquad [103]$$

Bajo esta forma se ve aún más claramente que N_θ permanece constante a lo largo de cada isostática de las que pasen por los centros C' y C'', ya que varía exclusivamente con el radio de éstas.

La segunda familia de isostáticas no presenta particularidad alguna. Las circunferencias que la forman tienen sus centros sobre el eje YY, y sus radios dependen exclusivamente de la relación $\frac{r'}{r''}$. El radio $R' = O'_1\,P$ de la que pasa por el punto P vale

$$\frac{1}{R'_1} = \frac{1}{2d}\left(\frac{r''}{r'} - \frac{r'}{r''}\right) \qquad [104]$$

El valor del otro esfuerzo principal N_r dado por [100] puede transformarse como sigue:

$$N_r = -H\cos\alpha'\cos\alpha''\left(\frac{\cos\alpha'}{r'} + \frac{\cos\alpha''}{r''}\right) + \frac{1}{2}K$$

$$N_r = -2\,Hd\,\frac{\cos\alpha'\cos\alpha''}{r'\,r''} + \frac{1}{2}K$$

Por otra parte, de [101] se deduce

$$\frac{\mathrm{sen}^2(\alpha' + \alpha'')}{4d^2} = \frac{\mathrm{sen}\,\alpha'\,\mathrm{sen}\,\alpha''_1}{r'\,r''}$$

expresión que, combinada con la anterior, conduce finalmente a la siguiente:

$$N_r = -\frac{H}{2d}\,\mathrm{sen}^2(\alpha' + \alpha'')\cot\alpha'\cot\alpha'' + \frac{1}{2}K$$

o

$$N_r = -\frac{Hd}{2R^2}\cot\alpha'\cot\alpha'' + \frac{1}{2}K \qquad [105]$$

En las proximidades de los centros C' ó C'', la influencia del otro es infinitamente pequeña y puede prescindirse de ella, volviéndose a encontrar las mismas fórmulas que las obtenidas para un solo centro de radiación. Así, cuando

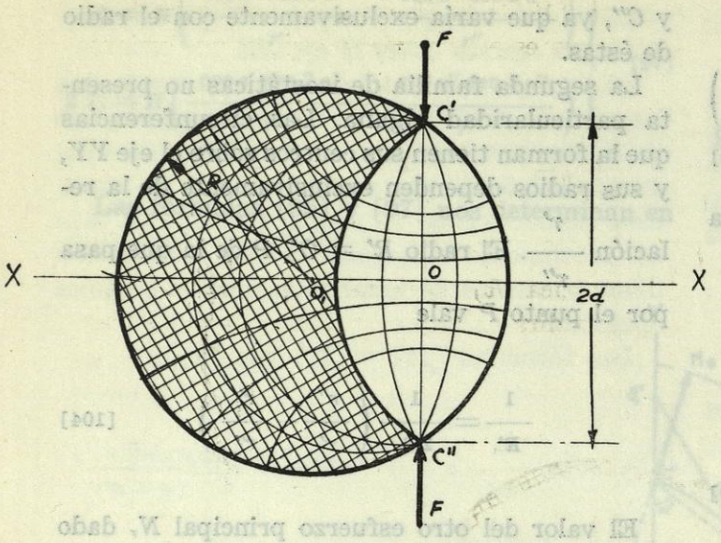


FIG. 35

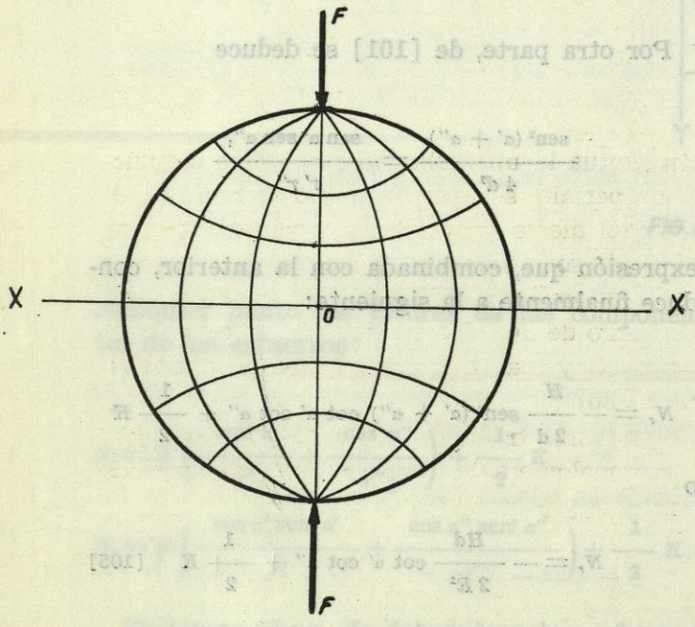


FIG. 36

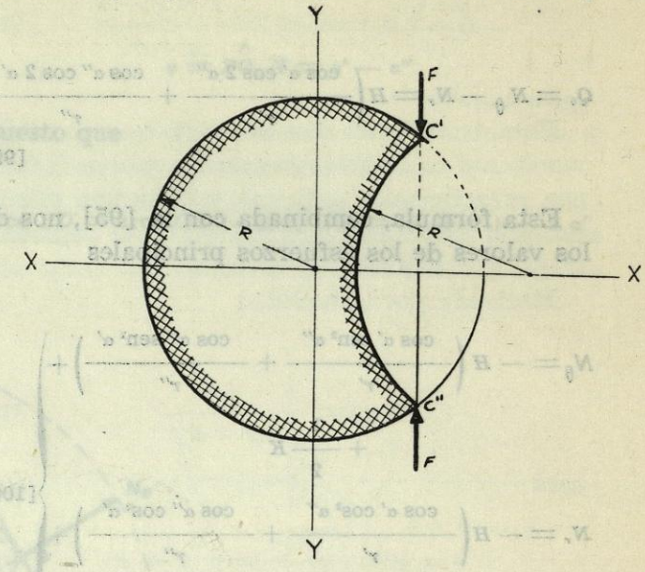


FIG. 37

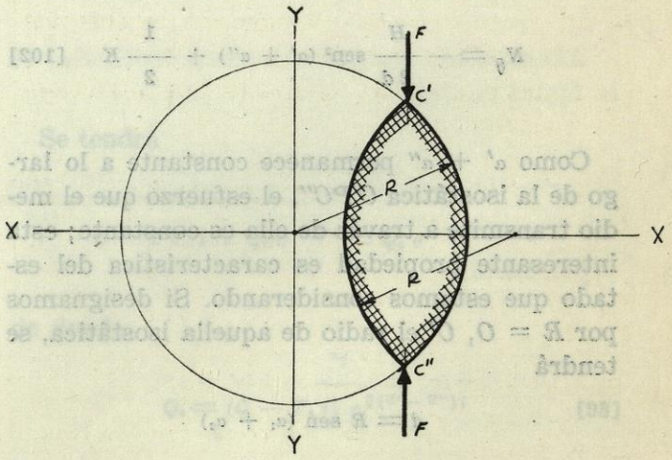


FIG. 38

r' sea suficientemente pequeño se podrá hacer $r'' = 2\,d$, $\alpha'' = 0$, y el argumento α' será el único que varíe. Obtendríamos así

$$N_\theta = -\frac{H}{2\,d}\,\text{sen}^2\,\alpha' + \frac{1}{2}\,K$$

$$N_r = -H\,\frac{\cos\alpha'}{r'} + \frac{1}{2}\,K$$

Prescindiendo de la constante K, de que hablaremos en seguida, y que representa un esfuerzo uniforme en todas direcciones, el valor de la componente N_1 coincide con la obtenida para el centro de radiación simple; pero no ocurre lo mismo con N_θ, a menos que pueda suponerse $d = \infty$.

Por razones análogas a las expuestas al tratar de los centros simples, para provocar el estado de esfuerzos que estudiamos será preciso introducir dos fuerzas F iguales y contrarias aplicadas en los centros C' y C'', según la dirección C' y C''. Esta fuerza vale

$$F = \frac{\pi\,H}{2}$$

de donde se deduce

$$H = \frac{2\,F}{\pi} \qquad [106]$$

Hemos visto que a lo largo de una isostática de radio R que pase por los centros C' y C'', el esfuerzo normal N_θ es constante y dado por la fórmula [103]; si elegimos la constante K de suerte que este esfuerzo se anule

$$N_\theta = 0 \quad , \quad K = \frac{Hd}{R^2} = \frac{2\,Fd}{\pi\,R^2}$$

la isostática (R) no transmitirá esfuerzo alguno y dividirá al medio en dos regiones sin acción mutua la una sobre la otra. Esta circunstancia permite separar el círculo de radio R del resto del medio y abordar el problema técnico del disco sometido a la acción de dos fuerzas iguales y opuestas. Estas pueden estar situadas a lo largo de una cuerda (fig. 35), o, como caso particular y más frecuente, sobre un diámetro (figura 36).

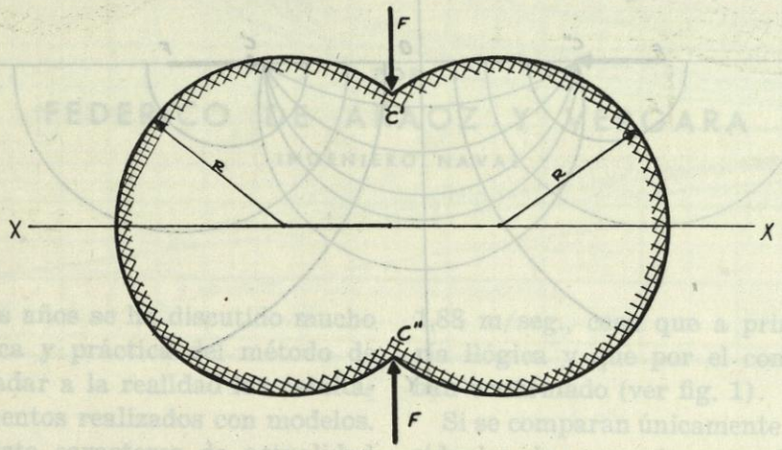


FIG. 39

El esfuerzo transmitido a través de una isostática cualquiera de radio r que pase por los puntos C' y C'' valdrá

$$N_\theta = \frac{Fd}{\pi}\left(\frac{1}{R^2} - \frac{1}{r^2}\right)$$

Este esfuerzo nulo sobre la línea $r = R$ tiene su máximo positivo en el eje $C'\,C''$ ($r = \infty$), donde se produce un esfuerzo de tracción uni-

forme que vale $\frac{Fd}{\pi R^2}$, y que es el que en la práctica origina la rotura de ruedas y rodillos construídos con materiales poco aptos para resistir los esfuerzos de tracción (fundición, piedra, etc.).

La porción de disco comprendida entre las dos isostáticas de radio R ($r \geqslant R$) estará sometida a esfuerzos de tracción; la exterior rayada en la figura 35, a esfuerzos de compresión. Ambas partes, limitadas por una isostático neutra, pueden separarse sin alterar el equilibrio elástico. Las isostáticas serán las mismas que para el disco completo, pero para que las fórmulas que hemos obtenido para los esfuerzos sigan siendo válidas, será preciso reemplazar la fuerza F por la fracción que puede ser absorbida por la parte del disco subsistente.

De este modo pueden tratarse los casos representados en las figuras 37, 38 y 39. La figura 40 corresponde al caso de ser en la figura 37 $R = \infty$.

Cuando la distancia $2\,d$ entre los centros de radiación C' y C'' disminuye, tendiendo a cero, la configuración de la red de isostáticas se confunde en el límite con la correspondiente a un doblete elástico ($n = -4$). Si la fuerza F varía en razón inversa a la distancia d, esto es, si

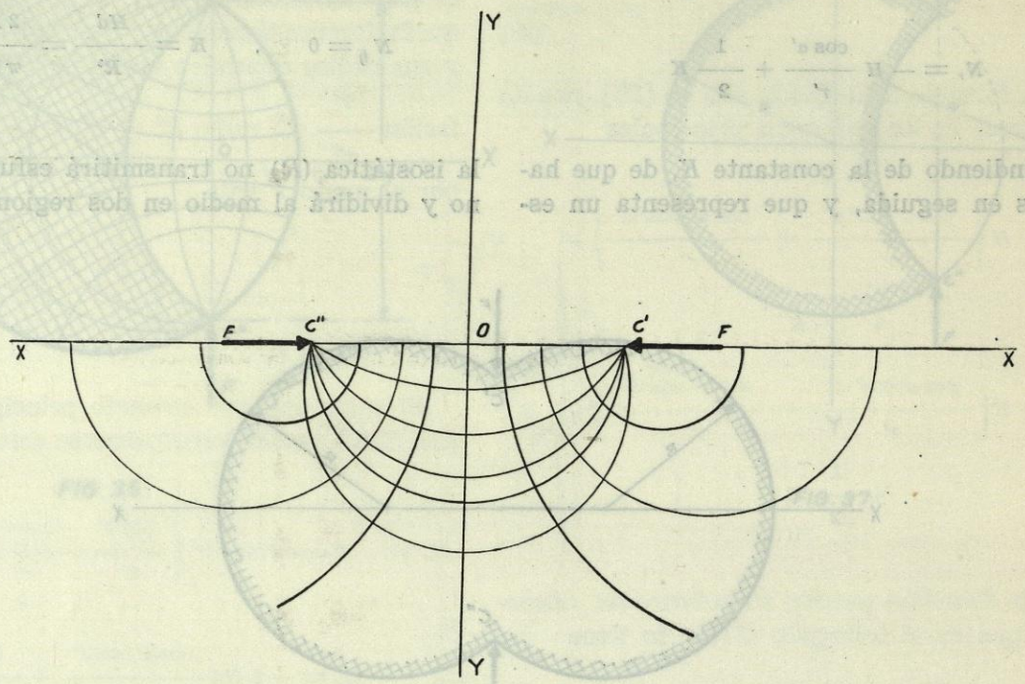


FIG. 40

$F = \frac{C}{d}$, la fórmula [106] nos da

$$H = \frac{2\,C}{d}$$

y la [91],

$$Q - 2\,T_s\,i = -\frac{4\,C}{\pi}\,\frac{x^2 + y^2 - d^2}{(z^2 + d^2)^2}$$

que para $d = 0$ se reduce a un doblete.

En la figura 40, las isostáticas pueden representar las líneas equipotenciales y de corriente correspondientes a un manantial y sumidero de potencias iguales situados en los puntos C' y C''.

UNA SINGULAR CONFIRMACIÓN DEL MÉTODO DE FROUDE

De la Memoria leída en el X Congreso de Ingenieros Navales y Mecánicos del Canal Nacional de Roma, 28, 29 y 30 de abril de 1943, por el Dr. Ingeniero Emilio Castagneto

POR

FEDERICO DE ARAOZ Y VERGARA

INGENIERO NAVAL

En estos últimos años se ha discutido mucho la exactitud teórica y práctica del método de Froude para trasladar a la realidad los resultados de los experimentos realizados con modelos. Por lo tanto, reviste caracteres de actualidad una confirmación singular, obtenida recientemente en el Canal de Roma con dos modelos semejantes, correspondientes a la carena de un motovelero, en escala 1 : 1,2, uno respecto al otro.

La comparación de los resultados de los ensayos de remolque se muestra en las figs. 1 y 2. En la primera están trazadas las curvas de las resistencias totales medidas, juntamente con las de las resistencias al rozamiento calculadas y las de las resistencias residuas, deducidas por diferencia; en la figura 2, aparece solamente la curva de resistencia total de modelo más grande (406 A), con los resultados obtenidos con el propio modelo, y los conseguidos con el más pequeño (406) referidos a las dimensiones del primero según el método de Froude. La coincidencia es perfecta, y la originalidad de la confirmación consiste, en este caso, en que los resultados de los ensayos con el modelo 406, aplicando el método de Froude, permitan prever para el modelo 406 A, de desplazamiento casi doble, una resistencia total a igualdad de velocidades, inferior a la del 406, desde los 1,7 a los 1,88 m/seg., cosa que a primera vista parecería ilógica y que por el contrario los ensayos han confirmado (ver fig. 1).

Si se comparan únicamente las resistencias residuales, la aparente anomalía resulta todavía más acentuada, aunque se explica fácilmente mediante una simple consideración geométrica. Al variar la escala, se transporta la curva de resistencias: las abscisas (velocidades), varían según $\sqrt{\alpha}$ (α, relación de semejanza), y las ordenadas (resistencias), en relación α^3; y para valores adecuados de α, puede suceder que una zona de acentuada baja resistencia de la curva transformada, vaya a corresponder a una zona de resistencia específica elevada de la curva original. Por consiguiente, no se desprende naturalmente, que para un modelo todavía mayor que el 406 A, y especialmente para el buque, se produzca el mismo fenómeno; al contrario, para el buque no se producirá ciertamente. De los poquísimos casos de modelos semejantes en escala distinta experimentados en el Canal de Roma, el de la carena C. 406, es el único en el que el fenómeno se ha acentuado de tal manera que ha producido la superposición de las resistencias totales; otros ejemplos, en los que únicamente se obtiene superposición de las resistencias residuales, están reseñados en los gráficos de las figs. 3 a 10.

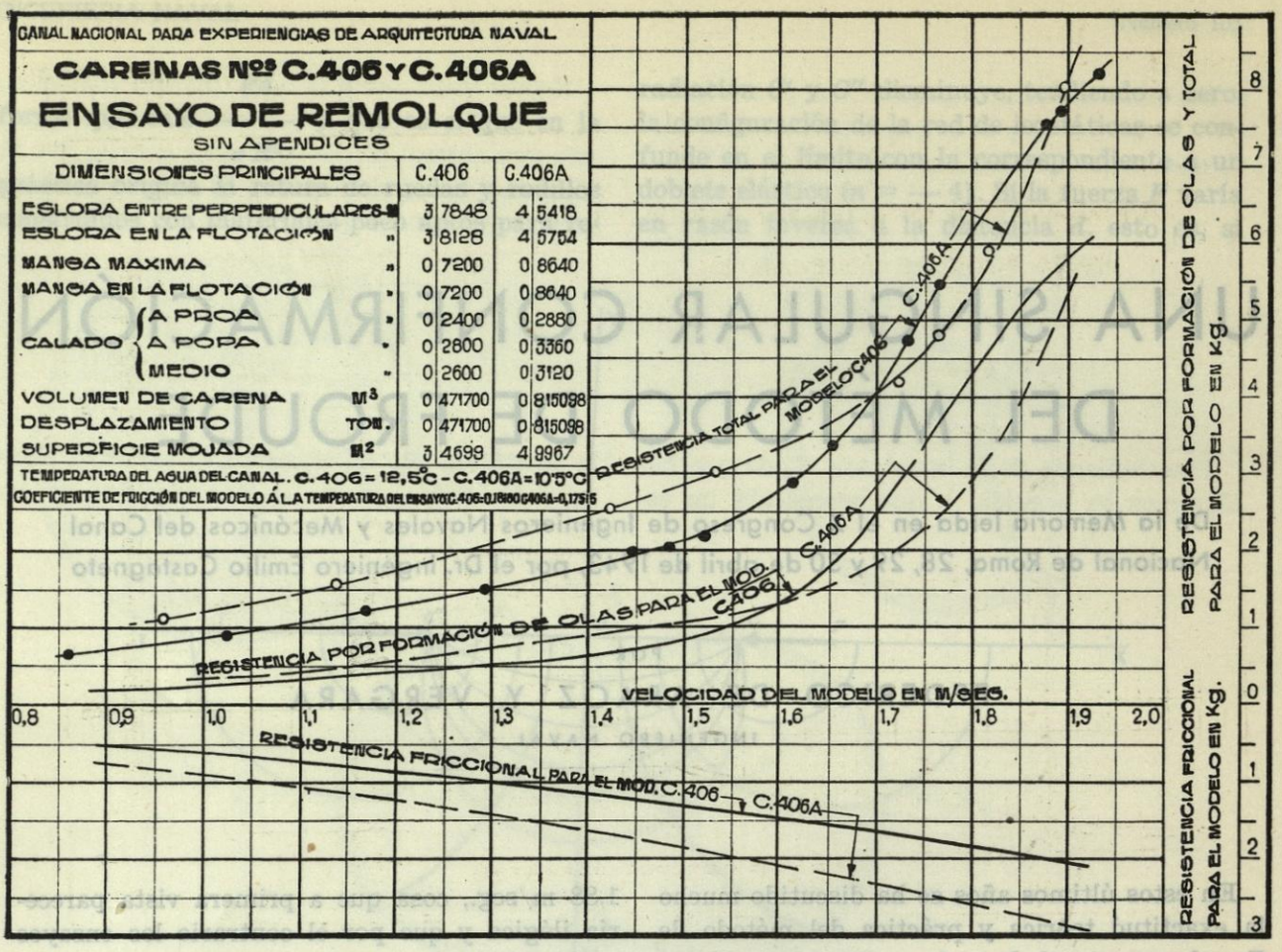

CANAL NACIONAL PARA EXPERIENCIAS DE ARQUITECTURA NAVAL
CARENAS Nºs C.406 Y C.406A
ENSAYO DE REMOLQUE
SIN APENDICES
DIMENSIONES PRINCIPALES | C.406 | C.406A
ESLORA ENTRE PERPENDICULARES M 3 7848 4 5418
ESLORA EN LA FLOTACIÓN " 3 8128 4 5754
MANGA MAXIMA " 0 7200 0 8640
MANGA EN LA FLOTACIÓN " 0 7200 0 8640
CALADO A PROA " 0 2400 0 2880
CALADO A POPA " 0 2800 0 3360
CALADO MEDIO " 0 2600 0 3120
VOLUMEN DE CARENA M³ 0 471700 0 815098
DESPLAZAMIENTO TON. 0 471700 0 815098
SUPERFICIE MOJADA M² 3 4699 4 9967
TEMPERATURA DEL AGUA DEL CANAL. C.406 = 12,5°C - C.406A = 10,5°C
COEFICIENTE DE FRICCIÓN DEL MODELO Á LA TEMPERATURA DEL ENSAYO: C.406=0,1860 C.406A=0,1755
RESISTENCIA TOTAL PARA EL MODELO C.406
C.406A
RESISTENCIA POR FORMACIÓN DE OLAS PARA EL MOD. C.406
C.406A
VELOCIDAD DEL MODELO EN M/SEG.
0,8 0,9 1,0 1,1 1,2 1,3 1,4 1,5 1,6 1,7 1,8 1,9 2,0
RESISTENCIA FRICCIONAL PARA EL MOD. C.406
C.406A
RESISTENCIA POR FORMACIÓN DE OLAS Y TOTAL PARA EL MODELO EN Kg.
RESISTENCIA FRICCIONAL PARA EL MODELO EN Kg.
8 7 6 5 4 3 2 1 0 1 2 3

Fig. 1

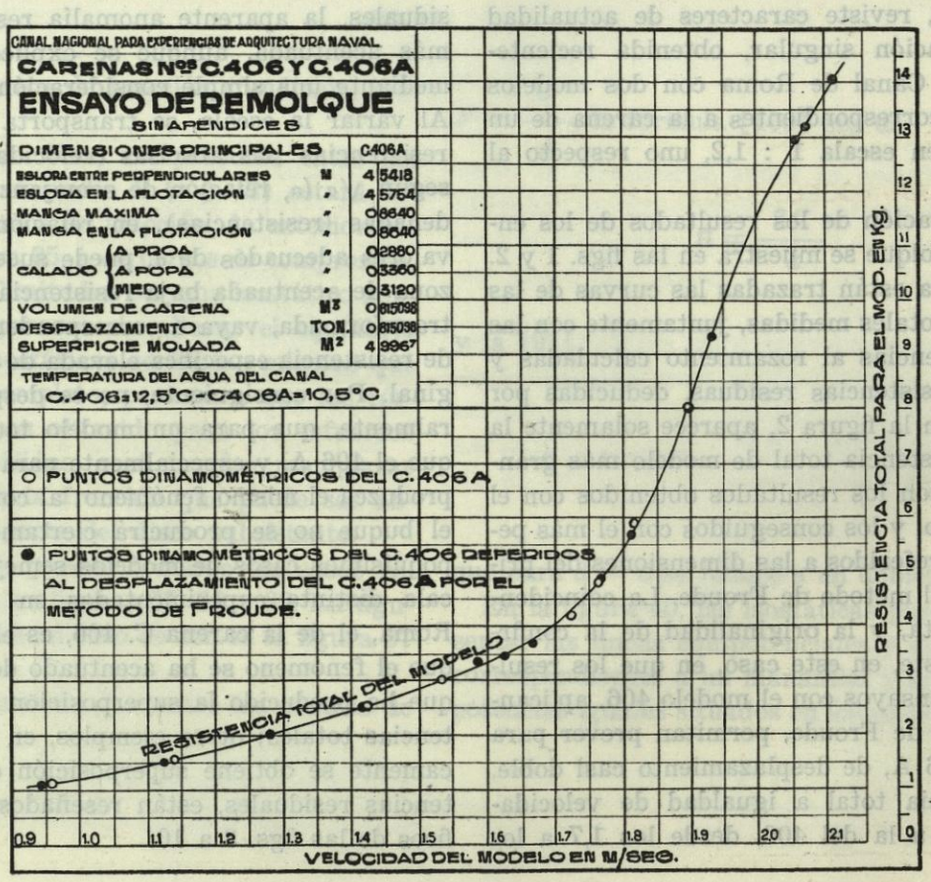

CANAL NACIONAL PARA EXPERIENCIAS DE ARQUITECTURA NAVAL
CARENAS Nºs C.406 Y C.406A
ENSAYO DE REMOLQUE
SIN APENDICES
DIMENSIONES PRINCIPALES | C.406A
ESLORA ENTRE PERPENDICULARES M 4 5418
ESLORA EN LA FLOTACIÓN " 4 5754
MANGA MAXIMA " 0 8640
MANGA EN LA FLOTACIÓN " 0 8640
CALADO A PROA " 0 2880
CALADO A POPA " 0 3360
CALADO MEDIO " 0 3120
VOLUMEN DE CARENA M³ 0 815098
DESPLAZAMIENTO TON. 0 815098
SUPERFICIE MOJADA M² 4 9967
TEMPERATURA DEL AGUA DEL CANAL
C.406=12,5°C - C.406A=10,5°C
O PUNTOS DINAMOMÉTRICOS DEL C.406A
● PUNTOS DINAMOMÉTRICOS DEL C.406 REFERIDOS AL DESPLAZAMIENTO DEL C.406A POR EL METODO DE FROUDE.
RESISTENCIA TOTAL DEL MODELO
0.9 1.0 1.1 1.2 1.3 1.4 1.5 1.6 1.7 1.8 1.9 2.0 2.1
VELOCIDAD DEL MODELO EN M/SEG.
RESISTENCIA TOTAL PARA EL MOD. EN Kg.
14 13 12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1 0

Fig. 2

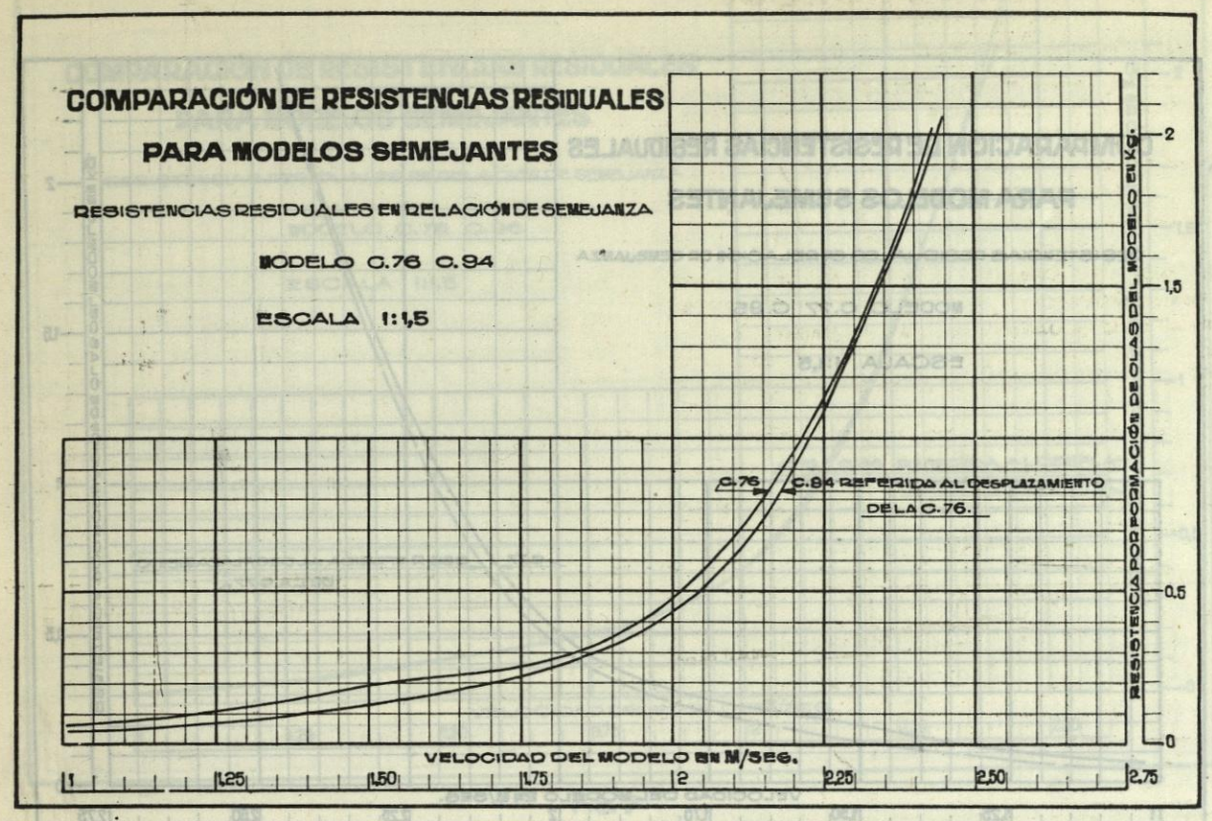

COMPARACIÓN DE RESISTENCIAS RESIDUALES
PARA MODELOS SEMEJANTES
RESISTENCIAS RESIDUALES EN RELACIÓN DE SEMEJANZA
MODELO C.76 C.94
ESCALA 1:1,5
C.76
C.94 REFERIDA AL DESPLAZAMIENTO DE LA C.76.
RESISTENCIA POR FORMACIÓN DE OLAS DEL MODELO EN Kg.
0
0.5
1,5
2
VELOCIDAD DEL MODELO EN M/SEG.
1
1,25
1,50
1,75
2
2,25
2,50
2,75

Fig. 3

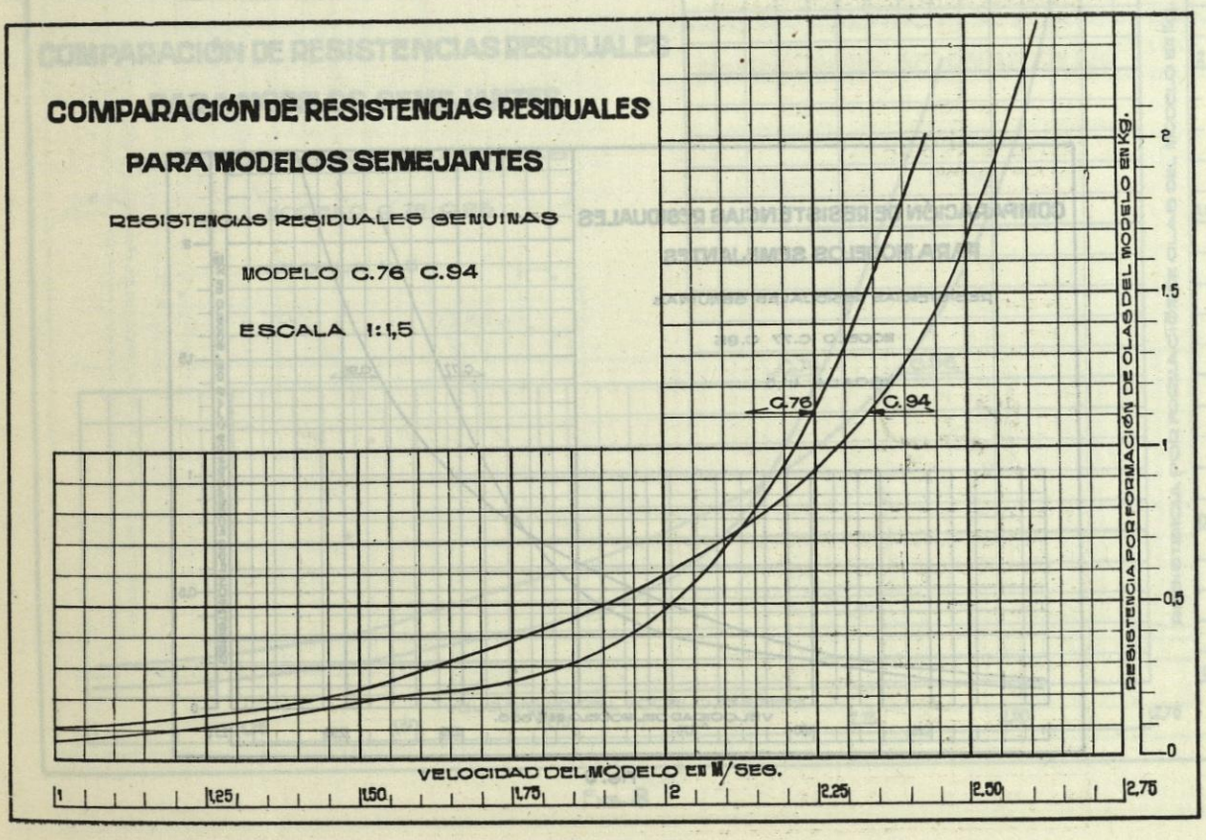

COMPARACIÓN DE RESISTENCIAS RESIDUALES
PARA MODELOS SEMEJANTES
RESISTENCIAS RESIDUALES GENUINAS
MODELO C.76 C.94
ESCALA 1:1,5
C.76
C.94
RESISTENCIA POR FORMACIÓN DE OLAS DEL MODELO EN Kg.
0
0,5
1
1.5
2
VELOCIDAD DEL MODELO EN M/SEG.
1
1,25
1,50
1,75
2
2,25
2,50
2,75

Fig. 4

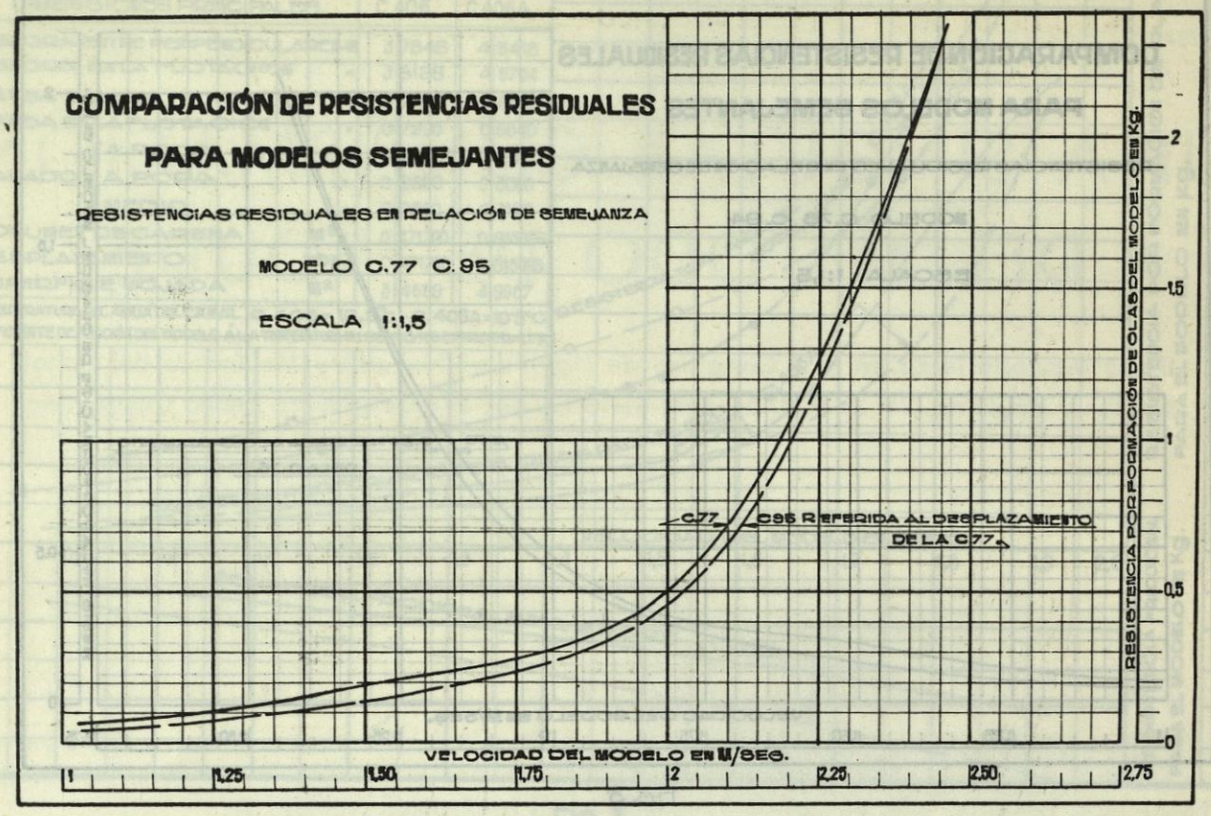

COMPARACIÓN DE RESISTENCIAS RESIDUALES
PARA MODELOS SEMEJANTES
RESISTENCIAS RESIDUALES EN RELACIÓN DE SEMEJANZA
MODELO C.77 C.95
ESCALA 1:1,5
C.77
C.95 REFERIDA AL DESPLAZAMIENTO DE LA C.77
VELOCIDAD DEL MODELO EN M/SEG.
1
1,25
1,50
1,75
2
2,25
2,50
2,75
RESISTENCIA POR FORMACIÓN DE OLAS DEL MODELO EN Kg.
0
0,5
1
1,5
2

Fig. 5

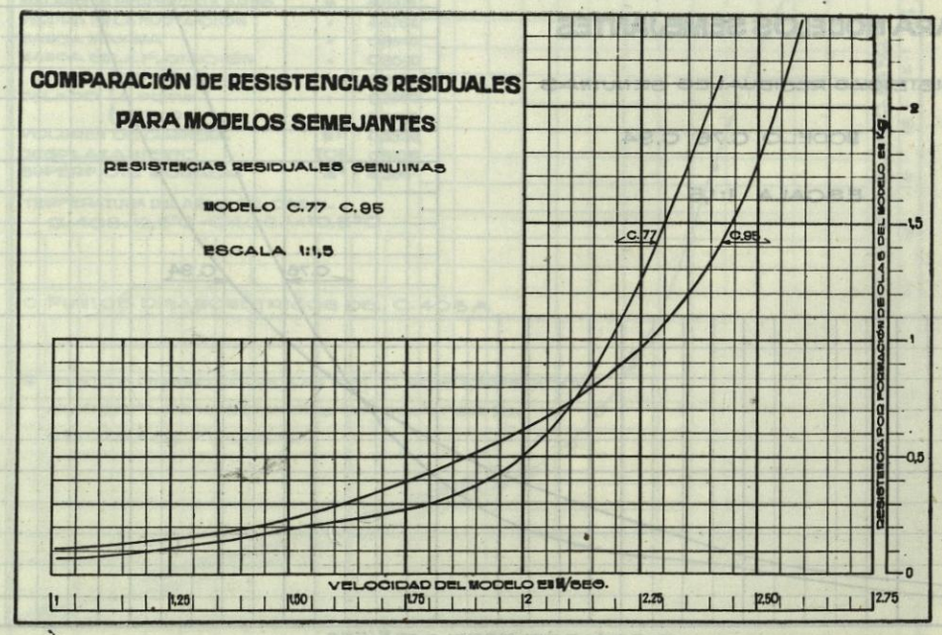

COMPARACIÓN DE RESISTENCIAS RESIDUALES
PARA MODELOS SEMEJANTES
RESISTENCIAS RESIDUALES GENUINAS
MODELO C.77 C.95
ESCALA 1:1,5
C.77
C.95
VELOCIDAD DEL MODELO EN M/SEG.
1
1,25
1,50
1,75
2
2,25
2,50
2,75
RESISTENCIA POR FORMACIÓN DE OLAS DEL MODELO EN Kg.
0
0,5
1
1,5
2

Fig. 6

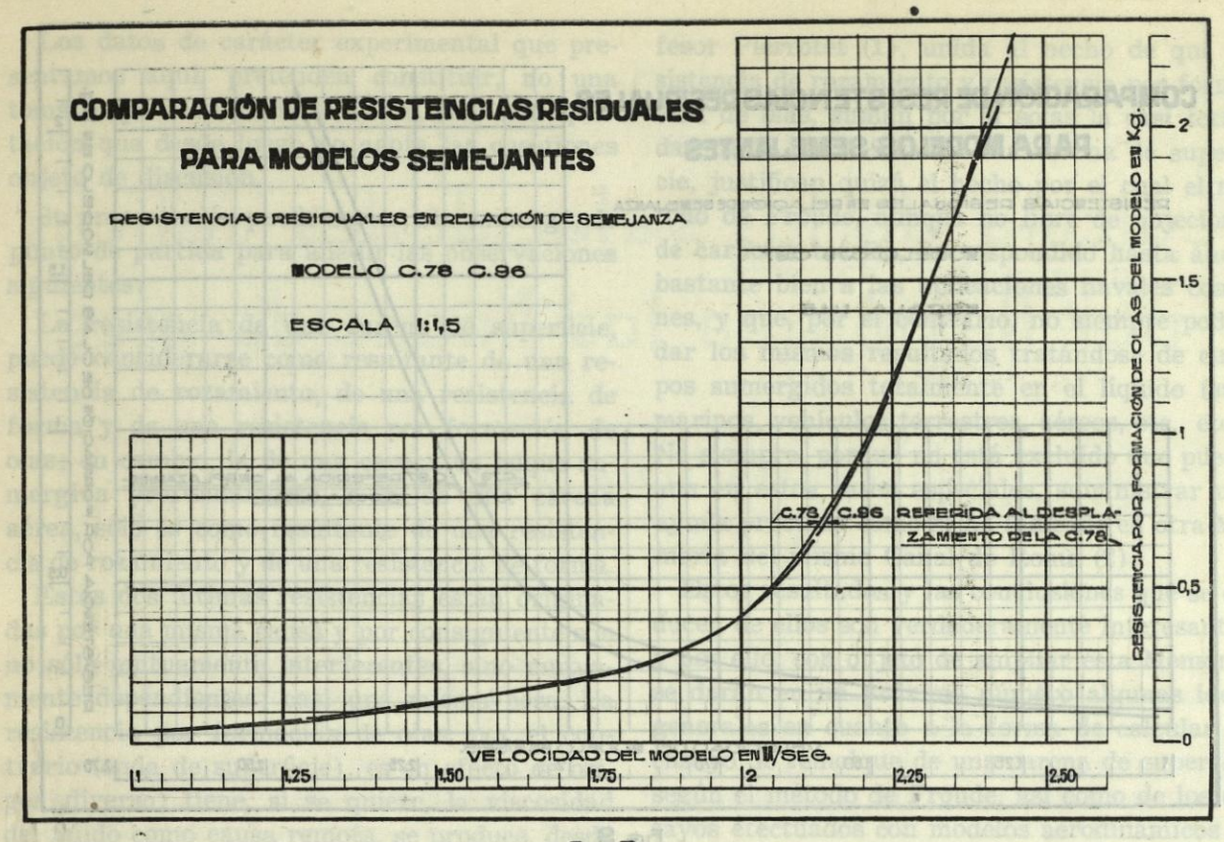

COMPARACIÓN DE RESISTENCIAS RESIDUALES
PARA MODELOS SEMEJANTES
RESISTENCIAS RESIDUALES EN RELACIÓN DE SEMEJANZA
MODELO C.78 C.96
ESCALA 1:1,5
C.78 C.96 REFERIDA AL DESPLA-
ZAMIENTO DE LA C.78
RESISTENCIA POR FORMACIÓN DE OLAS DEL MODELO EN Kg.
VELOCIDAD DEL MODELO EN M/SEG.
1
1,25
1,50
1,75
2
2,25
2,50
0
0,5
1
1.5
2

Fig. 7

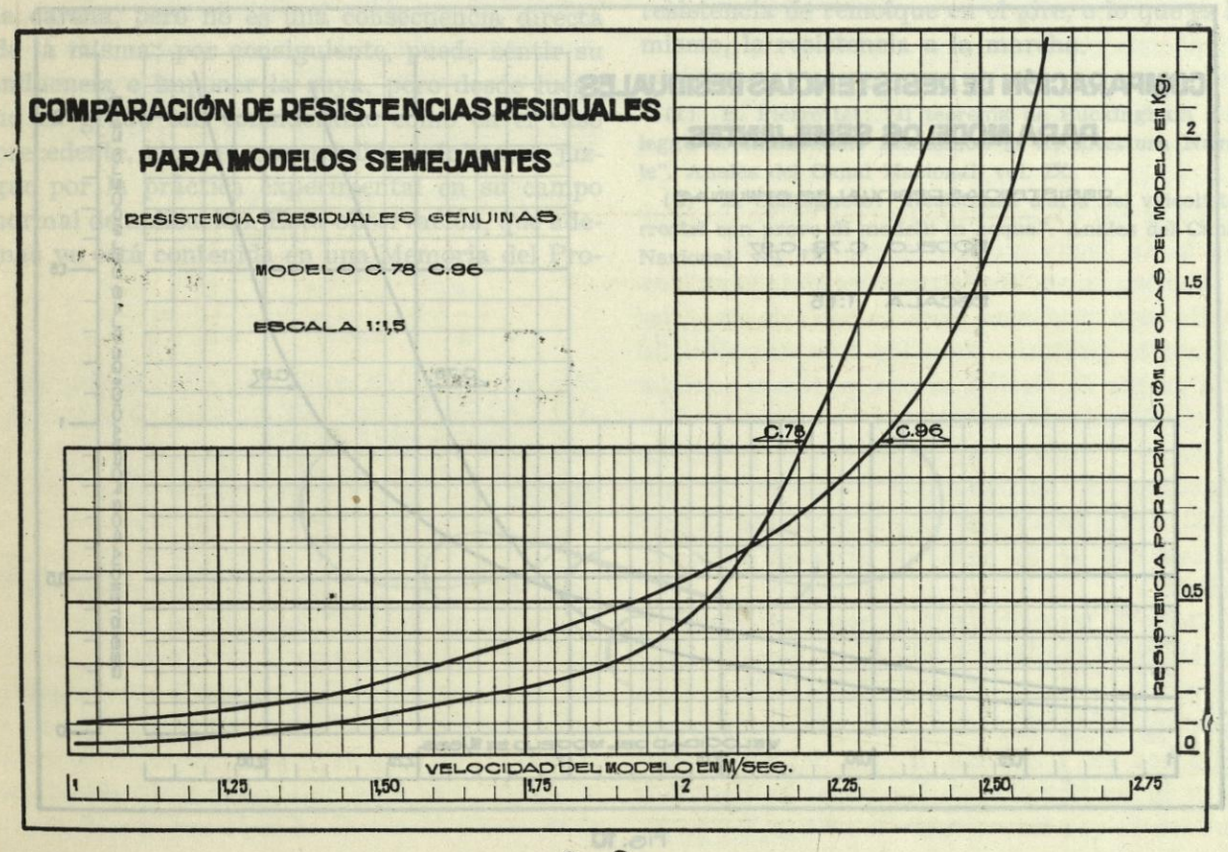

COMPARACIÓN DE RESISTENCIAS RESIDUALES
PARA MODELOS SEMEJANTES
RESISTENCIAS RESIDUALES GENUINAS
MODELO C.78 C.96
ESCALA 1:1,5
C.78
C.96
RESISTENCIA POR FORMACIÓN DE OLAS DEL MODELO EN Kg.
VELOCIDAD DEL MODELO EN M/SEG.
1
1,25
1,50
1,75
2
2,25
2,50
2,75
0
0.5
1.5
2

Fig. 8

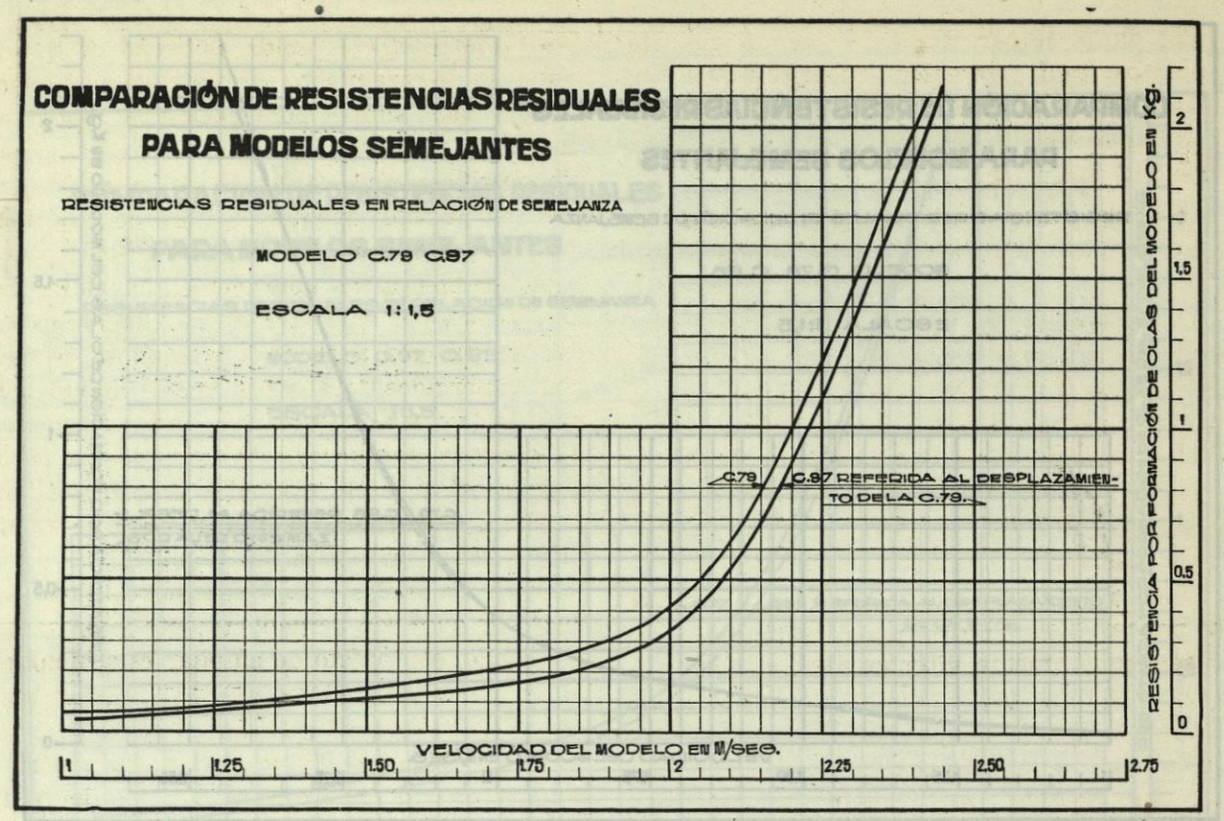

COMPARACIÓN DE RESISTENCIAS RESIDUALES
PARA MODELOS SEMEJANTES
RESISTENCIAS RESIDUALES EN RELACIÓN DE SEMEJANZA
MODELO C.79 C.97
ESCALA 1:1,5
C.79
C.97 REFERIDA AL DESPLAZAMIENTO DE LA C.79.
VELOCIDAD DEL MODELO EN M/SEG.
1
1.25
1.50
1.75
2
2.25
2.50
2.75
RESISTENCIA POR FORMACIÓN DE OLAS DEL MODELO EN Kg.
0
0.5
1
1.5
2

FIG. 9

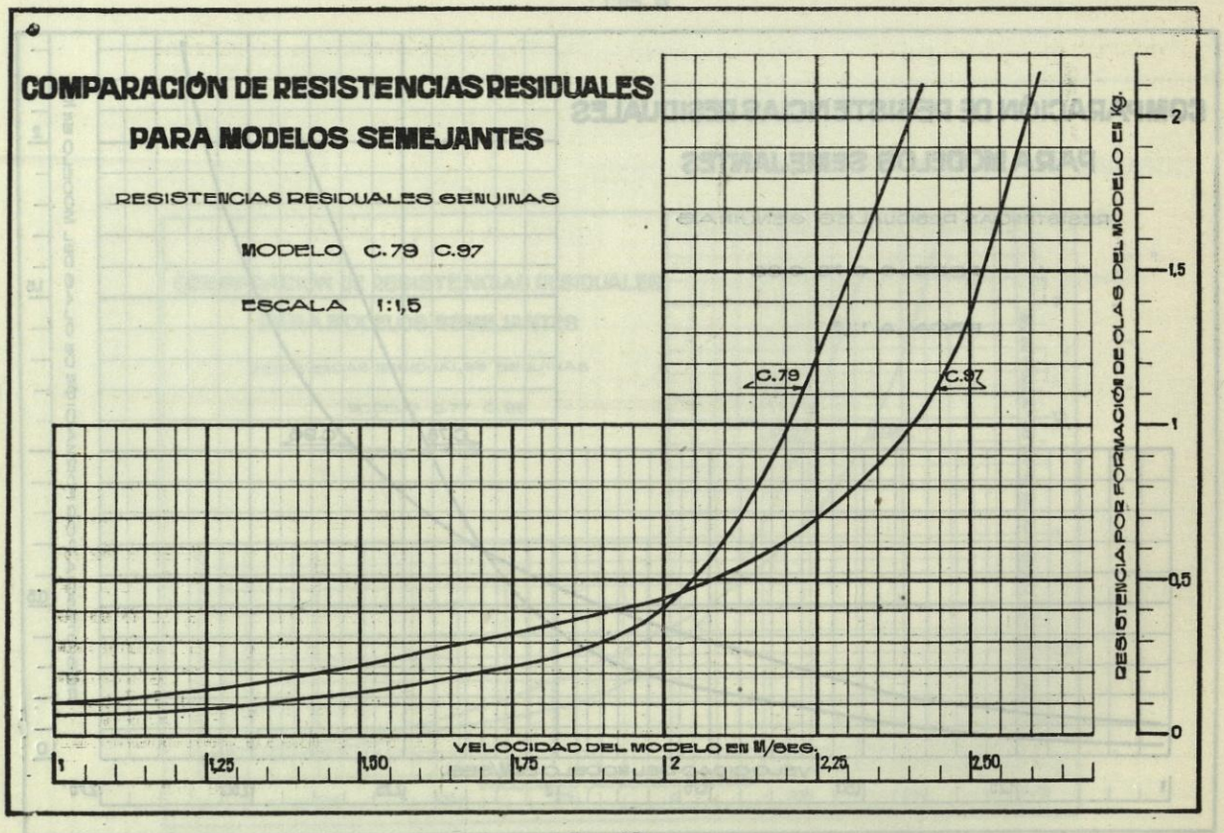

COMPARACIÓN DE RESISTENCIAS RESIDUALES
PARA MODELOS SEMEJANTES
RESISTENCIAS RESIDUALES GENUINAS
MODELO C.79 C.97
ESCALA 1:1,5
C.79
C.97
VELOCIDAD DEL MODELO EN M/SEG.
1
1,25
1,50
1,75
2
2,25
2,50
RESISTENCIA POR FORMACIÓN DE OLAS DEL MODELO EN Kg.
0
0,5
1
1,5
2

FIG. 10

Los datos de carácter experimental que presentamos aquí, pretenden constituir, no una toma de posición de dicho Canal, sino una aportación que desde luego no agota las cuestiones objeto de discusión.

Su presentación puede servir, sin embargo, de punto de partida para añadir las observaciones siguientes:

La resistencia de una carena de superficie, puede considerarse como resultante de una resistencia de rozamiento, de una resistencia de forma y de una resistencia por formación de olas; en cambio, la de una carena de buque sumergida profundamente, o la de una carena aérea, sólo es como resultante de una resistencia de rozamiento y de una resistencia de forma.

Estas dos últimas resistencias están originadas por una misma causa y por consiguiente son no sólo mutuamente interferentes, sino mutuamente dependientes; casi una misma cosa. La resistencia por formación de olas, por el contrario (onda de superficie), es en efecto de origen diverso; tiene, si se quiere, la viscosidad del flúido como causa remota, se produce, desde luego, en presencia de la resistencia de rozamiento del agua contra la superficie bañada de la carena, pero no es una consecuencia directa de la misma; por consiguiente, puede sentir su influencia e imponer la suya, pero desde luego no en grado tan considerable como en el caso precedente, sino en una medida mínima, a juzgar por la práctica experimental en su campo normal de aplicación. Esta observación, que además ya está contenida en una Memoria del Profesor Pierrotet (1), unida al hecho de que resistencia de rozamiento y resistencia por formación de olas, suman por sí solas la casi totalidad de la resistencia de una carena de superficie, justifican quizá el hecho por el cual el método de Froude, aunque no libre de objeciones de carácter teórico, ha respondido hasta ahora bastante bien a las aplicaciones navales comunes, y que, por el contrario, no siempre podría dar los mismos resultados tratándose de cuerpos sumergidos totalmente en el líquido (submarinos, vehículos terrestres, aéreos, etc., etc.). No siempre, porque no está excluído que pueda, aun en estos casos especiales, suministrar una ayuda práctica, como se ha indicado en otra Memoria del mismo Canal de Roma (2).

Estos resultados y las conclusiones que se deducen de ellos son verdaderamente interesantes, y por ello, con objeto de ampliar esta Memoria, se darán en un próximo número algunas ideas generales en cuanto a la forma de calcular un ensayo de remolque de una carena de superficie según el método de Froude, así como de los ensayos efectuados con modelos aerodinámicos de vehículos terrestres sumergidos en el agua y en el aire, realizados con objeto de determinar su resistencia de remolque en el aire, o lo que es lo mismo, la resistencia a la marcha.

(1) E. Pierrottet: "Il teorema de Buckingham e la legge di similitudine meccanica in Architettura Navale". Anales del Canal Nacional, vol. IX.

(2) E. Castagneto: "Resistenza d'aria nei veicoli terrestri con prove di modelli in acqua". Anales del Canal Nacional, vol. IX.

Cálculo de las velocidades críticas por flexión en las líneas de ejes

POR

ANDRÉS LUNA MAGLIÓLI

INGENIERO NAVAL

Cuando gira un árbol que no está perfectamente equilibrado, sabemos que toma una flecha finita que es función de las masas excéntricas, salvo para las velocidades angulares que llamamos críticas, con la que la flecha se hace teóricamente infinita.

Aunque el árbol esté perfectamente equilibrado, siempre tendrá flecha entre los apoyos o empotramientos, lo que dará lugar, al girar, al nacimiento de fuerzas centrífugas, que tratarán de hacer crecer la flecha estática. El árbol tenderá a volver a la posición primitiva cuando las fuerzas elásticas sean superiores a las centrífugas, mientras que a las velocidades críticas en las cuales estas fuerzas están en equilibrio, la flecha crecerá indefinidamente.

Marbec, en su "Resistance des Materiaux", estudia este problema para el caso de un árbol cilíndrico giratorio, sometido a un empuje axial y a un par de torsión, al cual podemos asimilar el eje de cola de un buque.

En el "Bulletin de l'Association Technique Maritime et Aeronautique", número 36, año 1932, Louis Doucet estudia el problema ya concretamente de las líneas de ejes, con toda amplitud.

Dada la imposibilidad de resolver analíticamente las ecuaciones a que llega Doucet, vamos a aplicar primero el método de Marbec, para que nos sirva de orientación el resultado que éste nos dé, y además, porque del simple examen de las fórmulas de Marbec se desprende la influencia que tienen sobre la crítica los distintos elementos.

Consideraremos, de momento, por lo tanto, sólo el eje de cola, para aplicarle el método de Marbec. Este examina los tres casos posibles: eje apoyado en sus dos extremos, apoyado en uno y empotrado en otro, y finalmente, empotrado en los dos extremos. Nosotros tomaremos el segundo caso, que es el que más se aproxima a la realidad, suponiendo el eje apoyado en el arbotante y empotrado en la bocina. Lo suponemos empotrado en la bocina porque ésta tiene bastante longitud (1.830 mm.) y para compensar en parte el no haber considerado el resto de la línea de ejes.

La fórmula de Marbec es:

$$\frac{\varepsilon F}{2} + \frac{\varepsilon \mu L^2 \omega^2}{2.44\, \pi^2} + \frac{\varepsilon^2 U^2}{6.25} = \frac{\pi^2}{L^2}$$

L = longitud del eje en cm.

μ = masa del eje por cm. de longitud del mismo, en kgs/cm. seg. $= \pi R^2 \,.\, 7.8/9.81 \,.\, 10^5$.

R = radio del eje en cm.

F = presión longitudinal transmitida al eje por la hélice en kgs. $= \dfrac{\text{S H P} \,.\, 76}{1852 \,.\, v} \,.\, 36005$.

U = par torsor en kgs/cm. $= \dfrac{\text{S. H. P.} \times 7600 \times 30}{\pi \times \text{r. p. m.}}$.

ε = flexibilidad en kgs.$^{-1}$ cm.$^{-2}$ $= \dfrac{EI}{1}$.

ω = velocidad angular crítica a determinar.

En nuestro caso concreto:

$V = 20$ nudos.
$L = 904$.
$R = 12{,}5$ (eje macizo).
S. H. P. = 3000 por eje.
r. p. m. a toda fuerza = 375.
$\rho = 0{,}5$.
$E = 2 \,.\, 10^6$.

Con estos datos tenemos:

$$\mu = \frac{3.1416.12.5^2 \times 7.8}{9.81 \times 10^5} = \frac{3.9}{10^3}.$$

$$I = \pi \frac{R^4}{4} = \pi \frac{12.5^4}{4} = 1.93.10^4 \;,,\; \varepsilon = \frac{1}{EI} = \frac{1}{3.86 \times 10^{10}}.$$

$$U = \frac{3000.7600.30}{3.1416.375} = 5.8 \times 10^5.$$

$$F = \frac{3000.76.3600.0.5}{1852.20} = 1{,}11.10^4.$$

De la fórmula de Marbec obtenemos:

$$\omega^2 = \frac{2.44\,\pi^2}{\mu L^2}\left[\frac{\pi^2}{\varepsilon L^2} - \frac{\varepsilon U^2}{6.25} - \frac{F}{2}\right] =$$

$$= 3440 \;,,\; \omega = 58.6.$$

De donde el número de revoluciones correspondientes a la velocidad crítica sería:

$$\text{r. p. m.} = \frac{30}{\pi} \,.\, 58.6 = 560.$$

El método que acabamos de aplicar es sólo aproximado (véase Marbec, "Resistance des Materiaux", t. II, pág. 505), pero, como decíamos, la velocidad angular determinada nos servirá de orientación para la resolución gráfica de las ecuaciones de Doucet, y además nos indica que el elemento que tiene máxima influencia en la magnitud de la crítica es la longitud del eje.

Apliquemos, pues, el método de Doucet. Este considera las líneas de ejes como vigas de uno o más tramos y con o sin hélice. A medida que tenemos en cuenta mayor número de tramos, la resolución del problema se hace más compleja, y más aún si tenemos en cuenta el efecto de la hélice.

Por esto, de momento, vamos a considerar (figura 1) solamente el eje intermedio y el de cola, prescindiendo de la hélice. Suponemos apoyado el extremo proa del eje intermedio, por

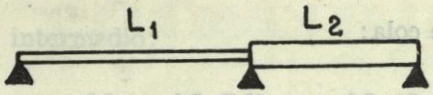


Fig. 1

estar muy separados el cojinete correspondiente a este punto y el cojinete inmediato al anterior en dirección a proa. Entonces tenemos:

Eje de cola:

$L_2 = 904$ cm.
$R_2 = 12{,}5$ cm.

$$I_2 = \pi \frac{R_2^4}{4} = \pi \frac{12.5^4}{4} = 1.93.10^4.$$

Eje intermedio:

$L_1 = 432$ cm.
$R_1 = 10$ cm.

$$I_1 = \pi \frac{R_1^4}{4} = \pi \,.\, \frac{10^4}{4} = 7.85 \times 10^3 \text{ cm}^4.$$

En este caso, la crítica nos la da la expresión

$$U \nu A_1 + A_2 = 0 \qquad [1]$$

siendo

$$A_1 = \frac{1}{tg\, K_1 L_1} - \frac{1}{th\, K_1 L_1} \;,,\; U = \frac{I_1}{I_2}.$$

$$A_2 = \frac{1}{tg\, K_2 L_2} - \frac{1}{th\, K_2 L_2} \;,,\; \nu = \frac{K_2}{K_1}.$$

$$K_1 = \sqrt[4]{\frac{m_1 \omega^2}{EI_1}} \text{ rads}^{1/2} \text{ cm}^{-1}$$

$$K_2 = \sqrt[4]{\frac{m_2 \omega^2}{EI_2}}$$

I = momento de inercia diametral de la sección recta del eje, en cm.
m = masa por unidad de longitud en kg. cm^{-2} seg.^{2}

$L =$ longitud del eje entre apoyos, en cm.

$\omega =$ velocidad crítica en radianes seg. $^{-1}$ a determinar.

Estas expresiones toman los siguientes valores:

Eje de cola:

$$m_2 = \frac{\pi R_2^2 . 7.8}{981000} = \pi \frac{12.5^2 . 7.8}{981000} = \frac{3.9}{10^3}.$$

$$K_2 = \sqrt[4]{\frac{3.9\,\omega^2}{2 \times 1.93 \times 10^{12}}} = \frac{0.565}{10^3}\sqrt{\omega}$$

$$K_2 L_2 = 0.904 . 0.565 \sqrt{\omega} = 0.51 \sqrt{\omega}$$

Eje intermedio:

$$m_1 = \frac{\pi R_1^2 . 7.8}{981000} = \pi \frac{10^2 . 7.8}{981000} = \frac{2.5}{10^3}.$$

$$K_1 = \sqrt[4]{\frac{2.5\,\omega^2}{2 \times 7.85 \times 10^{12}}} = \frac{0,63}{10^3}\sqrt{\omega}$$

$$K_1 L_1 = 0.432 \times 0.63 \sqrt{\omega} = 0.272 \sqrt{\omega}$$

$$\left.\begin{array}{l} U = \dfrac{1.93}{0.785} = 2.46 \\ \nu = 0.897 \end{array}\right\} U\nu = 2.2$$

1	2	3	4	5	6	7	8	9
ω	$K_1 L_1$	$\frac{1}{\text{tg}\, K_1 L_1}$	$\frac{1}{\text{tg}\, K_2 L_2}$	$U\nu$ (col 3 − col 4) $= U\nu A_1$	$K_2 L_2$	$\frac{1}{th\, K_2 L_2}$	$\frac{1}{th\, K_1 L_1}$	col 7 − col 8 $= A_2$
40	1,72	— 0,151	1,062	— 2,65	3,22	12,470	1	11,470
42	1,76	— 0,192	1,060	— 2,76	3,30	6,197	1	5,197
44	1,81	— 0,245	1,057	— 2,86	3,38	4,086	1	3,086
46	1,84	— 0,277	1,052	— 2,92	3,46	3,018	1	2,0'8
48	1,88	— 0,320	1,048	— 3,01	3,54	2,365	1	1,365

La figura 2 nos da como solución de la ecuación [1] $\omega = 44,35$, de la que obtenemos las revoluciones correspondientes a la velocidad crítica, que serán:

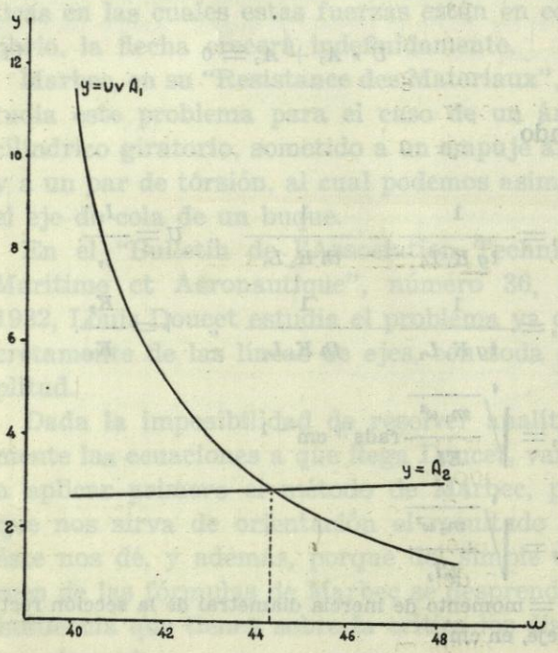


Fig. 2

$$\text{r. p. m.} = 44.35 \times \frac{30}{\pi} = 423.$$

Como las revoluciones a toda fuerza son 375 y el efecto de la hélice haría bajar sensiblemente el número de revoluciones hallado para la velocidad crítica, es conveniente el modificar la

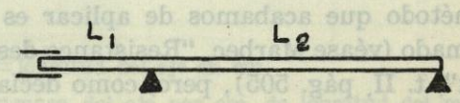


Fig 3

línea de ejes de forma que se eleve la crítica. Una solución sería hacer el eje intermedio del mismo diámetro que el de cola, y además, aproximar el cojinete que sigue al último considerado, para de esta forma poder suponer con bastante exactitud al eje intermedio empotrado por su extremo de proa. De esta forma nos encontramos en el caso de la figura 3.

En estas condiciones, la crítica viene dada por la expresión

$$A_1 A_2 + 2 B_1 = 0 \qquad [2]$$

teniendo ahora para los ejes:

Eje de cola:

$L_2 = 904$ cm.

$R_2 = 12{,}5$ cm.

$I_2 = 1{,}93.10^4$

$$m_2 = \frac{3.9}{10^3}.$$

$$K_2 = 0.565 \frac{\sqrt{\omega}}{10^3}.$$

$$K_2 L_2 = 0.511 \sqrt{\omega}$$

$$A_1 = \frac{1}{tg\, K_1 L_1} - \frac{1}{th\, K_1 L_1}$$

$$A_2 = \frac{1}{tg\, K_2 L_2} - \frac{1}{th\, K_2 L_2}$$

$$B_1 = \frac{1}{\text{sen}\, K_1 L_1\, sh\, K_1 L_1} - \frac{1}{\text{sen}\, K_2 L_2\, sh\, K_2 L_2}$$

Eje intermedio:

$L_1 = 432$ cm.

$R_1 = 12{,}5$ cm.

$I_1 = 1{,}93 = 10^4.$

$$m_1 = \frac{3.9}{10^3}.$$

$$K_1 = \frac{0.565}{10^3} \sqrt{\omega}$$

$$K_1 L_1 = 0.244 \sqrt{\omega}$$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
ω	$K_1 L_1$	$\frac{1}{tg\, K_1 L_1}$	$\frac{1}{th\, K_1 L_1}$	A_1	$\frac{1}{\text{sen}\, K_1 L_1}$	$\frac{1}{sh\, K_1 L_1}$	col 6 × col 7	$K_2 L_2$	$\frac{1}{tg\, K_2 L_2}$	$\frac{1}{th\, K_2 L_2}$	A_2	$A_1 A_2$	$\frac{1}{\text{sen}\, K_2 L_2}$	$\frac{1}{sh\, K_2 L_2}$	col 14 × col 15	$2 B_1$
44	1,62	— 0,050	1,080	— 1,130	1,001	0,412	0,412	3,38	4,086	1,002	3,084	— 3,480	— 4 207	0,068	— 0,276	1,396
46	1,66	— 0,090	1,074	— 1,164	1,004	0,395	0,395	3,46	3,018	1,002	2,016	— 2 342	— 3,179	0,063	— 0,200	1,190
48	1,69	— 0,120	1,070	— 1,190	1,007	0,382	0,384	3,54	2,365	1,002	1,363	— 1,620	— 2,568	0 058	— 0 149	1,066
50	1,73	— 0,161	1,064	— 1,2.5	1,013	0,366	0,371	3,61	1,969	1,001	0,968	— 1,175	— 2,208	0,054	— 0,119	0,980
52	1,76	— 0,192	1,061	— 1,253	1,018	0,354	0,360	3,68	1,668	1,001	0,667	— 0,835	— 1,945	0,051	— 0,098	0,916
54	1,79	— 0,224	1,057	— 1,281	1,025	0 344	0,353	3,75	1,431	1,001	0,430	— 0,551	— 1,746	0,047	— 0,082	0,870

La figura 4 nos da como solución de la ecuación [2] $\omega = 51{,}3$, de donde el número de revoluciones correspondientes a la velocidad crítica será:

$$\text{r. p. m.} = 30 \times 51{,}3/\pi = 490.$$

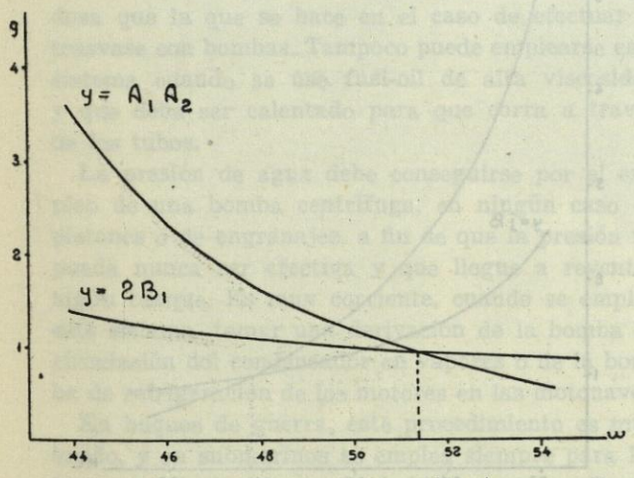


Fig. 4

Este número de revoluciones está lo suficientemente alejado del correspondiente a toda fuerza (375), para que, a pesar del descenso que sufrirá debido al efecto de la hélice sea aceptable. Sin embargo, sería una solución más elegante y económica que la de aumentar el diámetro del eje intermedio y aproximar los cojinetes, el acortar la longitud libre del eje de cola, aumentando la longitud de la bocina en dirección popa. Con esto, además de acortar el eje de cola, tenemos una mayor garantía de empotramiento del eje en la bocina. Veamos lo que resultaría alargando la bocina 610 mm. (una clara de cuadernas). Así, pues, vamos a consi-

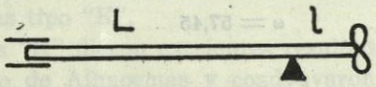


Fig. 5

derar el eje de cola con la hélice, empotrado en la bocina y apoyado en el arbotante (fig. 5).

De esta forma, la crítica nos la da:

$$A + jB = 0. \qquad [3]$$

G = resultante de las masas en voladizo.
l = brazo de palanca de las masas en voladizo.

$$\alpha = \frac{G}{EI} l^2 \omega^2$$

$$j = \frac{\alpha}{K}.$$

K, A y B tienen los mismos significados que anteriormente.

Así, pues, tenemos:

l = longitud del eje en voladizo = 122 cm.
L = 904 — 61 = 843 cm.
Peso de la hélice = 1.500 kgs.
Peso del eje voladizo = 467 kgs.

$$l = \frac{122 \times 1500 + 61 \times 467}{1967} = 107 \text{ cm.}$$

$$G = \frac{1967}{981} = 2{,}01.$$

$$\alpha = \frac{G}{EI} l^2 \omega^2 = \frac{2.01 \times 1.07^2}{3.86 \times 10^6} \omega^2 = \frac{0.600}{10^6}$$

$$\omega^2 = \frac{1.183}{10^5} (KL)^4$$

$$K = \sqrt[4]{\frac{m\,\omega^2}{EI}} = \frac{0.565}{10^3} \sqrt{\omega} = \frac{1.188}{10^3} KL$$

$$KL = 8.43 \times \frac{0.565}{10^3} \sqrt{\omega} = 0.476 \sqrt{\omega}$$

Hemos introducido en las expresiones anteriores KL como variable independiente en lugar de ω por ser más cómodo para entrar en las tablas de funciones trigonométricas e hiperbólicas.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
KL	$\frac{1}{\text{tg}\,KL}$	$\frac{1}{th\,KL}$	$\frac{1}{\text{sen}\,KL}$	$\frac{1}{sh\,KL}$	col 4 × col 5	col 2 × col 3	A	B	K	α	j	jB
3,3	6,270	1	— 6,350	0,074	— 0,468	6,270	5,270	— 6,738	0,00392	0,00141	0,358	— 2,410
3,4	3,780	1	— 3,920	0,067	— 0,262	3,780	2,780	— 4,042	0,00404	0,00159	0,394	— 1,590
3,5	2,660	1	— 2,850	0,061	— 0,172	2,660	1,660	— 2,832	0,00415	0,00177	0,427	— 1,210
3,6	2,030	1	— 2,260	0,055	— 0,124	2,030	1,030	— 2,154	0,00427	0,00199	0,466	— 1,002
3,7	1,603	1	— 1,890	0,049	— 0,094	1,603	0,603	— 1,697	0,00439	0,00224	0,510	— 0,864

La figura 6 nos da

$$KL = 3{,}611 = 0{,}476 \sqrt{\omega}$$

de donde

$$\omega = 57{,}45$$

será la solución de la ecuación [3], y por tanto,

$$\text{r. p. m.} = \frac{30 \times 57.45}{\pi} = 560.$$

Por lo que vemos que esta solución es muy preferible a la anterior por las razones ya expuestas y por estar alejada del número de revoluciones a toda fuerza.

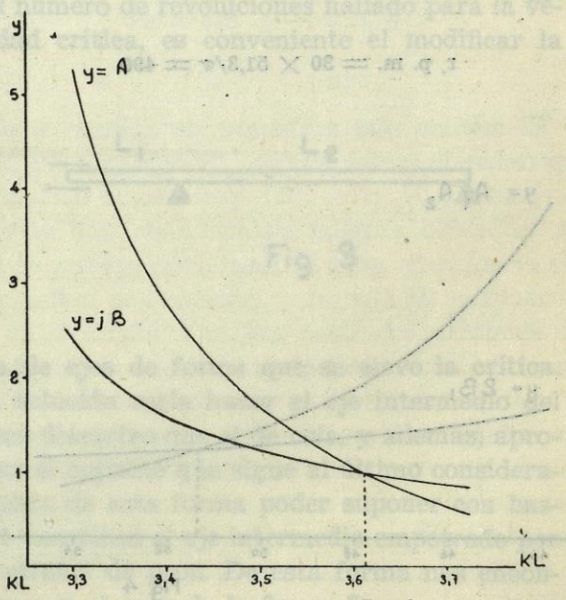


Fig. 6

Información Profesional

TRASVASE DE ACEITE DE COMBUSTIBLE

Leemos en algunas revistas técnicas extranjeras que se está generalizando el uso del sistema de trasvase de combustible por presión de agua en los tanques de doble fondo.

El principio está basado en que, por la diferencia notable de densidades del agua y del aceite combustible, éste siempre queda en la parte superior de los tanques. Por esto, si se admite agua a presión por la parte inferior y se practica en la superior el empalme de un tubo, el combustible líquido debe trasvasarse como se desee.

Las principales ventajas de este sistema pueden ser las siguientes:

1.ª No se cambia el trimado sensiblemente.

2.ª La emulsión del agua, que se produce en las capas inferiores de la superficie de separación de ambos líquidos, limpia el combustible de muchas impurezas.

3.ª El sistema es extraordinariamente sencillo y seguro.

4.ª No se producen superficies libres que puedan disminuir la estabilidad del buque.

El sistema tiene el pequeño inconveniente de que es necesaria una decantación un poco más cuidadosa que la que se hace en el caso de efectuar el trasvase con bombas. Tampoco puede emplearse este sistema cuando se use fuel-oil de alta viscosidad y que deba ser calentado para que corra a través de los tubos.

La presión de agua debe conseguirse por el empleo de una bomba centrífuga, en ningún caso de pistones o de engranajes, a fin de que la presión no pueda nunca ser efectiva y que llegue a reventar algún tanque. Es muy corriente, cuando se emplea este sistema, tomar una derivación de la bomba de circulación del condensador en vapores o de la bomba de refrigeración de los motores en las motonaves.

En buques de guerra, este procedimiento es muy usado, y en submarinos se emplea siempre para los tanques principales que se habilitan con combustible de reserva. Los tanques interiores de combustible también tienen este mismo sistema de trasvase, a fin de evitar cambios importantes en el trimado con el consumo y alejar el enorme riesgo que representaría no poder hacer una inmensión rápida en determinado momento.

BUQUES Y EMBARCACIONES DE DESEMBARCO

El desarrollo de las operaciones de la actual guerra en los frentes costeros ha puesto de moda, por decirlo así, las embarcación de desembarco.

Desde hace ya muchos años se han venido empleando para esta clase de operaciones anfibias lanchas especiales que permiten depositar la Infantería y algún material perteneciente a otras Armas en una playa o pequeño acantilado, protegiendo al personal lo más posible, hasta el momento mismo de pisar tierra, contra el fuego enemigo.

La primera vez que se emplearon a fondo lanchas de desembarco que pudiéramos llamar modernas fué en las operaciones de los Dardanelos de la guerra mundial de 1914 a 1918. Las barcazas que entonces se empleaban eran bastante sencillas y de sobra conocidas en España, pues de ese mismo tipo fueron adquiridas por nuestra Marina bastantes de estas embarcaciones y bautizadas con el nombre de barcazas tipo "K".

Estas "K" dieron excelentes resultados en el desembarco de Alhucemas y coadyuvaron muy eficazmente al feliz resultado de aquella importante operación.

En la actualidad, y debido al perfeccionamiento de los motores de combustión interna, las unidades de desembarco han ido perfeccionándose. Por otra parte, las necesidades de una ofensiva extraordinariamente potente en el desembarco, lleva consigo el aumento de desplazamientos para poder desembarcar la mayor cantidad posible de material pesado.

Las lanchas de desembarco empleadas, por ejemplo, en el Mediterráneo por los italianos, no son de tonelaje demasiado grande; desplazan solamente de

300 a 400 toneladas y han sido empleadas más bien que como elementos de desembarco como embar-

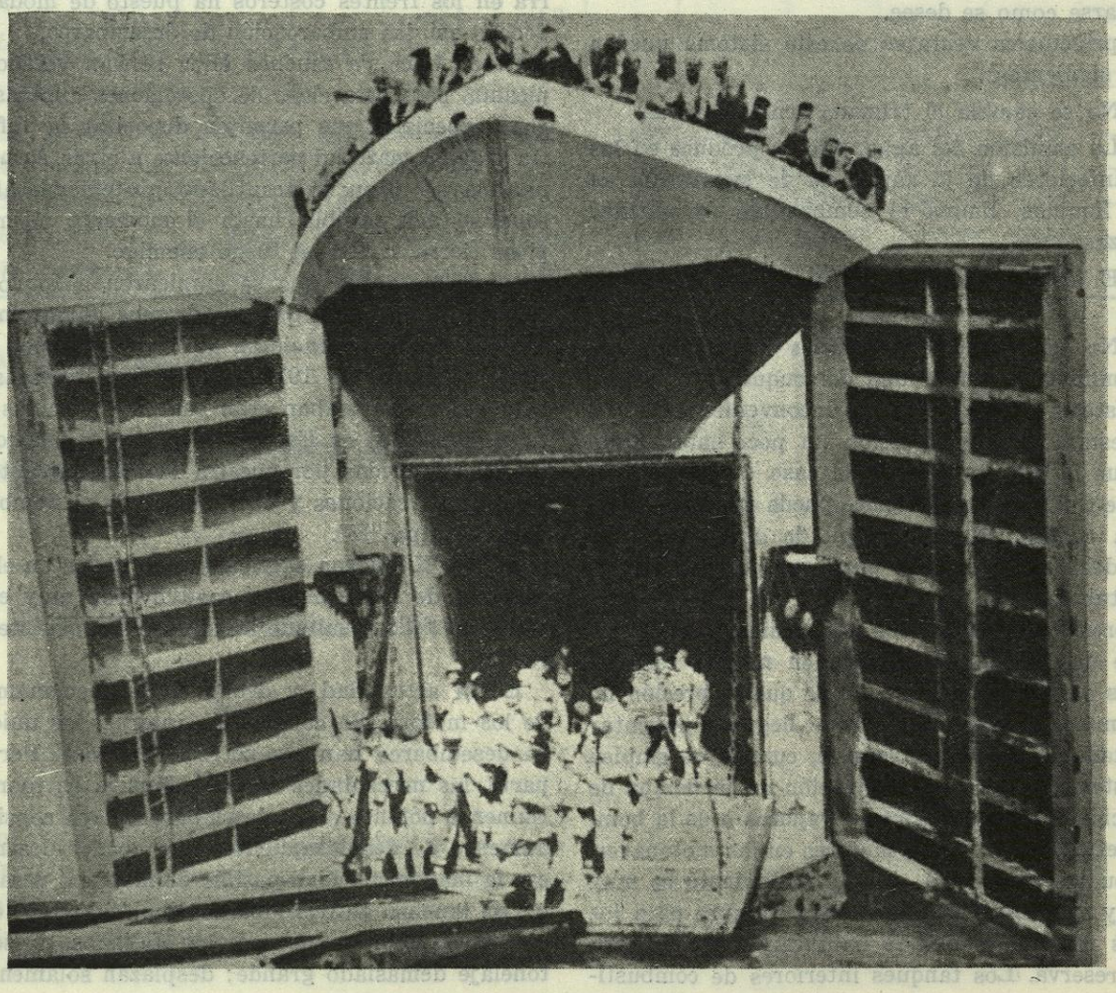
Fot. núm. 1.

caciones destinadas al transporte rápido bajo el fuego del enemigo.

La fotografía número 1 muestra una de estas lanchas italianas. Están propulsadas por dos motores Diesel de unos 100 B. H. P. cada uno, reversibles por engranaje. La proa de la embarcación tiene forma de playa y en la misma roda se alojan los portalones de desembarco, por encima de la flotación, pero frisados con goma. Tienen una bodega muy amplia a proa y además pueden transportar gasolina en bidones en la cubertada.

Como armamento llevan a popa un cañón aproximadamente de 7 centímetros de calibre y dos ametralladoras antiaéreas. Es digno de notarse que los pozos en donde están alojadas las piezas están defendidos por una protección compuesta de dos chapas y una torta de hormigón de unos 30 centímetros de espesor.

Los anglosajones, y especialmente los americanos, emplean en los desembarcos embarcaciones de mucho mayor tonelaje. Esto se explica por dos razones: La primera, porque el material a transportar tiene que ser más abundante y pesado, y, además, el transporte se hace a mayor distancia; y la segunda, porque la construcción de estas lanchas se suele hacer en América y tienen que navegar todo el Atlántico por sus propios medios, aunque vengan protegidas en conserva.



Fot. núm. 2.

La fotografía número 2 muestra la proa de una de estas embarcaciones en el momento del desembarco. En la misma pueden verse las dimensiones de la embarcación, que ya no es tal, sino un buque de bastante porte. Los grandes portalones y la planchada automática abatible con cadenas, dan cierto aspecto medieval a la unidad de desembarco.

Estos buques están propulsados por motores Diesel y tienen un radio de acción de varios miles de millas. Poseen una sola cubierta capaz para varios tanques pesados, o bien para más de 20 tanques ligeros, y puede transportar cada una un batallón con sus pertrechos. Desgraciadamente no poseemos mucha información sobre este interesante tipo de buque, que en la actualidad está jugando un papel preponderante en las operaciones militares.

NECESIDAD DE UNIFICACION EN LAS HOJAS DE COSTE DE LOS PRESUPUESTOS DE LOS BUQUES

La manera de costear y de presupuestar de cada factoría presenta modos peculiares bastante diferentes que responden más que nada a la tradición de la misma y, sobre todo, al desarrollo que ha tenido.

Los Astilleros que fueron construídos de nueva planta, como factoría naval, tienen sus costes orientados en el sentido marítimo de la palabra, mientras aquellos otros que se formaron como secciones de una gran entidad conservan aún las particularidades de la industria matriz, usando una división de conceptos y hasta una terminología diferente de los primeros.

Cuando se quieren comparar costes o proposiciones, la dificultad de enfrentarse con presupuestos o con facturas agrupadas de diferentes modos hacen que el estudio comparativo resulte difícil y que no siempre se llegue a un completo convencimiento de la mejor proposición o de la justificación del coste.

Comprendemos que para una factoría que tiene todos sus datos de resultados de obras anteriores agrupadas en una forma, presenta serios inconvenientes la redacción de un presupuesto o de una factura, según conceptos y subconceptos distintos a los suyos. Por otra parte, en la inmensa mayoría de los casos, las fichas de coste o los esquemas de presupuestos responden a la manera peculiar de trabajar de cada establecimiento. Por ejemplo, el trabajo de tubos para los servicios del casco, en unas factorías se hacen en el taller de plomeros, distintos del taller de calderería del departamento de maquinaria, mientras que en otros existe un solo taller para ambas atenciones. El trabajo concerniente a los aparatos auxiliares del casco, como chigres, molinetes, servomotor, etc., se efectúa en algunas factorías en el taller de equipos del departamento de cascos, mientras que en otros este trabajo se realiza por el mismo taller principal del departamento de maquinaria. Los servicios eléctricos dependen unas veces del departamento de casco, y sus costes se engloban en el presupuesto del buque, mientras que otras veces depende del departamento de maquinaria, y sus gastos se cargan a la instalación de las máquinas.

Dentro de estas modalidades, existen además dos tendencias para los presupuestos y los costes. La primera consiste en considerar los servicios de una manera objetiva, independientemente del taller que realiza los trabajos, mientras que la segunda agrupa los trabajos realizados por cada taller sin discriminar los servicios del buque a que se refiere. En el primer caso, para la redacción de un presupuesto se deben recoger los datos de diversos talleres y englobarlos en un mismo concepto, mientras que en el segundo no puede verdaderamente discriminarse a qué servicio corresponden parte de los cascos efectuados por un mismo taller.

El origen de estas dos tendencias radica en la organización que se dé en la factoría a la manera de presupuestar. En el primer caso, el presupuesto se realiza siempre por la oficina de costes, mientras que en el segundo son los maestros de los diferentes talleres los que verdaderamente redactan las bases de los presupuestos.

Desde un punto puramente técnico, la experiencia de bastantes años de estudios sobre costes, nos autoriza a afirmar que las bases sobre las que se debe sentar la redacción de presupuestos y factorías, son las siguientes:

Primera. División del presupuesto o de la factura en dos o tres grandes grupos: casco, maquinaria y electricidad. En los buques en los cuales la instalación eléctrica es importante, se encuentran ventajas en presupuestar separadamente la instalación eléctrica, pero en otros casos es preferible englobarla en el grupo principal de casco, reservando sólo para la maquinaria el valor de los grupos electrógenos y del cuadro principal de distribución en la cámara de máquinas.

Segunda. División en conceptos principales de casco y máquinas, de aquellos elementos que tienen un valor unitario aproximadamente igual. Por ejemplo, acero del casco, madera y equipo, grandes piezas forjadas y fundidas, albañilería y pintura, auxiliares del casco, etc., y en maquinaria: maquinaria principal, maquinaria auxiliar de la propulsión, maquinaria auxiliar del casco, tuberías, pisos, tanques y tecles, etc.

Tercera. Correspondencia absoluta y bien determinada entre los pesos de las partidas que han ser-

vido para calcular los desplazamientos, y los conceptos de ficha del coste y el presupuesto.

Cuarta. Continuidad en el empleo de los mismos conceptos y subconceptos.

Quinta. Fijación de un coeficiente de gastos generales, en función de los jornales exclusivamente para casco y maquinaria. En algunas ocasiones puede admitirse un tanto por ciento de gastos generales sobre los materiales, sobre todo cuando se trata de obras que tengan mucho montaje y poca fabricación. Sin embargo, este segundo sumando de gastos generales debe ser empleado con discreción y analizado concienzudamente.

Sexta. Adición de una o dos partidas de gastos especiales sobre el casco y sobre la maquinaria, tales como delineación, pruebas, lanzamiento, gastos de proyecto, patentes generales y además gastos proporcionales a la totalidad de las facturas, tales como seguros e impuestos.

Séptima. El beneficio industrial, que cubra no solamente el beneficio neto, sino también lo que podríamos llamar gastos generales, sobre todo para aquellas entidades que posean varias factorías y una casa central.

Resultaría sumamente interesante que nuestras factorías fuesen usando poco a poco un sistema de coste que cada vez se pareciera más al esquema que hemos presentado, pues a la larga estas mismas factorías encontrarían beneficio en la comparación de sus precios con las de los demás y, desde luego, se haría posible o más fácil por lo menos los estudios comparativos por parte de los armadores y de nuestras autoridades.

INSTALACION DE AIRE COMPRIMIDO PARA SALVAMENTO EN PETROLEROS

La Prensa técnica extranjera comenta estos días los halagüeños resultados que en la práctica ha tenido el nuevo sistema empleado a base de aire comprimido para salvamento de petroleros en caso de torpedeamiento o avería.

El sistema ha sido ideado por Mr. Willian Lynn Nelson, antiguo maquinista jefe de máquinas de un petrolero, y hoy día inspector de la Compañía Eagle Oil and Shipping Company. En líneas generales, el sistema consiste en lo siguiente:

A lo largo de todo el buque se monta una línea de aire comprimido conectada en ambos extremos a sendos compresores automáticos, movidos por motor Diesel de tipo parecido al que se emplea en obras públicas para la pavimentación, o en las minas para las barrenas neumáticas. Estos compresores funcionan automáticamente, conservando constante la presión de unas botellas, y, por lo tanto, en la línea general de aire comprimido. Cuando hay algún peligro, ambos compresores se ponen a andar, y mientras no haya consumo de aire, el consumo de los motores es prácticamente despreciable.

De trozo en trozo de la línea principal existen conexiones de tomas de aire para los tanques y para los compartimientos.

Si el buque es torpedeado, ambos compresores aseguran la presión del aire en la línea, y con ella puede soplarse el compartimiento averiado, a la presión que se desee. La entrada de agua en el buque puede así dominarse y hasta vaciarse por completo el tanque. La presión de aire puede mantenerse hasta la entrada en un puerto.

El sistema de aire comprimido tiene otras aplicaciones distintas que las de salvamento en caso de torpedeamiento. Por ejemplo: puede usarse en caso de contraincendios, cuando no pueda disponerse de la cámara de máquinas. Para ello se puede colgar de una pluma una bomba neumática, que tome agua de mar y que lance un chorro de capacidad suficiente.

En caso de bombardeo o de torpedeamiento, la tubería de aire puede servir para achicar los miles de toneladas de petróleo, ya que su transporte suele resultar en este caso inútil.

Muchos buques han probado la bondad de este sistema. Así, por ejemplo, en agosto de 1942, el petrolero "Ohio" sufrió muy grandes averías durante un convoy, y pudo defenderse e impedir su hundimiento, merced a este sistema.

En otra ocasión, otro petrolero fué averiado en la cámara de máquinas, varios remolcadores salieron por él para efectuar el salvamento, pero solamente uno pudo alcanzar el buque siniestrado. El remolque parecía imposible de no existir vapor para servomotor del timón. Sin embargo, usando el sistema de aire comprimido, se conectó esta línea por medio de una manguera con la tubería de vapor auxiliar, y exhaustando la atmósfera, pudo haber gobierno y navegar el buque, remolcado, doce días, hasta llegar a puerto. La dotación pudo tener comida caliente merced al aire comprimido del sistema, que hizo funcionar la cocina.

Muchos otros buques han debido su conservación a este sistema, y la Prensa técnica publica estos días varios casos.

El uso del aire comprimido en salvamento no es cosa nueva. Este sistema ha sido empleado muchas veces con gran éxito, por la Comisión de la Armada para el Salvamento de Buques, por lo cual no resulta ahora ninguna novedad.

Sin embargo, es interesante por el momento este sistema, teniendo en cuenta el número de petroleros que se encuentran en nuestras gradas en construcción.

IDEAS MODERNAS SOBRE ALOJAMIENTOS

La profunda evolución que ha de tener el tráfico marítimo de pasajeros de la postguerra, como consecuencia de las características peculiares del tiempo que forzosamente hemos de vivir, exigirá una transformación también profunda en la concepción clásica que hoy en día tenemos del buque de pasaje, desde los diferentes puntos de vista de cada una de sus principales características.

Las principales modificaciones de las circunstancias que han de influir más en alterar la fisonomía del negocio marítimo de pasaje, han de ser, a nuestro juicio, las siguientes:

Primera. Es indudable el establecimiento de grandes y potentes líneas aéreas, no solamente entre los puertos relativamente próximos (como son, por ejemplo, nuestros puertos insulares), sino también entre poblaciones de allende y aquende el océano.

Estas líneas habrán de absorber el pasaje que pudiéramos llamar de gran lujo y aun el de primera, compuesto por personas de fortuna poderosa o que realicen viajes de negocios y necesiten ahorrar tiempo. El precio de los pasajes aéreos ha de ser sin duda superior a un precio corriente de primera clase de un trasatlántico de mediana calidad, pero no mucho mayor. Si comparamos los precios de las líneas aéreas que actualmente funcionan con los equivalentes al ferrocarril en vagón-cama, resulta un coste aproximadamente igual en ambos casos. Por esto la competencia de las líneas aéreas a la navegación marítima ha de ser más importante de lo que a primera vista podría creerse.

Debe, por lo tanto, prescindirse de pensar en buques de gran lujo, ni siquiera con clase de la que pudiéramos llamar primera preferente.

Segunda. La humanidad ha sufrido y está sufriendo intensamente durante esta guerra, y al final de la misma ha de venir sin duda la reacción contraria: la gente querrá disfrutar de la vida y exigirá, por lo tanto, mayores comodidades que las que hasta aquí ha podido gozar. Consecuencia de esto ha de ser la necesidad de elevar el nivel de comodidad de las clases, mejorando las instalaciones y, sobre todo, la habilitación.

Tercera. La corriente de tráfico turístico ha de alcanzar importancia insospechada. Como consecuencia de la actual guerra, que ya se prolonga mucho tiempo, existe mucha gente que no ha podido moverse de su país de origen y que, al final de la contienda bélica, y cuando ya se tengan facilidades para poder viajar, habrán de pretender el desquite, tanto mayor cuanto que habrá aumentado el número de personas que no han salido nunca al extranjero.

El turista de esta clase no exige mucho. No tiene gran interés en acortar el viaje, pero sí le interesa asomarse a un mundo desconocido para él, en el cual la comodidad y el trato le sean lo más agradable posible. Algunos públicos se pagan mucho de las apariencias suntuarias del buque en que viajan. Estas consideraciones conducen a no dar tanta importancia a la velocidad (tan cara como saben nuestros lectores), y sí cuidar más de la habilitación y del confort de salones y camarotes, así como de los servicios de fonda.

Cuarta. Durante bastante tiempo, y hasta que no se estabilice, por decirlo así, la corriente inmigratoria y emigratoria, creando intereses entre los pueblos separados por el mar, el flujo de viajeros ha de ser muy discontinuo. Esto obliga a dos cosas en el proyecto del futuro buque: primeramente, a disponer una capacidad de carga, que pueda defender al sobordo en los momentos en que escasee el pasaje, y, segundo, en hacer una disposición tal, que, en determinadas circunstancias, pueda dar cabida a un número extra de pasajeros, aunque de este modo se pierda algo de la comodidad normal del viaje.

Como resumen de lo anterior, creemos que las directrices que deben seguirse al concebir los nuevos buques de pasaje, son las siguientes:

Primera. Especialización de los tipos, después de un concienzudo estudio de la psicología del pasaje de la línea que van a seguir y de las necesidades del viaje.

Concretándonos a nuestras dos líneas con América, por ejemplo, podemos afirmar lo siguiente:

a) La línea del Sur requiere buques de un gran radio de acción, para permitir la toma de combustible para viaje redondo en América o en las Islas Canarias. El pasaje normal de esta línea está compuesto por la clase llamada turista, y no gusta de excesivas subdivisiones; existe además un número más reducido de emigrantes, que pudiéramos llamar pasaje de tercera. Por lo tanto, el buque debe ser de clase única, con unos cuantos alojamientos de tercera, aproximadamente de 60 a 80 pasajeros de esta clase. En todo caso, ha de haber necesidad de transporte de mercancías, sobre todo del Río de la Plata y del Brasil a España; por lo tanto, el buque tiene que tener un tonelaje de porte bastante considerable.

Todas estas condiciones conducen a un buque de unas 20 millas de velocidad, propulsado por motores Diesel, con clase única y un poco de tercera, pero con un confort desproporcionado a lo que hasta ahora se ha llamado clase turística, y con un peso muerto aproximado a los 8.000 ó 9.000 toneladas.

b) La línea del Norte no exige un radio de acción tan grande, porque el viaje es más corto, y, además, el combustible en Norteamérica suele ser barato. El pasaje es más exigente y más variado que el de la línea del Sur, y el porcentaje de la tercera clase es mayor. La importancia del transporte de mercancías es menor. Por último, el buque tiene que estar acondicionado para los climas fríos de Nueva York en invierno y para la dureza de los temporales del Atlántico Norte.

Todas estas consideraciones conducen a un buque de características similares a las siguientes: una velocidad de unos 20 nudos, propulsión por turbinas; una capacidad de carga menor que en la línea del Sur, y unos acondicionamientos más resguardados de los tiempos.

Desde el punto de vista comercial, tal vez la mayor innovación (con caracteres revolucionarios) ha de consistir en el acondicionamiento de los camarotes, salones y servicios de fonda. A este respecto, estimamos como bases fundamentales, las siguientes ideas directrices:

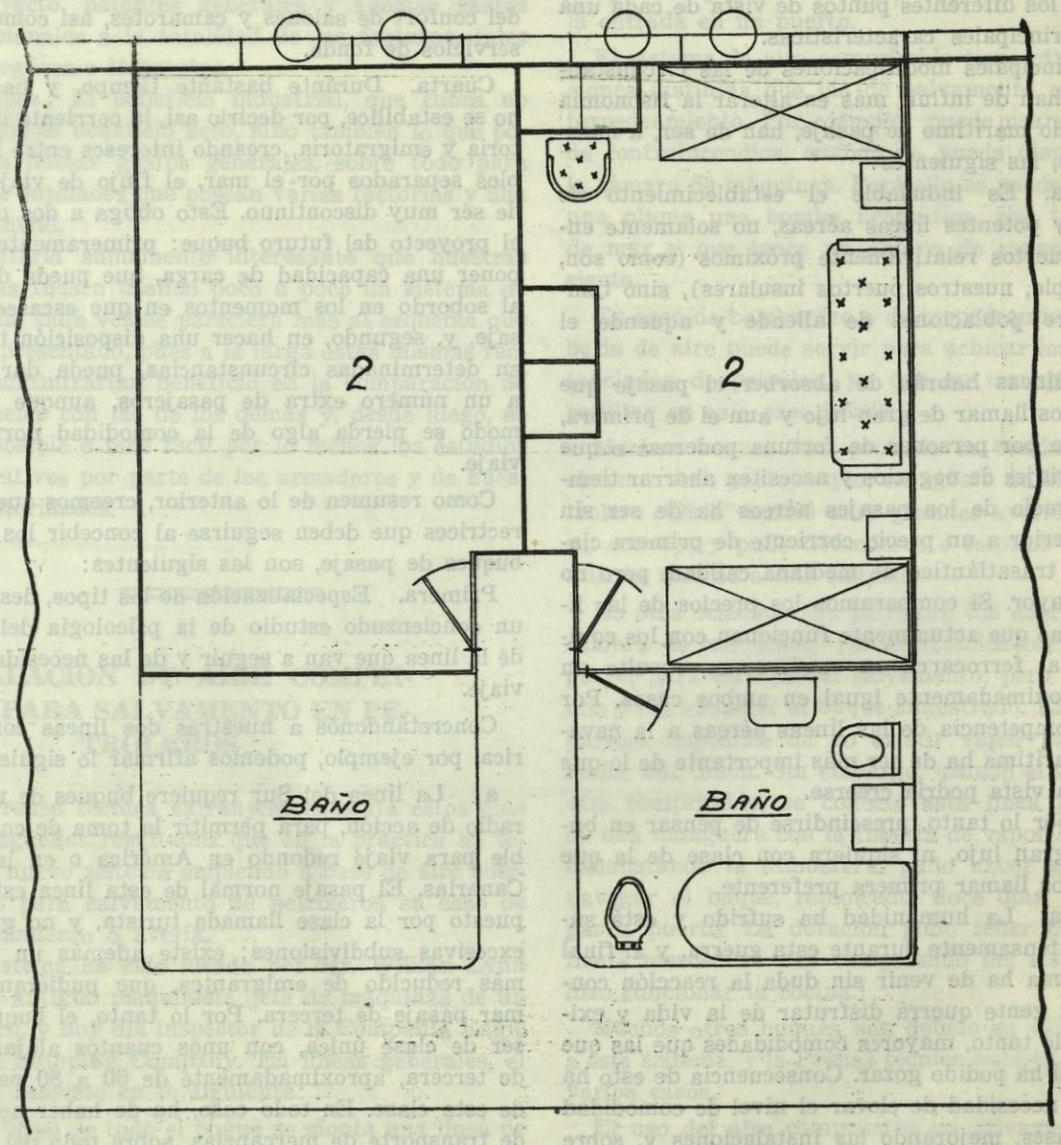


FIG. 1

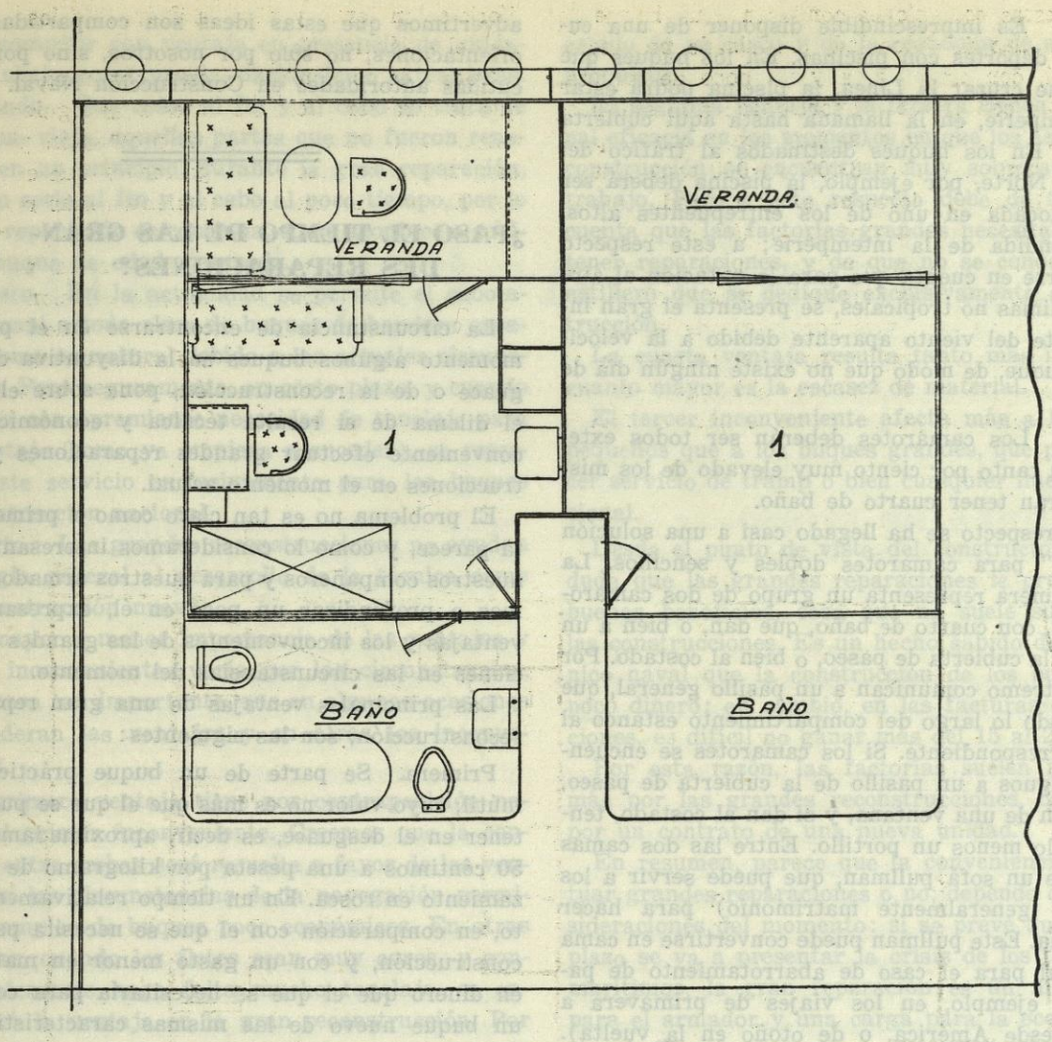


FIG. 2

Primera. La inmensa mayoría de los camarotes deben estar provistos de cuarto de baño, con agua dulce caliente y fría para el baño, y agua salada para caso de urgencia. El pasajero está acostumbrado a exigir en los hoteles de tierra en todo momento una habitación con cuarto de baño, y en las casas particulares no se concibe ya ninguna vivienda sin este servicio. No parece, pues, lógico que el personal cambie de costumbres al hacer un viaje marítimo en un trasatlántico en donde ha de pasar un buen número de días.

Segunda. A pocas personas agrada dormir en un camarote con numerosa compañía; por lo tanto, no parecen aceptables camarotes de más de dos pasajeros. Este mismo fenómeno se está teniendo en cuenta modernamente en los alojamientos de las tripulaciones, incluso para el personal de marineros y fogoneros.

Tercera. Los comedores han perdido en los últimos años bastante importancia en las costumbres de las gentes. En los hoteles y en las casas de tierra los comedores se usan casi exclusivamente para comer, o sea, durante un corto espacio de tiempo. La vida privada se suele hacer en las habitaciones particulares, y la vida de relación, en los cuartos de estar, salones, bares y verandas. Por esta razón los comedores no podrán ocupar lugares preeminentes en las cubiertas principales. Deben estar, eso sí, bien acondicionados, a fin de permitir la comida del pasaje aun en tiempos duros, en que puede molestar el mareo, pero no debe sacrificarse la distribución general del buque a fin de reservar para ellos un lugar principal.

En las líneas que hayan de atravesar países tropicales, los comedores deben estar en las cubiertas altas, porque no tienen necesidad de una calefacción muy activa, y la ventilación puede hacerse, naturalmente, abriendo las ventanas. En las líneas a través de mares fríos y tormentosos, como los del Atlántico Norte, deben estar en las cubiertas bajas.

Cuarta. Es imprescindible disponer de una cubierta de deportes con piscinas. En los buques que tengan que cruzar la Línea, la piscina podrá estar a la intemperie, en la llamada hasta aquí cubierta de botes. En los buques destinados al tráfico del Atlántico Norte, por ejemplo, la piscina deberá ser mejor colocada en uno de los entrepuentes altos, pero defendida de la intemperie; a este respecto debe tenerse en cuenta que para la natación al aire libre en climas no tropicales, se presenta el gran inconveniente del viento aparente debido a la velocidad del buque, de modo que no existe ningún día de calma.

Quinta. Los camarotes deberán ser todos exteriores. Un tanto por ciento muy elevado de los mismos deberán tener cuarto de baño.

A este respecto se ha llegado casi a una solución "standard" para camarotes dobles y sencillos. La figura primera representa un grupo de dos camarotes dobles, con cuarto de baño, que dan, o bien a un pasillo de la cubierta de paseo, o bien al costado. Por el otro extremo comunican a un pasillo general, que corre a todo lo largo del compartimiento estanco al fuego, correspondiente. Si los camarotes se encuentran contiguos a un pasillo de la cubierta de paseo, dispondrán de una ventana, y si dan al costado, tendrán por lo menos un portillo. Entre las dos camas se dispone un sofá pullman, que puede servir a los pasajeros (generalmente matrimonio) para hacer vida íntima. Este pullman puede convertirse en cama provisional para el caso de abarrotamiento de pasaje (por ejemplo, en los viajes de primavera a Europa desde América, o de otoño en la vuelta). Tiene, sin embargo, el inconveniente esta solución de que el pullman se encuentra orientado babor-es-estribor.

La solución de la figura primera es muy elegante y además ahorra mucho espacio.

La figura segunda se refiere a un camarote sencillo, que ocupa de un 75 a un 100 por 100 del espacio en planta destinado a un camarote doble, como los de la figura primera. Más que camarote es una especie de "suite" compuesta de dormitorio, cuarto de baño y veranda. Cuando el camarote da a algún pasillo de la cubierta de paseo, se debe practicar un amplio ventanal en el mamparo longitudinal, a fin de iluminar la veranda suficientemente. La alcoba resulta de esta manera prácticamente interior, pero a nadie le importa ésto si la comunicación con el exterior es propia y si además dispone el buque, como siempre sucede, de instalación de clima artificial.

Muchos detalles pueden darse sobre los modernos alojamientos en las líneas de pasaje, pero creemos que los anteriormente expuestos servirán a nuestros lectores para formar su composición de lugar, y les advertimos que estas ideas son compartidas como orientaciones, no sólo por nosotros, sino por indiscutidas autoridades en Construcción Naval.

¿PASO EL TIEMPO DE LAS GRANDES REPARACIONES?

La circunstancia de encontrarse en el presente momento algunos buques en la disyuntiva del desguace o de la reconstrucción, pone sobre el tapete el dilema de si resulta técnica y económicamente conveniente efectuar grandes reparaciones y construcciones en el momento actual.

El problema no es tan claro como a primera vista parece, y como lo consideramos interesante para nuestros compañeros y para nuestros armadores, vamos a profundizar un poco en él, expresando las ventajas y los inconvenientes de las grandes reparaciones en las circunstancias del momento.

Las principales ventajas de una gran reparación reconstrucción, son las siguientes:

Primera. Se parte de un buque prácticamente inútil, cuyo valor no es más que el que se pueda obtener en el desguace, es decir, aproximadamente de 50 céntimos a una peseta por kilogramo de desplazamiento en rosca. En un tiempo relativamente corto, en comparación con el que se necesita para una construcción, y con un gasto menor en material y en dinero que el que se necesitaría para construir un buque nuevo de las mismas características, se tiene una unidad que puede prestar servicio durante bastantes años.

Segunda. Así como la obra de construcción requiere grada, e instalaciones importantes, la obra de reparación puede hacerse por talleres de poca importancia, incluso sin poseer grada alguna. En muchas ocasiones, el coste de una de estas reparaciones puede ser superior al valor del taller con todo su herramental.

Tercera. Talleres de esta clase se encuentran en todo el litoral y, por lo tanto, es sencillo contratar las reparaciones.

Cuarta. Como la cantidad de materiales que se requieren es menor que los necesarios para la construcción, el problema de aprovisionamiento puede resolverse (en muchas ocasiones, parte del material se adquiere de manera irregular, pero se adquiere).

Por el contrario, la gran reparación tiene los inconvenientes siguientes:

Primero. Al final de la obra, el armador, y lo que es más importante, la flota nacional, se encuentran con un buque de tipo antiguo y de características generalmente poco económicas, que no le per-

miten competir con ventaja en presencia de unidades de nueva construcción, nacionales o extranjeras.

Segundo. Que como al fin y al cabo se trata de un buque viejo, aquellas partes que no fueron renovadas en un principio, durante la gran reparación, deberán serlo al fin y al cabo al poco tiempo, por lo cual la reparación es continua, como acontece a cualquier buque de edad avanzada.

Tercero. En la actualidad se permite el cabotaje nacional a toda clase de buques de bandera española, como es natural debido a las actuales circunstancias. Pero seguramente, en corto plazo, y cuando no haya esa apremiante necesidad de tonelaje para el cabotaje (como ya empieza a suceder), se reservará este servicio exclusivamente para los buques de construcción nacional.

Cuarto. Las grandes reconstrucciones no ayudan por regla general al desarrollo de la técnica como una construcción nueva.

La mayor o menor importancia de las ventajas y de los inconvenientes varía por las circunstancias, en manera tan importante, que en algunas ocasiones preponderan las ventajas y en otras los inconvenientes.

La primera ventaja tiene por contraposición natural el primer inconveniente. Creemos que la contienda entre ambas será resuelta a favor de las ventajas, si las circunstancias de la navegación permiten el empleo de buques poco económicos. En otras palabras, cuando los fletes sean muy caros, y consiguientemente haga falta mucho tonelaje, se encontrará la ventaja en la gran reconstrucción. Por el contrario, cuando la competencia sea importante y mucho más en momentos de crisis, la gran reconstrucción será un mal negocio, tanto para el armador como para la economía nacional marítima.

Cuando los precios de la reparación sean mayores y los fletes más bajos, la ventaja de la gran reparación será menor y la cualidad de rentable o no recaerá sobre el buque en función principalmente del estado de su casco y de la economía de su aparato propulsor.

La segunda ventaja y la tercera tienen su principal eficacia en los momentos en que los astilleros de construcción se encuentran muy sobrecargados de trabajo. Pero a este respecto debe de tenerse en cuenta que las factorías grandes necesitan también tener reparaciones, y de que no se conoce un solo astillero que se dedique exclusivamente a la construcción.

La cuarta ventaja resulta tanto más importante cuanto mayor es la escasez de material.

El tercer inconveniente afecta más a los buques pequeños que a los buques grandes, que pueden hacer servicio de tramp o bien cualquier línea internacional.

Desde el punto de vista del constructor, no cabe duda que las grandes reparaciones le proporcionan buenos beneficios, cosa que no suele suceder con las construcciones. Es un hecho sabido de todo técnico naval que la construcción de los buques deja poco dinero; en cambio, en las facturas de reparaciones, es difícil no ganar más del 15 al 20 por 100.

Por esta razón, las factorías suelen interesarse más por las grandes reconstrucciones, que incluso por un contrato de una nueva unidad.

En resumen, parece que la conveniencia de efectuar grandes reparaciones o no, depende de las consideraciones del momento: si se prevé que en corto plazo se va a presentar la crisis de los transportes marítimos, la gran reparación es un mal negocio para el armador y una carga para la economía nacional. Si, por el contrario, se prevé aún suficiente tiempo para que puedan amortizarse todos los gastos de la reparación, por fletes buenos y aun obtener un beneficio, debe hacerse la gran reparación.

En las circunstancias que corremos, parece ser más bien el primer caso que el segundo. Y al decir de las personas bien enteradas, el tiempo de las grandes reparaciones pasó ya.

Información Legislativa

LA CARTILLA DE RECONOCIMIENTO DE LOS BUQUES

La idea de dotar a los buques mercantes de un documento técnico de identidad no es de ahora, ni siquiera moderno. Desde hace ya algunos años se ha pensado muchas veces por las autoridades pertinentes en hacer llevar a los buques de su jurisdicción una especie de documento o cartilla, en la cual se anotarán las incidencias de los sucesivos reconocimientos, sirviendo de este modo de orientación a los inspectores en las próximas visitas.

En las Sociedades de Clasificación, el historial técnico de cada buque sometido a su vigilancia se suele llevar de una manera francamente desordenada, aun en aquellas Sociedades de mayor renombre mundial y solvencia técnica. Hasta las oficinas centrales solamente llegan los datos principales del buque, y la constancia del mantenimiento de la letra. Pero los detalles y particularidades de su casco y de su maquinaria, aquellas partes que por encontrarse en un estado que produzca duda al inspector, requieran una especial atención, solamente constan en los archivos particulares de las Inspecciones locales, y todo lo más, en pocos casos, son objeto de una anotación en el certificado.

Estas anotaciones no pueden hacerse ni con la extensión ni con la exactitud debida, por lo menos en muchos casos, y así sucede que cuando el buque pasa un reconocimiento extraordinario, bien por voluntad de su armador o por una avería, en un puerto distinto al de costumbre, el inspector que reconoce el buque se encuentra un poco desorientado y tiene que recurrir a informaciones del personal de a bordo, que también puede no estar muy bien enterado.

Algunas Compañías armadoras poseen informaciones más concretas particulares, en manos de sus oficinas centrales o en manos de las Inspecciones locales en el litoral. Otras, muy pocas, tienen implantadas ya verdaderas cartillas de reconocimiento, que bajo la custodia del primer maquinista o del capitán, acompañan al buque en todos sus viajes.

Parece razonable que el uso de la cartilla se implantara de una manera prescriptiva, en beneficio de todos y muy especialmente en el de los armadores y personal de a bordo.

La cartilla debe ser un documento inherente al buque, de igual manera que lo es la patente y el rol, o los certificados de arqueo y francobordo. En este documento oficial deben constar todas las características principales del casco y de la maquinaria, de tal manera expuestas, que por su sencillo examen se pueda venir en conocimiento de las características más importantes del buque.

Se deben también consignar en la misma los reconocimientos efectuados en general y las observaciones deducidas de los mismos.

Descendiendo aún a mayor detalle, entendemos que se debe destinar una hoja de la cartilla a cada máquina que esté montada en el buque, tanto principal como auxiliar. En estas hojas se puede ir anotanto las reparaciones efectuadas en cada una de ellas, y el inspector puede consignar los defectos temporales de funcionamiento y las reparaciones necesarias en corto plazo.

También deben designarse las principales medidas que tanto el personal de a bordo como el inspector debe comprobar periódicamente, tales como fatiga de los cigüeñales, caída de los ejes, holguras de los guayacanes en eje de cola, espesor de las mallas de las calderas, espesor de las principales chapas del casco y otras.

Es también interesante hacer constar en la cartilla el material que los inspectores deben reconocer, tal como chalecos salvavidas, instalaciones de contraincedios, botes, medios de cierre de las escotillas, cadenas, anclas, estachas y otros elementos de seguridad.

Por último, también deben consignarse las piezas de respeto que se lleven a bordo, y de este modo venir en conocimiento en cualquier momento de la

falta de las más principales, que tengan carácter prescriptible.

El uso de la cartilla no representa mayor trabajo que la inversión de unos cuantos minutos en cada reconocimiento efectuado por el inspector. En principio, y durante el período de aclimatación de esta nueva modalidad, es natural que se presentasen algunas dificultades, especialmente por el recelo que toda medida fiscalizadora despierta siempre en el personal que debe ser controlado, pero pasado este primer momento, la cartilla puede ser un excelente auxiliar, tanto de los inspectores como de los armadores y del mismo personal embarcado.

Otra gran ventaja de la cartilla estriba en las facilidades que puede proporcionar para la formación de estadísticas. Conocemos muchos buques cuya potencia de máquinas es ignorada hasta por el primer maquinista, y cuyas características principales (tales como superficie de calefacción de las calderas, por ejemplo) no es conocida ni por el personal de máquinas ni siquiera por los armadores. No hablemos de otras características importantes, tales como el paso y área de las hélices, cuyo conocimiento puede ser origen de importantes mejoras de positivo resultado económico. Son contadas las ocasiones en que son conocidas, y así sucede que hay muchos buques cuyo propulsor perteneció a otro barco de potencia, velocidad, desplazamiento y formas completamente distintas.

Con la cartilla también se evitarían muchos mal entendidos y deficiencias de la inspección. Conocemos algunos casos en que se han ordenado dos y hasta tres veces la ejecución de una misma reparación, que ya estaba hecha, y en contraposición a esto, también hay ocasiones en que se dejan de reconocer por un inspector máquinas o elementos del casco que debe ser objeto de continuo cuidado.

Pero donde reina la mayor anarquía, no solamente en nuestra Flota, sino en la mayoría de las flotas mercantes de todo el mundo, es en las existencias de respeto llevadas a bordo. En general existe siempre una tendencia, plausible desde cierto punto de vista, del personal de a bordo, a disponer del mayor número de piezas de respeto y en algunos casos resulta este afán exagerado. Pero, en cambio en otros, por dejadez de la tripulación o por exceso de tacañería del armador, no se dispone a bordo ni de las piezas más imprescindibles.

La redacción de un modelo de cartilla no presenta casi dificultades. Puede hacerse con facilidad y en poco tiempo, y estamos seguros de que no pasará mucho tiempo sin que este documento se haga prescriptivo en casi todas las Marinas del mundo.

AUTOSEGURO DE LOS BUQUES POR SUS ARMADORES

Desde hace algunos años se está extendiendo cada vez más entre los armadores fuertes, o sencillamente que poseen un número crecido de unidades grandes o pequeñas, el criterio de cubrir ellos mismos los riesgos de seguros en sus buques.

El método que se ha empleado, casi en todos los casos, ha consistido en partir de un fondo inicial, extraído del capital de reserva, y en asignar a todos los buques de la flota propia un gasto igual al del seguro corriente, según las tarifas de primas en la actualidad vigentes que en lugar de entregarlo a una Sociedad de seguros, se ingresa en este fondo de resistencia o de auto-seguro.

La tendencia es plausible y digna de imitarse, y hasta somos de opinión que debiera ser fomentada por nuestras autoridades.

Es sabido que el principal ingreso de las Compañías aseguradoras son los seguros marítimos, y una parte muy importante de ellos los constituyen las pólizas de seguro de los mismos buques. Parece justo que este beneficio quede en manos de los armadores, que son los que producen, y no en manos de tercera persona e intermediarios.

Comprendemos que el auto-seguro no puede ser hecho por pequeños armadores, sobre todo si poseen pocas unidades, porque un siniestro de una de ellas puede absorber el fondo de resistencia. Pero en el caso de armadores que poseen una flota numerosa, aunque ésta sea compuesta de pequeños buques, el caso es muy claro, porque la cuantía del siniestro no representa un tanto por ciento elevado de la totalidad del fondo, en la mayoría de los casos. La práctica demuestra lo que decimos, y puede afirmarse que una vez que una Compañía armadora ha implantado auto-seguros, lo conserva indefinidamente.

Tiene además el auto-seguro otra ventaja de índole técnico-económica. Como los gastos de las averías tienen en último caso que ser sufragados por los mismos armadores, las tripulaciones y la inspección tiene más cuidado con el material, y también es un hecho probado que de esta manera se disminuye el número y la importancia de las averías, y se exige responsabilidades con más efetividad por parte del armador.

También se evitan con el auto-seguro las discusiones siempre enojosas en caso de siniestro, y puede ahorrarse mucho personal y mucho trabajo en las Inspecciones.

Aún se podría perfeccionar el auto-seguro, extendiendo éste a las mercancías transportadas. El armador podría resultar responsable de los desperfectos de las mismas, cobrando una ligera prima sobre

el precio del flete. Especialmente en las condiciones actuales, el seguro de guerra tiene un importe tal, que pesa mucho sobre el coste total del transporte, y parece que podría conseguirse un alivio si toda la responsabilidad incumbiera al armador.

En bastantes casos los desperfectos que sufren las mercancías tienen su origen en deficiencias de la carga, descarga y transporte, y si el armador tuviera que pagar directamente las indemnizaciones, tendría más cuidado en el manejo de las mercancías y haría que su personal tuviera más interés. Para fijar un poco más las ideas, pongamos los siguientes ejemplos: algunas mercancías, tales como cemento en sacos, café y otras, pueden deteriorarse por pérdidas de agua en las sentinas. Teniendo cuidado, y disponiendo convenientemente los forros de madera de las bodegas, se puede llegar a tener completamente limpias. Otra clase de mercancías, como bocoyes de madera, sacos de abono, etc., se deterioran por deficiencia en el manejo o por estrechonazos de los cables de las plumas durante la carga o descarga. Estas averías pueden ser también obviadas solamente teniendo más cuidado.

En el caso de armadores fuertes, como ya hemos dicho, el auto-seguro no presenta más que ventajas. Cuando se trate de armadores que dispongan de pocos buques, pudiera implantarse una especie de autoseguro colectivo, manejado por las Asociaciones pertinentes, o tal vez por el Estado.

En el caso de transportes terrestres, el problema es bastante similar y ha sido resuelto en muchos casos en forma de autoseguro, por lo menos para el material móvil, y no vemos razón para que no pueda también implantarse en gran escala en los transportes marítimos, salvando, naturalmente, las modalidades peculiares.

Revista de Revistas

BUQUES MERCANTES

NUEVO FERRY MALMOE-COPENHAGUE. (*The Motor Ship,* diciembre 1943.)

En el mes de octubre próximo pasado ha sido lanzado al agua el ferry "Malmoehus", que es el buque de este tipo más grande de los que hacen el servicio entre Copenhague y Malmoe. Ha sido construído por los Astilleros Kocskums.

Las características más principales son las siguientes:

Eslora total, 94,15 metros.
Eslora entre perpendiculares, 86,8 metros.
Manga, 16 metros.
Calado en carga, 4,10 metros.
Peso muerto, 595 toneladas.
Desplazamiento, 3.060 toneladas.
Potencia propulsora, 4.750 I. H. P.
Velocidad en aguas profundas, 17 nudos.
Idem en aguas poco profundas, 15 nudos.
Capacidad de pasaje, 1.800.

La totalidad de los espacios reservados al pasaje difieren su disposición de los buques de este tipo que existen en la actualidad. El salón más grande se encuentra en la cubierta de paseo, a proa, y el fumador tiene forma semicircular y está provisto de anchos ventanales. Además, se disponen comedores para primera y tercera clase y algunos camarotes para el pasaje.

La maquinaria propulsora está constituída por dos motores M. A. N., que desarrollan cada uno 275 B. H. P.

Toda la maquinaria de cubierta y la maquinaria auxiliar de la sala de máquinas está movida por sendos motores eléctricos. Para alimentar las redes de fuerza y alumbrado se montan tres grupos de 250 kilovatios cada uno.

La calefacción se prevé eléctrica en todos los espacios.

El buque está equipado con aguja giroscópica, soldador acústico y corredera S. A. L.

Comparando este nuevo buque con el "Ferry Malmoe", resulta el primero con 3.060 toneladas de desplazamiento, en lugar de 1.690 del segundo, y la capacidad de pasajeros de 1.800 en lugar de 1.275. Sin embargo, cuando el "Ferry" tiene que transportar trenes, solamente puede transportar al mismo tiempo 1.300 pasajeros.

El viaje entre Copenhague y Malmoe, dura en este buque una hora y cuarto. Como detalle curioso puede decirse que se ha montado una instalación telefónica T. S. H., que puede ser utilizada por los pasajeros en cualquier momento.

El artículo a que nos referimos publica una fotografía del citado buque.

NUEVO PETROLERO INGLES DE 12.300 TONELADAS. (*The Motor Ship,* diciembre 1943.)

Antes de la guerra, la British Tanker poseía una flota de unos 50 petroleros a motor y de un número similar de vapores. En 1936 esta firma hizo pedidos de 18 buques casi de un tipo "standard", que casi sólo diferían en la maquinaria empleada.

Como es natural, los acontecimientos tan importantes ocurridos desde entonces han sido causa de que este programa se alterase bastante en sus detalles, teniendo además en cuenta la importancia que para la guerra tiene esta clase de buques. Uno de los cambios más esenciales ha sido el experimentado en la acomodación de la tripulación.

La principal diferencia entre este buque y sus similares se encuentra en que los alojamientos de todos los oficiales, tanto de cubierta como de máquinas, se disponen en el alcázar. En casi todos los petroleros los oficiales-maquinistas se alojan en la popa. En este barco no hay más que un comedor, tanto para oficiales como para maquinistas, con el expreso fin de igualar en un cuarto común a todos los oficiales de a bordo. El autor del artículo reconoce esta alteración en las costumbres tradicionales, extraordinariamente ventajosas.

Para el personal de máquinas existen siete camarotes sencillos, y el del jefe de máquinas tiene también despacho y baño. Están dispuestos estos camarotes en la misma cubierta en que se encuentra el comedor o cámara de oficiales.

El camarote del capitán se encuentra a popa del puente de mando, y del resto de la oficialidad también se dispone en el alcázar.

Esta disposición permite disponer de un amplio espacio para alojar al resto de la tripulación a popa con la comodidad necesaria para poder aguantar sin fatiga física ni moral los 280 0 300 días de mar anuales que navega un buque de este tipo.

El buque tiene un peso muerto de 12.300 toneladas. Tiene popa de crucero. La construcción del casco consiste, en cuanto a la parte resistente se refiere, en esloras longitudinales bajo la cubierta. Se adopta el sistema transversal de cuadernas para los tanques laterales, y además para la parte del casco a proa o a popa de los mamparos extremos de los tanques.

En el artículo a que nos referimos se publican las capacidades de los tanques, tanto de lastre como de carga.

La máquina propulsora es un motor Doxford, de pistones opuestos y de cuatro cilindros. Se insertan, en el artículo aludido, las características más importantes del motor. La máquina propulsora mueve las bombas de lubrificación y de refrigeración, de agua dulce y salada, por medio de una palanca, que también mueve la bomba de barrido. Por lo tanto, todas estas bombas son de pistones.

Se montan dos calderas cilíndricas, dispuestas para quemar petróleo o para recibir los gases de escape del motor principal. El consumo específico por caballo y por hora es de 158 a 162 gramos.

Para generar la corriente eléctrica se montan dos grupos electrógenos movidos a vapor, de 30 kilovatios cada uno.

En el artículo a que nos referimos, se publica con gran detalle la mayoría de las particularidades más importantes de toda la maquinaria auxiliar.

También se publican numerosas fotografías de los alojamientos de la tripulación, de algunos aparatos de cubierta y de la sala de máquinas. Igualmente se insertan planos acotados de la sección maestra, mamparos de proa y detalles de la estructura, así como una disposición completa de la cámara de máquinas con corte longitudinal, tres plantas y dos secciones.

La información publicada de este buque es muy completa.

BUQUES DE CARGA BRITANICOS DE 15 NUDOS DE VELOCIDAD. (*The Motor Ship,* diciembre 1943.)

La Revista a que aludimos en el epígrafe, publica dos interesantes fotografías y los planos principales de la disposición, en lo que se refiere sobre todo a los alojamientos de uno de los primeros buques de la serie de cargueros de 15 nudos, que se están construyendo en el Reino Unido. Se trata de buques de 12.000 toneladas de peso muerto, que pueden transportar también 12 pasajeros, y en caso necesario, 24, habilitando los camarotes para dos personas.

Algunos de estos cargueros tienen disposición de turbinas, y otros son moto-naves; en todos ellos las auxiliares son movidas por motores eléctricos.

Los marineros y fogoneros alojan en camarotes de cuatro personas como máximo. Los oficiales, tanto de máquinas como de cubierta, tienen sus alojamientos en la superestructura de la ciudadela.

Estos buques tienen un tonelaje de registro aproximadamente de 9.900 toneladas, y como elementos de carga tienen doce chigres de 15 toneladas y seis de 10 toneladas, servidos por sendos puntales. Además de éstos tienen un puntal real de 80 toneladas en el palo mayor, y otro de 50 en el trinquete.

Todos los buques tienen servo-motor electrohidráulico y están dotados de aguja giroscópica.

TRES BUQUES MIXTOS DE 7.800 TONELADAS DE PESO MUERTO Y 17 NUDOS DE VELOCIDAD. (*The Motor Ship,* diciembre 1943.)

Se trata de los buques "La Plata", "Amazonas" y "Orinoco", construídos por los Astilleros suecos de Kockums, para el servicio entre Suecia y Sudamérica. Estos buques estarán listos para entrar en servicio en el presente año 1944.

Las características más importantes son las siguientes:

Eslora total, 445 ft.
Eslora entre perpendiculares, 418 ft.
Manga, 57 ft.
Puntal a la cubierta principal, 28,16 ft.
Calado al disco en verano, 26,2 ft.
Peso muerto correspondiente, 7.885 toneladas.
Desplazamiento, 12.390 toneladas.
Velocidad en carga, 17 nudos.
Capacidad de carga total, 405.600 pies cúbicos.
Capacidad de carga refrigerada, 94.920 pies cubicos.
Capacidad de tanques vertical, 760 pies cúbicos.
Total combustrible, 1.130 toneladas.
Número de pasajeros, 24.

Tonelaje de registro bruto, 7.379,6 toneladas.
Idem neto, 5.653,5 toneladas.

El casco de este buque presenta la particularidad de ser el primero europeo cuya construcción ha sido hecha completamente soldada. Por ello se ha obtenido un ahorro de unas 450 toneladas en el peso del casco y la resistencia de carena se estima que ha quedado reducida en un 10 por 100, dando por esto un aumento de velocidad aproximadamente de un cuarto a medio nudo.

Estos buques tienen cubierta Shelter, y poseen cinco grandes bodegas de carga y un tanque vertical para transporte de aceites vegetales.

Los elementos de carga han sido distribuídos en abundancia, poseyendo el buque 15 puntales de 5 toneladas, uno de 20 y otro de 10 toneladas. Cada puntal tiene su chigre eléctrico; la potencia total de todas estas máquinas es de unos 300 kilovatios.

Se disponen siete cámaras refrigeradas, de una capacidad total mencionada anteriormente. Unas de estas cámaras mantienen una temperatura de —0,5 grados, mientras que otras alcanzan la temperatura de —12 grados.

Para el alojamiento del pasaje se disponen 10 camarotes dobles y dos sencillos, cada uno con su correspondiente cuarto de baño. El comedor y el cuarto de estar con su veranda, se encuentran dispuestos en la cubierta de paseo, en el extremo de proa, y tienen una decoración a base de caoba muy lujosa.

Toda la calefacción es eléctrica, con una capacidad total de 130 kilovatios.

La maquinaria principal consiste en dos motores de 6 cilindros, dos tiempos, simple efecto, de 68 centímetros de diámetro y de 120 cm. de carrera, capaces de desarrollar cada uno 3.950 I. H. P. a 125 revoluciones por minuto.

Son de la patente M. A. N., construída en Kockum. Las hélices son de acero fundido inoxidable, material que ya ha sido probado por primera vez en 1932, con excelente éxito.

Como grupos electrógenos se montan seis unidades de 100 kilovatios cada uno a 220 voltios. Cuatro de ellos son suficientes para el servicio normal del buque. Para refrigeración de las bodegas de carga se necesitan 200 kilovatios, que son absorbidos por tres compresores, que absorben 266.000 frigorías, con una temperatura externa de 30° C.

El artículo a que nos referimos publica cuatro fotografías del "Amazonas". Una se refiere a la vista exterior del buque; dos a los salones, y la tercera, a un camarote de pasaje.

CONSTRUCCION NAVAL

EL SALVAMENTO DEL "LAFAYETTE" (EX "NORMANDIE"). (*Ingineering*, 12 de noviembre 1943.)

Como se recordará, el "Normandie" hizo su primer viaje el 29 de mayo de 1935, batiendo el "record" en la travesía del Atlántico, en tres días, veintidós horas y siete minutos, tiempo que fué todavía reducido en diecinueve minutos por el trasatlántico "Queen Mary".

En el comienzo de la guerra, el "Normandie" se encontraba en Nueva York, en donde sufrió el incendio y hundimiento que es de todos conocido. El buque fué incautado por la Comisión Marítima Americana y rebautizado con el nombre de "Lafayette", con el fin de ser utilizado como transporte de tropas.

El "Lafayette" tiene una eslora de 1.029 ft. 5 in. (unos 310 metros), una manga de 119 ft. 6 in (unos 35,7 metros) y un tonelaje de arqueo bruto de 79.280 toneladas. Cuando era un trasatlántico tenía una capacidad de transporte para 2.000 pasajeros, y un peso muerto muy pequeño. La potencia de máquinas era de 160.000 S. H. P., y desarrollaba una velocidad de 31,2 nudos.

El incendio, que fué la causa inicial de su pérdida, comenzó en el salón de primera clase, que se encuentra entre los compartimientos números 5 y 6. Comenzó a las dos y treinta de la tarde, y se cree que tuvo por origen una chispa de un soplete oxacetilénico, que quemó unas 1.100 balas de chalecos salvavidas, que se habían almacenado en el salón para su ulterior distribución dentro del buque. Además existían en el salón una serie de enseres y objetos de decoración que se acababan de quitar de otros sitios. El fuego tomó tanto incremento, que a las tres treinta de la tarde todo el salón era ya pasto de las llamas, y, por último, se propagó a toda la acomodación y la tercera cubierta superior, excepto al teatro, que estaba situado inmediatamente a popa de las chimeneas de proa.

El fuego fué atacado inmediatamente por las bombas del muelle y por los remolcadores, y se vertió sobre el buque tal cantidad de agua, que por lo menos se calcula en unas 6.000 toneladas. Gran cantidad de ésta quedó contenida en las cubiertas superiores, haciendo que el buque tomara una escora hacia babor ya desde las tres treinta de la tarde. A las once treinta de la noche la escora era ya de 40°, y a las dos cuarenta y cinco de la mañana siguiente el buque empezó a zozobrar, quedando apoyado sobre su costado de babor y formando un ángulo de 79° con la horizontal.

En 24 de febrero de 1942, unos quince días después del desastre, se hizo cargo del buque el jefe del "Bureau of Ships", quien puso el buque a dis-

posición del Jefe de Salvamento de la Armada Yanqui. El Almirantazgo decidió por último el salvamento del buque.

Dadas las grandes dimensiones del "Lafayette", se calculaba en unas 100.000 toneladas de agua la cantidad que había que achicar del mismo para su puesta a flote. Se decidió que el único medio de salvar al buque era dividirle en compartimientos, según mamparos transversales de fortuna, y proceder al achique de los mismos, según un orden previsto, hasta que el buque flotase por sí mismo. El programa presetaba las dificultades de tener que deshacer gran parte de la superestructura del buque y de construir estos mamparos, haciendo gran parte de este trabajo debajo del agua.

La primera operación fué el desmontado de todas las superestructuras de la cubierta de paseo, incluyendo el "grill" de primera clase, el fumador, el salón, el teatro y el jardín de invierno. Después se procedió a desmontar las chimeneas y gran parte de las superestructuras altas.

Muy poco de este material pudo ser recuperado, la mayor parte de él hubo necesidad de cortar al soplete acetilénico. Como gran parte de las superestructuras estaban debajo del agua, hubieron de ser cortadas por el soplete submarino. Se quitó de las superestructuras en total unas 5.000 toneladas de peso, además de otras 6.000 más de accesorios y de chatarra.

La siguiente fase más importante del salvamento consistió en tapar los 356 orificios y 16 portalones que había practicados en el casco; muchos de éstos se encontraban abiertos antes de la pérdida, y en la actualidad estaban sumergidos a unos 60 pies de calado y recubiertos con una capa de fango de 8 a 10 pies de espesor. Fué necesario tapar todos estos 356 orificios, incluso los que estaban ya cerrados, a fin de hacerlos resistir las presiones cuando se picara el agua de los compartimientos correspondientes. La operación se efectuó usando un sistema patentado de parches "Tooker", que consiste en un disco de madera doblado según un diámetro. De esta manera pueden pasar a través de un orificio, ser abiertos después y asegurados por medio de tornillos y juntas de goma. Este procedimiento dió unos excelentes resultados.

El fango fué una fuente especial de dificultades, que entorpeció grandemente el trabajo de los buzos. Los portalones de carga fueron cerrados con sus puertas y reforzados con montantes. Toda el área se cubrió con hormigón de cemento hasta hacerse estanco. Las escotillas de carga también tuvieron que ser cerradas.

El buque fué dividido en 19 compartimientos para efectuar el achique por medio de mamparos, construídos en el taller y montados después a bordo, y recibidos con cemento de fraguado rápido.

Para la operación de achique se emplearon 93 bombas de salvamento, de las cuales 40 eran de 10 pulgadas de diámetro, 28 de 6 y 25 de 3. Tenían una capacidad total de achique de 9 millones de galones por hora (alrededor de 40.400 toneladas por hora), cantidad muy excesiva en comparación con las necesidades, pero que se creyó necesaria para poder dominar cualquier movimiento imprevisto del buque.

El achique empezó a finales de agosto, y las operaciones terminaron a finales de octubre. El programa de achique se dispuso de tal manera, que cuando el buque flotase pudiese ser remolcado a proa hasta que estuviera bien claro de la escollera del muelle. Se dispuso el achique para que el buque girase primero, adrizándose un poco hasta que las cubiertas formasen un ángulo de unos 45° con la horizontal; para esto hubo que inundar algunos tanques de costado y del doble fondo de la banda de estribor.

La segunda parte del achique fué encaminada a librar al buque de la escollera, y la tercera para adrizarlo más, cosa que no pudo conseguirse totalmente, debido al enorme peso del material montado a babor para las operaciones de salvamento.

El coste original del "Lafayette" fué calculado en unos 14 millones de libras. El coste del salvamento ha resultado aproximadamente en un millón de libras esterlinas, y se necesitarán otros 5 millones más para transformar al buque en transporte de tropas.

En el artículo a que hacemos referencia se publican diez interesantes fotografías, que representan otros tantos momentos del salvamento del buque, y un plano esquemático en el que se indica el compartimentado provisional, del que hemos hablado más arriba.

EL USO DEL ACERO DE ALTA TENSION EN CONSTRUCCION NAVAL, por Edgar P. Trask. (*Shipbuilding and Shipping Record,* 7 octubre 1943.)

La reducción del peso en los vehículos ha sido preocupación constante de los constructores en estos últimos años. Gran parte de los resultados obtenidos se deben al empleo de acero de alta tensión. En Construcción Naval, sin embargo, se vienen conservando las mínimas especificaciones de recepción del acero laminado durante ya bastantes años.

El autor considera llegado el momento de introducir algunas modificaciones en las especificaciones del acero, a fin de que éste pueda aguantar cargas

específicas mayores, tenga mayor resistencia en la corrosión y además sea más fácil de soldar.

A este respecto preconiza el uso del acero llamado "High Elastic Steel" (H. E. S.), que se produce ya en Inglaterra de una manera normal. Desgraciadamente, el autor no da la composición química del mismo, ni las características de la fabricación siderúrgica de este material.

Las propiedades del nuevo acero propuesto en comparación con las del acero vulgar de Construcción Naval son las siguientes:

	Presente	Propuesto
Carga de rotura lb./in²	65.000	72.500
Límite elástico lb./in²	32.500	50.000
Fatiga límite	25.000	48.000
Límite elástico % de la rotura	50	69
Límite de proporcionalidad lb./in²	25.000	35.000
Límite de proporcionalidad % de rotura	38,5	48,3
Límite de proporcionalidad % de límite elástico	77	70
Alargamiento % en 8 pulgadas.	23,1	20,7
Resistencia a la corrosión en el mismo tiempo %	100	200

La proporción de resistencia a la corrosión, resulta sumamente interesante para la Construcción Naval.

Sobre este punto se extiende el autor, comparando los resultados obtenidos en ambos aceros y en un gran número de pruebas. En todos ellos se puede ver la gran superioridad en acero H. E. S.

El autor reseña también los resultados de las pruebas de impacto, a fin de medir la resistencia, y también en esta prueba habría ventajas para el acero preconizado.

Como ejemplo práctico, el autor estudia la alteración que podría sufrir la cuaderna maestra de un petrolero de dimensiones grandes (16.775 toneladas de peso muerto), sustituyendo el acero vulgar de Construcción Naval por el acero H. E. S. Calcula el ahorro de peso que se obtiene, conservando el mismo factor de seguridad en la carga máxima del acero. También calcula el ahorro en coste y el incremento de peso muerto que se obtendría con el empleo del citado acero.

TEORIA DEL BUQUE

LA SUBDIVISION DE LOS BUQUES COMO PROTECCION DE SU FLOTABILIDAD, por el Contraalmirante J. G. Tawresey. (*Shipbuilding and Shipping Record*, 23 de septiembre de 1943.)

En el estudio a que aludimos, se consideran los principios de la subdivisión para asegurar la flotabilidad y se discuten las posibilidades de la línea de margen para los buques que pueden mantenerse a flote con dos compartimientos inundados y para los que pueden mantenerse con tres compartimientos inundados.

El criterio de considerar solamente la eslora inundable, es decir la longitud que el buque puede inundarse sin llegar a mojar la línea de margen, es según el autor digno de ser desechado y sustituído por el criterio de tener en consideración simultáneamente la subdivisión y la eslora inundable. Según se encuentran repartidos los mamparos, el buque podrá resistir o no la inundación de un tanto por ciento determinado de su eslora.

A este respecto, el autor presenta dos gráficos en que liga la separación de mamparos, la máxima ruptura (es decir, lo que nosotros llamamos eslora inundable, y la máxima longitud que se puede inundar (no hay que confundir esta dimensión de la anterior, puesto que la cantidad que se puede inundar del buque depende de la eslora inundable y del compartimentado), y, por último, lo que el autor llama factor de seguridad, que es la diferencia entre la máxima ruptura y la máxima longitud que se inunda.

El autor trata después de desvanecer los equívocos clásicos respecto al compartimentado, y se apoya en los siguientes asertos:

a) La facultad del buque para resistir una avería puede ser mejor definida como la longitud de la ruptura que puede recibir en cualquier punto de su eslora, quedando aún el buque sin mojar la línea de margen.

b) Suponiendo una subdivisión que permita la flotabilidad con todos los compartimientos inundados para una porción, por ejemplo, de la eslora, una eslora inundada de 98 pies. Una avería de cualquier longitud hasta 48 pies no puede destruir dos mamparos e inundar tres compartimientos. Si los mamparos estuvieran espaciados 40 pies, el buque estaría clasificado en la categoría de dos compartimientos inundados, pero cualquier avería de más de 40 pies de longitud inundaría ya tres compartimientos. De aquí se induce que la seguridad de un buque con mamparos espaciados 48 pies es mayor que si los mamparos estuvieran espaciados solamente 40.

c) Si la separación de mamparos fuera dismi-

nuída hasta 32 pies, podrían ser inundados tres compartimientos, y la longitud de la avería máxima que no inundase más que la eslora inundable estaría incrementada de una manera discontinua hasta 64 pies, puesto que se requeriría esta longitud para inundar tres compartimientos.

d) Dada una longitud de avería, cuanto más cerca estén los mamparos uno de otro hay más probabilidad de que queden afectados por la avería.

e) Si la longitud de la avería se llama *e* y la separación del mamparo *s*, si *s* es dos veces *e*, existe un 50 por 100 de probabilidad de que la avería no influye al mamparo.

El autor presenta un documentado plano que liga al factor de subdivisión, la separación de mamparos, el número de compartimientos inundados, la probabilidad relativa y otras constantes.

Por último, el autor desarrolla algunos cálculos y consideraciones de menor interés general, que solamente pueden resultar interesantes para un estudio especializado, por lo cual a la citada Revista remitimos a nuestros lectores.

DISTRIBUCION DE LA PRESION EN LAS PALAS DE LAS HELICES, por J. Lockwood Taylor. (*The Motor Ship,* diciembre 1943.)

Para el análisis de los tipos especiales de palas de hélices, cuyas curvas deben expresarse por una ecuación, pueden evitarse los tanteos aplicando los métodos de integración, o bien el método analítico de Fourier.

Fundada en esta idea, el autor considera varios tipos de secciones de hélices de palas de forma fusiforme o aerodinámicas, las que aplica el cálculo en algunos ejemplos numéricos.

Dada la naturaleza del presente artículo y la forma doctrinal de exposición, que hace imposible la glosa del mismo, remitimos a nuestros lectores a la Revista de referencia para mayores detalles.

RESISTENCIAS RESIDUAS A ALTA VELOCIDAD, por J. H. Havelock. (*The Motor Ship,* diciembre 1943.)

El momento total de la resistencia de un buque está distribuído según los efectos de toda su superficie en eslora, en calado y en manga. De estos tres factores, el más importante es la distribución según la eslora. Si se divide el buque en secciones transversales, entre cada dos de ellas existirá una fuente de resistencia.

Si consideramos dos secciones S_2 y S_1 de tal modo que la primera sea mayor que la segunda, la fuente total de resistencia del casco entre éstas dos será:

$$(S_2 - S_1)\ v/4\pi$$

Como el buque es simétrico con relación al plano longitudinal, el centroide de resistencia estará en dicho plano.

La cota de dicho centroide es la que corresponde al área comprendida entre la sección considerada en el plano de forma del buque. La abcisa puede ser determinada merced al coeficiente prismático local por el incremento de volumen, en relación con el incremento de volumen, y X es la distancia entre las secciones consideradas, la abscisa del centroide viene determinada por la fórmula siguiente:

$$X = (V - S_1X)/(S_2 - S_1)$$

Por consideraciones matemáticas, y suponiendo que las secciones transversales sean parabólicas, el autor calcula el área de la sección transversal según la fórmula:

$$S = M\ (1 - x^2/l^2)$$

Para modelos simétricos con relación a la cuaderna maestra y despreciando la viscosidad, el autor calcula la resistencia por la fórmula

$$R = (gp/\pi)KM^2 \int_0^\infty I^2 \cos h^2\ u du$$

en donde

$$I = 2e^{-3/8\ Kd\ \cos h^2 u}\ [0{,}25 \text{ sen } (0{,}333\ Kl \cos hu) + \\ + 0{,}3125 \text{ sen } (6{,}633\ Kl \cos h\ u) + \\ + 0{,}4375 \text{ sen } (0{,}881\ Kl \cos hu)]$$

siendo

$$h = g/v^2 = 1/f^2L$$

en donde f es el número de Froude.

El autor aplica esta fórmula para unos cuantos ejemplos y compara las resistencias calculadas con las distintas medidas de los valores de u.

En los cuadros se puede ver el grado de aproximación de la fórmula que es suficiente para las aplicaciones prácticas.

EL COEFICIENTE DE RENDIMIENTO PROPULSIVO, por K. C. Barlaby. (*Engineering*, 5 y 12 noviembre 1943.)

Comienza el autor con un resumen histórico de los primeros ensayos hechos en Canal de Experiencias, diciendo que al principio de la aplicación del método experimental de ensayo la opinión técnica se preguntaba siempre cómo podría pasarse en los cálculos de los resultados obtenidos por el tanque a la realidad en buque en pruebas. En la discusión original de los primeros resultados presentados por Froude, el Almirante Sir Edward Reed preguntó si existía una relación verdadera entre los caballos mencionados en el estudio de Froude y los desarrollados en la práctica, a lo cual contestó Froude que era para él ya tan familiar el empleo del coeficiente de propulsión, que no podía pensar que hubiera nadie que lo desconociera.

A partir de estos días se sucedieron los ensayos en diferentes Canales, presentándose numerosos estudios para distintas Sociedades técnicas, entre los cuales merece especial mención los del doctor Baker, el cual hizo una serie de ensayos a los destructores, calculando los distintos valores de la velocidad en función del coeficiente de Froude y el coeficiente de propulsión. El autor inserta una tabla con estos resultados, que se pueden llamar básicos. En ella los coeficientes de propulsión varían entre 0,43 hasta 0,63, alcanzando el máximo valor para una relación de velocidad a raíz cuadrada de PL igual a 1,76.

La mayor dificultad que existe, según el autor, para determinación exacta del coeficiente de propulsión, estriba en la falta de ligazón entre los Tanques de Experiencias y los Astilleros que efectúan las pruebas. Confiesa que en la mayoría de los casos los buques probados en la mar no habían sido antes estudiados en el Canal de Experiencias, y que por lo tanto solamente se podían referir al cálculo directo de la resistencia de carena hecho por el método de Taylor. Pero debe tenerse en cuenta que en la aplicación de este método no existen correcciones en la forma especial de la popa, por ejemplo, y que se obtiene un error de consideración en el caso de buques de poco calado.

El autor inserta un gráfico, en el que se comparan los coeficientes del Almirantazco, obtenidos por el método de Taylor y por las pruebas del Tanque, en función de los distintos valores de la relación velocidad raíz cuadrada de la eslora. En este gráfico se aprecia que los errores por ciento son pequeños para grandes velocidades y llegan hasta un 6 por 100 para pequeñas velocidades, siendo *O* para velocidades de $V/\sqrt{L}$ comprendidos entre 1,1 y 1,2.

También inserta otro segundo gráfico, en el cual se dan los valores del coeficiente de propulsión en función del número de Froude, y partiendo como base de los cálculos del método de Taylor, de las experiencias del Canal y de las de Biddle. Los mayores valores del coeficiente de propulsión se obtienen para relaciones $V/.\sqrt{L}$ comprendidos entre 1,3 y 1,5.

También se inserta una tabla en la cual se dan los valores del coeficiente del Almirantazgo para buques de poco calado, con una relación de manga calado igual a 6,34, en función del número de Frouda y partiendo de los datos del método de Taylor y del Canal de Experiencias. De este cuadro se deduce que a pequeñas velocidades el coeficiente del Almirantazgo tiene valores pequeños.

Como ya se ha dicho más arriba, la principal dificultad para determinación del coeficiente de propulsión estriba en la inseguridad de los datos de prueba de mar. En el caso de propulsión con turbinas directamente acopladas, el error puede alcanzar casi al 75 por 100, y en el caso de moto-naves, no se tiene seguridad en las potencias a poco régimen de carga, y no hay más remedio que referirse a los datos obtenidos en el banco de pruebas.

En general, en los destructores, se encuentra el caso más favorable para el estudio del coeficiente de propulsión, pues la alta velocidad de estos buques conduce a valores de $V/\sqrt{L}$ hasta de 2,0. El trimado tiene en este caso grave influencia, hasta tal punto, que un pie de aumento de calado en la popa tiene sobre el coeficiente de propulsión los siguientes efectos: hasta un valor de $V/\sqrt{L}$ de 0,85 aumenta en un 10 por 100; a valores de 1,4 no hay cambio sensible, y en las cercanías de 2,0 disminuye un 3 por 100. Cuando se trata de destructores con turbinas directamente acopladas, el menor rendimiento de la hélice disminuye, como es natural, el coeficiente de propulsión, pero éste puede calcularse corrigiendo por relación de los rendimientos de los propulsores.

A continuación el autor inserta una tabla sumamente interesante, en la cual, y en función de los valores de $V/\sqrt{L}$, se dan los rendimientos propulsivos de destructores, botes a motor, cuatro tipos de remolcadores, costeros en carga, lanchas, yates, buques de carga en lastre, buques de carga en carga y petroleros. Los coeficientes de propulsión varían mucho; en general puede decirse que en lastre desciende a valores hasta de 0,365. La diferencia entre los coeficientes de propulsión en los buques de una hélice y de dos hélices, o en caso de remolcadores, resultó tan pequeña, que no fué tomada en consideración. Para estos buques se hallaron coeficientes propulsivos tan pequeños, que su cálculo resultó una sorpresa (se llegaba hasta 0,33 para remolcadores de vapor).

Por lo interesante que resulta este cuadro como orientación general, publicamos el mismo a continuación.

$\frac{V}{\sqrt{L}}$	Destructores (S. H. P.)	Botes a motor de 25 ft. (B. P. H.)	Botes a motor de 50 ft. (B. P. H.)	Remolcadores a vapor	Remolcadores de salvamento	Remolcadores de poco calado	Remolcadores especiales	Costeros de 150 ft. en lastre	Costeros de 150 ft. en carga	Yates	Cargueros de 250 ft. en lastre	Cargueros de 400 ft. en lastre	Petroleros
0,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,38	0,46	0,50
0,6	0,47	—	—	—	—	—	—	—	—	0,39	0,40	0,48	0,53
0,7	0,48	—	—	—	—	—	—	0,365	0,44	0,41	0,43	0,49	—
0,8	0,49	—	—	—	—	—	—	0,369	0,44	0,42	—	—	—
0,9	0,50	—	—	—	—	0,29	0,28	0,372	0,45	0,43	—	—	—
1,0	0,52	0,27	0,30	0,33	0,43	0,30	0,35	—	—	0,45	—	—	—
1,1	0,54	0,27	0,31	0,39	0,48	0,32	0,44	—	—	0,46	—	—	—
1,2	0,56	0,29	0,34	0,44	0,51	0,33	—	—	—	0,48	—	—	—
1,3	0,57	0,33	0,38	0,49	0,53	0,34	—	—	—	0,49	—	—	—
1,4	0,58	0,37	0,43	—	—	0,35	—	—	—	0,50	—	—	—
1,5	0,58	0,40	0,48	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1,6	0,57	0,41	0,49	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1,7	0,56	0,39	0,48	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1,8	0,55	0,37	0,46	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1,9	0,54	0,35	0,44	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2,0	0,53	0,34	0,42	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

El autor inserta después dos gráficos, en los cuales se relacionan el coeficiente propulsión con la relación *BHP/EHP*, para una serie antigua de acorazados.

Por último, el autor inserta un cuadro, en el cual se dan en función de la relación de la potencia debida a la resistencia residua *BHP/EHP*, los valores del coeficiente de propulsión para distintos buques. En general, cuanto mayor es esta relación, el coeficiente de propulsión alcanza mayores valores.

Por último, el autor se extiende en algunas consideraciones de menor interés sobre los barcos, obtenidos de este cuadro.

CALDERAS

EXTRACCION DE LAS CALDERAS. (*Shipbuilding and Shipping Record*, noviembre 1943.)

La extracción del fondo de las calderas cilíndricas constituye a bordo una rutina, que tiene por objeto la separación de los fangos y del agua con gran densidad que se deposita en aquellos lugares. Pero tiene el inconveniente de que representa en todo caso una pérdida de agua y de calorías.

Hace poco tiempo se ha desarrollado en América un sistema de extracción, consistente en montar una tubería desde el fondo de las calderas al cuerpo del evaporador de agua de alimentación. Este sistema hace posible la extracción del agua de las calderas directamente al evaporador durante un tiempo considerable, sin pérdida de agua ni de calorías. Los fangos y demás suciedades se pueden echar en el evaporador cuando se vaya a limpiar. También puede emplearse este método en el caso de que la extracción tenga por objeto la disminución de la densidad del agua, sustituyéndola por nueva agua de alimentación.

MOTORES

CAMISAS DE CILINDROS REVESTIDAS DE CROMADO POROSO. (*The Marine Engineer*, noviembre 1943.)

Durante los diez últimos años se ha prestado gran atención al procedimiento de cromado de las camisas de cilindros de motores Diesel por el sistema

Van der Haorst. Recientemente este procedimiento ha sufrido un nuevo desarrollo y mejora.

Las camisas cromadas por este procedimiento tienen una capa de cromo y un espesor que varía entre 5 y 30 milésimas de pulgada, y presentan una superficie completamente lisa y suave. Las nuevas camisas presentan una superficie, por el contrario, porosa, en la cual la profundidad de los poros varía entre 1 y 15 milésimas de pulgada. El resto de la superficie queda inalterada.

Aunque originalmente el cromado se había reservado exclusivamente a las camisas de cilindro, con posterioridad se ha aplicado a otras partes de las máquinas, especialmente a la superficie periférica de los aros de pistón. Este procedimiento ha sido empleado en motores Diesel y en motores de gasolina de tipo aviación. En estos últimos solamente se ha montado el aro de fuego con revestimiento de cromo, y en los primeros se suelen montar este mismo aro y el siguiente. Parece ser que el cromado impide el desgaste de los aros a la misma velocidad que en las piezas ordinarias.

Para producir un cromado poroso, el cromo es depositado eléctricamente por una corriente de gran densidad del modo usual. Pero después, y por reversión de la corriente, parte del cromo se separa de la superficie exterior, quedando el restante con estructura porosa. El tratamiento produce una reducción en la resistencia residual, como ha podido probarse en probetas de acero cromado. Si se continúa el efecto de la corriente invertida, la capa de cromo desaparece casi toda, pero terminando el proceso en tiempo oportuno, se puede conseguir una superficie tal que, sometida después a un esmerilado conveniente, quede lisa, pero recubierta de poros microscópicos.

Estos poros retienen el aceite de lubrificación que atrae, por decirlo así, el nuevo aceite, volviendo a impregnar la superficie de contacto.

El efecto más importante en cromado poroso radica en el incremento de la capacidad de carga a fricción. Los medios de que se dispone para incrementar esta capacidad son los siguientes:

Primero. Reducción del área de contacto.

Segundo. Elección de materiales con una gran convertibilidad térmica.

Tercero. Elección de materiales con una temperatura elevada de fusión.

Parece ser que el cromado poroso reúne estas condiciones. Haciendo una inspección de la superficie y observando una sección, se puede ver que el área de contacto queda disminuída por los poros y las depresiones. Si la superficie tiene un 30 por 100 de porosidad, significa que existen en ella un 30 por 100 de depresiones y que solamente quedan un 70 por 100 de salientes planos o superficies de contacto. El tanto por ciento de porosidad puede ser comprobado durante el proceso electrolítico.

La conductibilidad térmica de cromo es 40 por 100 más alta que la del acero o la del hierro fundido, cosa que permite el mantenimiento de un flujo rápido de calor a baja temperatura. La temperatura de fusión del cromo electrolítico es, aproximadamente, un 30 por 100 mayor que la del hierro fundido y un 20 por 100 más alta que la del acero fundido; por lo tanto, la temperatura límite del trabajo puede ser mayor.

Antes de aplicar el cromado poroso, la camisa es generalmente esmerilada a medida, y después rectificada por el procedimiento de "honing". Debe buscarse una superficie muy fina por dos razones: primero, porque proporciona un área mayor para el cromado, y segundo, porque la depositación del cromo tiende a exagerar las irregularidades iniciales, de tal modo, que una superficie áspera se vuelve aún más áspera después del cromado.

Como después del cromado la camisa tiene que quedar terminada exactamente a tolerancia, es preciso que el grueso de la película de cromo sea uniforme. Para ello las camisas se montan en soportes especiales, bien centrados, por proporcionar un tratamiento anódico regular. Después se desmonta el soporte y se procede a invertir la corriente en otro baño distinto.

En la inspección, y para disminuir el error humano, se emplea la célula fotoeléctrica, aparato que se presta muy bien para esta clase de reconocimientos. Los poros y las depresiones reflejan poco la luz con iluminación vertical y las superficies lisas producen un reflejo magnífico. De esta manera se puede juzgar exactamente el tanto por ciento de porosidad.

MISCELANEO

NUEVO METODO FOTOELASTICO LLAMADO DE "FATIGA DE CONGELACION". (*Shipbuilding and Shipping Record*, 4 noviembre 1943.)

En los Estados Unidos se ha desarrollado recientemente una nueva técnica de investigación foto elástica de distribución de las tensiones en piezas de máquinas y estructurales. Este método tiene la ventaja de que puede aplicarse a casos en los cuales los componentes de la estructura tengan distinto espesor, al contrario de lo que ocurre en los métodos corrientes, en los cuales se necesita siempre un espesor uniforme.

El método ha sido llamado de "fatiga de congelación" y consiste en la fabricación de un modelo

de materia plástica transparente, que se carga y se calienta hasta una temperatura crítica a la cual el material se endurece. Enfriado en circunstancias convenientes, las propiedades ópticas se modifican, quedando las deformaciones prácticamente constantes, propiedad que puede usarse en el reconocimiento por medio de la luz polarizada, iluminando pequeñas secciones cortadas del modelo.

La importancia especial de poseer un procedimiento que pueda ser aplicado al caso en que la distribución de las fatigas se hace según tres dimensiones, radica en la gran dificultad, y algunas veces en la imposibilidad, de aplicar métodos matemáticos a estas configuraciones, hasta en el caso de que sean de formas sencillas.

Las dificultades del análisis de los problemas de distribución de tensiones según dos dimensiones, son desde luego bastante grandes. Las cargas estáticas son las más sencillas de analizar, pero las cargas debidas a efectos dinámicos, tales como la fuerza centrífuga, son más difíciles, y en este caso se ha obtenido algunas veces bastante buen resultado.

EXPERIENCIAS CON LOS COJINETES DE BRONCE AL PLOMO, por Marc Dannenmuller. (*Mecanique*, noviembre 1943.)

Es bastante antigua la utilización como metales antifricción de las aleaciones binarias cobre-estaño, ricas en cobre. No es ciertamente su uso debido a las cualidades a un bajo coeficiente de frotamiento, sino más bien a una cierta plasticidad de la aleación que le proporciona la posibilidad de adaptarse a las faltas de alineamiento de los ejes. Estos defectos aumentan cuando la construcción de los ejes se hace mayor y cuando crece la potencia de los motores. Para los cojinetes que se deforman mucho, como los de cabeza de biela de los motores de explosión, el bronce que no tenga una elasticidad necesaria se agarrará fatalmente al eje. Por esto los bronces al plomo, que son más plásticos que los corrientes y resisten a presiones unitarias fuertes, son aleaciones que tienen propiedades intermedias entre el bronce y los antifricciones a base de metales plásticos.

Existen aleaciones ternarias cobre-plomo-estaño, cuya plasticidad es creciente con la proporción de plomo, y cuya resistencia a la compresión puede variar según la proporción de estaño. Los bronces al plomo más corriente tienen proporciones del 11 al 15 por 100, y están normalizados en todos los países. Sin embargo, la plasticidad de estas aleaciones es demasiado débil para que se las pueda utilizar como metales antifricción en los metales cargados. Por esto existe la tendencia a suprimir el estaño, llegando así a la aleación cobre-plomo, cuya tenacidad escasa impide su empleo en forma de anillos o de cojinetes macizos.

En consecuencia, la técnica los emplea en forma de películas sobre cojinetes de acero. Las dificultades que se encuentran en estos bronces son las siguientes:

Primero. Debido a la falta de homogeneidad del bronce, el plomo se segrega y se acumula en ciertas zonas.

Segundo. Hay poca adherencia entre la película cobre plomo y el acero cuando la operación de soldadura no se hace correctamente.

El método de control de la estructura del bronce más idóneo consiste en la micrografía, y mejor aún, en la microrradiografía, con ayuda de los Rayos X. El autor publica tres micrografías y una radiomicrografía de probetas, y explica la técnica de la preparación micrográfica.

El primer defecto del bronce al plomo, por falta de homogeneidad, debido a la segregación del plomo que contiene, se encuentra ligado en la zona de inmiscibilidad en estado líquido. Esta zona ha sido estudiada por numerosos experimentadores, que han puesto en evidencia la inmiscibilidad en estado líquido a 953° de temperatura, que se extienden entre un 6,4 y un 7 por 100 de proporción de cobre. Resulta, por lo tanto, imposible obtener, por colada, bronce al plomo binario, cuya proporción de plomo sea superior a un 36 por 100. El autor estudia la variación de esta zona, que se hace más pequeña cuando la temperatura crece y, por lo tanto, la práctica de la aleación debe consistir en añadir el plomo cuando el cobre se encuentra casi a 1.400°, para evitar la volatilización de aquél y encolar rápidamente en coquillas muy frías.

El régimen de enfriamiento debe ser muy rápido, y como la velocidad de difusión del plomo en cobre fundido es lenta y las densidades muy diferentes, se precisa un agitado enérgico del baño para homogeneizar la mezcla.

Para disminuir la inmiscibilidad en estado líquido, se procura disminuir la laguna de inmiscibilidad, y para ello el autor estudia los efectos que proporcionan en la mezcla la admisión de cuerpos, tales como el azufre y el níquel especialmente, presentando gráficos en donde se ve con toda claridad esta influencia beneficiosa.

La segregación de plomo puede ser mayor o menor. La primera se traduce en un enriquecimiento del plomo y sigue a simple vista, en la parte baja del lingote o en su periferia, y se emplea la centrifugación. La segregación menor se observa al microscopio en forma de playas de la fase rica en plomo, que se acumulan con fuertes espesores medios que los otros granos de plomo. El autor explica las

razones técnicas de esta segunda segregación y la formación característica de dendritas de sentido diagonal

Para aumentar la homogeneidad en la mezcla y disminuir las porosidades se utilizan los métodos de fundición en atmósferas inertes y de fundición en vacío. El autor estudia estos procedimientos completados con la adición de metales, tales como aluminio, cadmio, magnesio, sodio, fósforo y litio, y publica un cuadro con los resultados obtenidos.

Trata después de las diferentes estructuras obtenidas según el modo de colada, llegando a los siguientes resultados:

a) La utilización del bronce al plomo en cojinetes macizos ha sido abandonada, debido a la falta de tenacidad; solamente se emplea bajo forma de duelas flotantes embutidas en los cojinetes.

b) Para reemplazar los cojinetes de bronce macizo, se montan unos casquillos (sobre todo en ferrocarriles) que tienen una capa de bronce al plomo de 1,5 mm. y un espesor de acero del orden de 40 milímetros.

c) Sobre todo en los motores de avión, en donde los casquillos de acero tienen un espesor de 5 mm. aproximadamente, se emplea una película de bronce al plomo de 0,8 a 1 mm. de espesor.

En los casos a) y b) se rellenan los bronces con una capa de un espesor de 20 a 30 mm., que después se tornea.

Por último, el autor estudia el progreso de la cristalización en coquilla, esto es, en el mismo cojinete, publicando cinco micrografías, que representan otros tantos distintos procesos de enfriamiento, bien con refrigeración natural, o bien con refrigeración por agua.

VENTILACION DE LOS ESPACIOS DE MAQUINAS, J. K. W. Macvicar. (*The Marine Engineer,* noviembre 1943.)

Desde hace ya muchos años se montan ventiladores en las cámaras de máquinas y en otros compartimientos de los buques a fin de resolver las dificultades que la ventilación natural presenta en algunos casos, pero en pocas ocasiones se estudia la ventilación de una manera científica, y los armadores suelen aceptar como bueno un tipo de ventilador que luego repiten a otros buques de su propiedad, sin hacer estudio de ninguna clase.

Por lo que se refiere a los espacios de máquinas, objeto del presente artículo, se suele ignorar a priori la cantidad de aire necesaria a inyectar, y en la práctica se calcula éste estimando el calor que debe ser extraído de las cámaras de máquinas y calderas. Este calor se admite como una cantidad proporcional de la potencia de las máquinas principales, por lo que se refiere a ellas. En las instalaciones ordinarias, la máquina auxiliar representa un tanto por ciento de la potencia principal y, por lo tanto, el calor irradiado por las mismas resulta también proporcional a la potencia de los ejes y puede ser englobada en el factor anteriormente mencionado. Respecto a las cámaras de calderas, el calor irradiado suele tomarse proporcional a la cantidad de combustible que se queme. Una vez calculada la cantidad de calor que se debe disipar, puede calcularse a su vez la cantidad de aire necesaria para ello.

Sin embargo, al estudiar la ventilación debe tenerse también en cuenta otra circunstancia, tal como temperatura de vapor y, sobre todo, si las cámaras son completamente cerradas y están situadas bajo cubiertas, como ocurre en los buques de pasaje, o son abiertas y tienen lumbreras, como sucede en los torpedos y buques parecidos.

Cuando las cámaras de máquinas son cerradas, toda la ventilación debe hacerse forzada, y en este caso la práctica ha demostrado la conveniencia de instalar ventiladores impulsores y ventiladores extractores. La capacidad de estos últimos debe ser un poco mayor que la de los primeros, a fin de que al abrir cualquier puerta o lumbrera, pueda entrar una pequeña cantidad de aire fresco en la cámara, de una manera natural.

Resulta muy importante la distribución interior de los conductos de ventilación, tanto impulsores como extractores. No se debe permitir que el vapor vivo pueda escapar a la atmósfera, y aquellos escapes forzosos de vapor, tales como cajas estancas, deben estar cerca de la tubería de extracción. La aireación de los generadores eléctricos, por ejemplo, deben estar conectados directamente a los conductos de aspiración de los ventiladores extractores.

El autor considera que en el tipo de cámara de máquinas resulta usualmente innecesario instalar ventilación mecánica de exhaustación; la experiencia enseña que si se suministra una amplia cantidad de aire en el espacio de máquinas y se distribuye bien, de tal modo que se asegure una temperatura uniforme, el aire caliente y viciado sube por su menor densidad a la parte superior y escapa por las lumbreras.

Para la navegación en tiempo de guerra deben tomarse precauciones especiales, teniendo en cuenta que todas las puertas estancas deben estar cerradas, así como las lumbreras, y la práctica ha enseñado que en muchos casos ha sido necesario reformar la ventilación calculada para tiempo de paz.

Al hacer el cálculo de la ventilación en función de la cantidad de calor que debe extraerse de la cámara de máquinas, es necesario estimar el factor de proporcionalidad del calor disipado a la poten-

cia en los ejes. Este factor varía desde 0,5 a 2 por 100, según la clase de buques. Sobre esta base se puede establecer la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{f \times P \times 2.600}{60 \times C_{pa} \times d \times t}$$

en donde Q es el volumen en pies cúbicos de aire por minuto; f es el porcentaje anteriormente mencionado, que varía de 0,5 a 2 por 100; P es la potencia en S. H. P. de las máquinas principales; C_{pa} es el calor específico del aire seco, que puede tomarse alrededor de 0,24; d es la densidad para temperatura y presión normales, y t es el aumento permisible en la temperatura. Para cálculos corrientes se puede tomar el producto $C_{pa} \times d$ con un valor de 0,18. La fórmula anterior queda entonces modificada como sigue:

$$Q = \frac{f \times P \times 2.600}{60 \times 0.018 \times t}$$

El autor calcula a continuación un ejemplo práctico.

En el caso de motonaves, la ventilación puede ser confiada a la misma bomba de barrido, o aspiración de los cilindros del motor principal, de modo que en la mayoría de los casos no se requiere ventilación forzada. Sin embargo, en grandes buques de carga y en todos los buques de pasajeros se estima necesaria esta instalación.

En este caso, la cantidad de aire requerida se fija por la cantidad de aire que necesita el motor o los motores en funcionamiento, y generalmente se suministra un exceso hasta de un 50 por 100 de esta cantidad. El calor disipado por la máquina principal y las auxiliares es relativamente pequeño, y el aire caliente puele escapar naturalmente por la lumbrera. Cuanto más aire en exceso se suministre, más vigorosa ventilación debe tenerse.

Algunos buques proyectados antes de la guerra no tienen ventilación forzada, y se aprovecha el túnel de la hélice como conducto de ventilación. Sin embargo, para navegación en tiempos de guerra, debe preverse ventilación forzada, pues la ventilación natural queda muy restringida por la necesidad del oscurecimiento.

En el caso de cámaras de calderas resulta difícil dar reglas fijas a la ventilación. Esta depende principalmente del sistema de tiro forzado que se use, y en algunos casos la ventilación de los espacios resulta innecesaria. En otros, en cambio, se necesita suministrar una cantidad de aire adicional, que sale por la envuelta de las chimeneas.

El autor calcula un ejemplo en el cual toma como base un aumento permisible de la temperatura exterior de 20° F., y una cantidad de calor disipada comprendida entre 0,5 y 0,75 por 100 del calor desarrollado por la combustión del combustible en las calderas.

En el caso de que se disponga una única cámara para máquinas y calderas, los cálculos de ventilación pueden hacerse suponiendo una máxima elevación de temperatura permisible de 10° F., y una cantidad de calor disipado, que corresponde a la de la cámara de máquinas. El aire inyectable en ella puede salir después a través de ventiladores y a través de la chimenea de la cámara de calderas.

El artículo, que continúa en otros números de la misma Revista, resulta interesante.

Información General

EXTRANJERO

EL PLAN ALEMAN DE CONSTRUCCION NAVAL

La Prensa técnica extranjera comenta el programa naval alemán para la Marina Mercante.

Según noticias publicadas recientemente, este programa consta de los siguientes buques:

Tipo A.—Unos 140 buques de 3.000 toneladas de peso muerto, propulsados por máquinas de vapor, a una velocidad del orden de 10 a 11 nudos.

Tipo B.—Unos 50 buques de 5.000 toneladas de peso muerto, también en su mayoría propulsados por máquinas de vapor y calderas cilíndricas especiales. La velocidad parece un poco mayor del orden de 11 a 12 nudos.

Tipo C.—Cinco buques de 9.000 toneladas de peso muerto y una velocidad parecida a la del anterior buque.

La inmensa mayoría de todos estos buques habrán de ser equipados con máquinas Lentz. Los buques tipo A, de unos 1.200 I. H. P.; los buques tipo B, parece que han de tener como máquina propulsora una máquina Lentz y turbina de escape, que serán capaces de desarrollar 1.800 I. H. P. en total. Los buques de la clase C han de tener también como maquinaria propulsora un sistema mixto de máquinas alternativas y turbinas.

Parece que en la construcción de estos buques colaboran no solamente los Astilleros alemanes, sino también los de los países ocupados.

En Alemania parece que se han de construir 20 buques del tipo A; en Dinamarca se harán de 11 a 13 buques del tipo A y 30 del tipo B, también posiblemente 2 del tipo C. En Finlandia se construirán dos o tres del tipo A. En Bélgica, 10 del tipo A y 12 del tipo B. Por último, en Holanda, 95 buques del tipo A, 6 del tipo B y 3 del tipo C.

Además, se construyen buques para la misma bandera en otros países del Norte, pero estos buques no pertenecen al programa.

Los métodos de construcción empleado en estos buques son muy modernos, y aunque la soldadura no está aplicada en un tanto por ciento tan elevado como en América, este procedimiento es muy usado. No hay que olvidar que Alemania fué la cuna de la soldadura eléctrica aplicada a la Construcción Naval.

Las características de los buques han sido impuestas por las necesidades de la guerra, y, por lo tanto, no son las más convenientes desde el punto de vista comercial puro. Sin embargo, la construcción y la mano de obra es especialmente buena, como corresponde al alto nivel de la técnica naval alemana.

Parece que para el desarrollo de este programa se ha tropezado con algunas dificultades en relación con el material; pero éstas han sido vencidas, o lo están siendo, y los barcos se entregan según el plan estudiado. Las construcciones se empezaron en la primavera de 1943, y el programa deberá estar terminado en la primavera de 1945.

SUBMARINOS DE BOLSILLO

La Prensa técnica extranjera ha publicado recientemente interesantes fotografías de los submarinos de bolsillo, tan empleados por los japoneses.

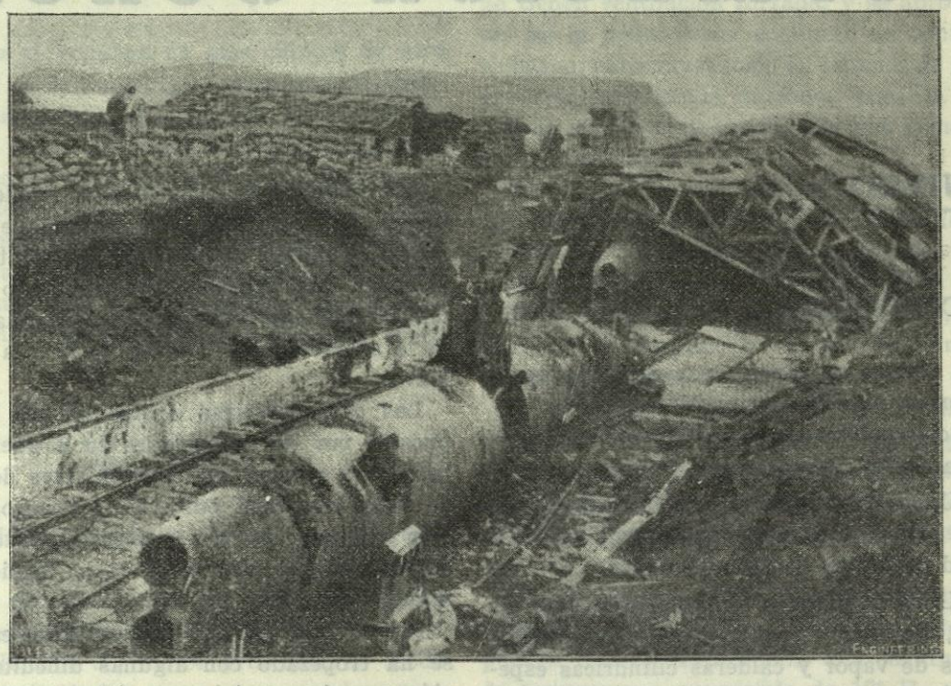
La fotografía adjunta muestra dos de estos submarinos en un varadero.

No se dan las dimensiones exactas de estos buques, pero, juzgando por la dimensión de la talla de las personas que se encuentran al lado de la torreta del primero de estos buques, parece que deben tener alrededor de unos 12,70 metros de eslora por 1,50 metros de diámetro. Están construídos con chapa de unos 6 mm. de espesor, y están propulsados por un motor eléctrico y baterías de acumuladores.

El armamento consta, como puede verse, de 2 tubos de lanzar torpedos, situados a proa, de unos 450 mm. de diámetro.

Estos pequeños submarinos constituyen un arma muy eficaz para ataques por sorpresa, pero tienen el inconveniente de que necesitan imprescindiblemente un buque nodriza, que pueda llevarlos a bordo y lanzarlos en el momento oportuno. Este buque tiene que ser forzosamente bastante vulnerable, y, desde luego, resulta difícil que pase desapercibido al enemigo, sobre todo cuando el ataque deba hacerse a una distancia considerable de la base de partida de la flota atacante.

Como arma defensiva, puede tener un empleo aceptable en la prevención de desembarcos.



BOTADURA DEL CRUCERO "ATLANTA"

En los Astilleros de Nueva Jersey ha sido botado al agua el nuevo crucero "Atlanta", que entrará en breve plazo al servicio de la flota de guerra norteamericana.

Este nuevo buque es el cuarto de los cruceros norteamericanos que reciben el mismo nombre. El anterior fué hundido por los japoneses en la batalla de Guadalcanal. Para reparar esta pérdida, la ciudad de Atlanta abrió una suscripción pública, que ha producido una suma superior a los 60 millones de dólares.

En los Astilleros de Los Angeles ha sido también botado al agua un destructor de 2.200 toneladas de desplazamiento "standard", primero de la serie de este tipo aprobado por el Almirantazgo americano.

Experiencias Industriales, S. A.

Dirección y Talleres: ARANJUEZ (Madrid) - Teléfono 54

Material de dirección de tiro para artillería de Ejército y Marina. - Proyectores y aparatos de señales para costas y barcos. - Instalaciones de iluminación por inundación de luz. - Aparatos de mando y maniobra para tracción eléctrica, generadores y motores. - Instalaciones de frenos para ferrocarriles. - Trabajos en acero inoxidable. - Cuchillería inoxidable industrial y doméstica.