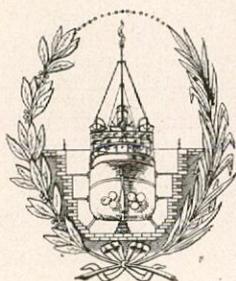


INGENIERIA NAVAL

REVISTA TÉCNICA DE LA ASOCIA-
CIÓN DE INGENIEROS NAVALES



TOMO II

AÑO 1930

CARTAGENA

REDACCIÓN Y ADMINISTRACIÓN: MAYOR, 4 y 6

INGENIERIA NAVAL

REVISTA TÉCNICA

Director: ÁUREO FERNÁNDEZ ÁVILA, Ingeniero Naval

REDACCIÓN Y ADMINISTRACIÓN: SAN DIEGO, 9
APARTADO DE CORREOS 56

AÑO II NÚM. 5
CARTAGENA 1.º ENERO 1930

TALLERES TIPOGRÁFICOS LA TIERRA
PRÍNCIPE DE VERGARA, NÚM. 2

Precios de suscripción (año): España y América 30 ptas. Demás países 40 ptas. - Número suelto 3 ptas. en España y América y 4 ptas. en los demás países - Notas: No se devuelven los originales - Los autores son directamente responsables de sus trabajos - Se permite la reproducción del texto y grabados indicando la procedencia

Sumario

	Páginas		Páginas
Elección de formas de un buque, por Manuel G. de Aledo	1	nes de aleaciones de aluminio, en los motores Diesel	42
Las Matemáticas y la Ingeniería, por Miguel Rechea.	11	Estudio de las fatigas mecánicas en los depósitos de paredes delgadas sometidos a presiones interiores	43
Teoría general de las planchas y envueltas delgadas, por Carlos Preysler	14	Una grúa flotante de 7,65 nudos de velocidad	43
Botadura de un dique flotante autocarenable de 2000 toneladas, por Jesús Alfaro	20	El salvamento por aire comprimido del crucero inglés «Dauntles».	44
Determinación de los exponentes de politropía de las curvas de un diagrama de un motor Diesel, por Andrés Barcala	27	La construcción mixta «Acero-Aluminio».	44
Sobre la estimación de los radios de acción en los buques de guerra, por Aureo Fernández	28	Experiencias con vigas de celosía soldadas eléctricamente	46
La limitación de armamentos navales y la conferencia de Londres, por Carlos Godino	31	Comparación crítica entre la forma circular y la forma de trébol para cuadernas de submarino	46
NOTAS BIBLIOGRÁFICAS: Comentarios sobre los pisto-		Los motores sobrealimentados sistema Werkspoor montados en el «Megara».	47
		Pulverizaciones metálicas por aire comprimido.	48

Elección de formas de un buque

por Manuel G. de Aledo Ingeniero Naval

Sabido es que una de las cualidades del buque es la de resistencia a la marcha, debiendo elegirse aquellas formas de casco que la proporcionen menor, salvo el caso de oponerse a ello otras cualidades, más importantes, a que haya de satisfacer; y, de aquí, la necesidad para el proyectista de tener idea, lo más aproximada posible, de cuáles son los mínimos valores de tal resistencia o de las cantidades con ella ligadas y en función de las cuales se exprese. La gran importancia del problema la hace resaltar la figura 1.^a, dando las curvas de resistencia de dos

buques del mismo desplazamiento y exigiendo el A, triple potencia que el B, a 16 millas. Aunque es evidente que nunca ha de llegarse a caso tan exagerado, es indudable que un error en la elección de formas conduce a una deficiente utilización del desplazamiento o a un inútil incremento de éste.

El mejor método hasta hoy conocido, apesar de lo artificioso, para resolver el problema que nos ocupa es el de ensayo de modelos, unido a la experiencia que proporciona y a la deducida de los buques en servicio. En los países en que tal experiencia se posee, el proble-

ma de la elección de buenas formas de casco se puede resolver con suficientes garantías de acierto; pero, en aquellos otros en que se carece de ella, no cabe más recurso que confiarse (pudiera ser que con excesiva candidez) en los proyectos desarrollados en el extranjero, o lle-

ca de la indispensable experiencia en la cuestión que nos ocupa, reside, a nuestro juicio, en que no se conocen con seguridad los valores mínimos de la resistencia a que es dable aspirar, es decir, que falta el punto de comparación para cada velocidad o, como si dijéramos, la unidad de medida. Así, por ejemplo, cuando se dice que la constante del Almirantazgo vale 265 y 230 en dos buques del mismo desplazamiento y velocidad, estos números solo nos demuestran una superioridad del primero desde el punto de vista de la resistencia a la marcha, pero ello no puede bastar para asegurar que sus formas sean, realmente, aceptables; es preciso, además, tener una idea de cuales son los valores máximos que se han obtenido en otros buques desempeñando servicios análogos a los

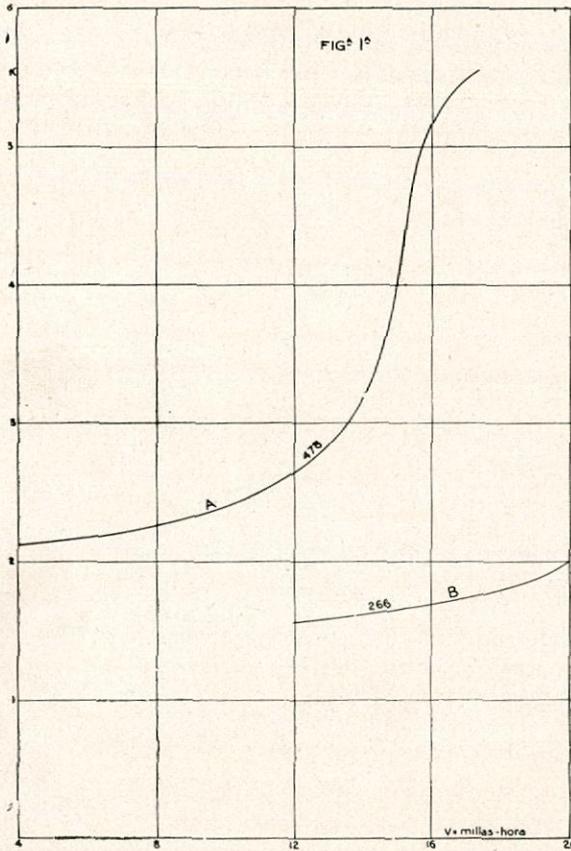


Fig. 1

varlos a cabo por técnicos nacionales, partiendo de las características de buques destinados a análogo servicio en otras naciones y eligiendo las formas que den mejor resultado, de las varias deducidas, en un ensayo de modelos efectuado en un canal de pruebas extranjero. Este método, que puede calificarse de *menos malo*, se presta a equivocaciones como hacen ver las curvas de resistencia de la figura 2.^a, referentes a dos buques que solo difieren algo en el trazado pero que tienen, *exactamente*, las mismas dimensiones y coeficientes y proporcionan resistencias a la marcha bien distintas, siendo el A inferior para las velocidades entre 10 y 17 millas y superior para las restantes.

La razón de la incertidumbre en que ha de hallarse el técnico de un país en que se carez-

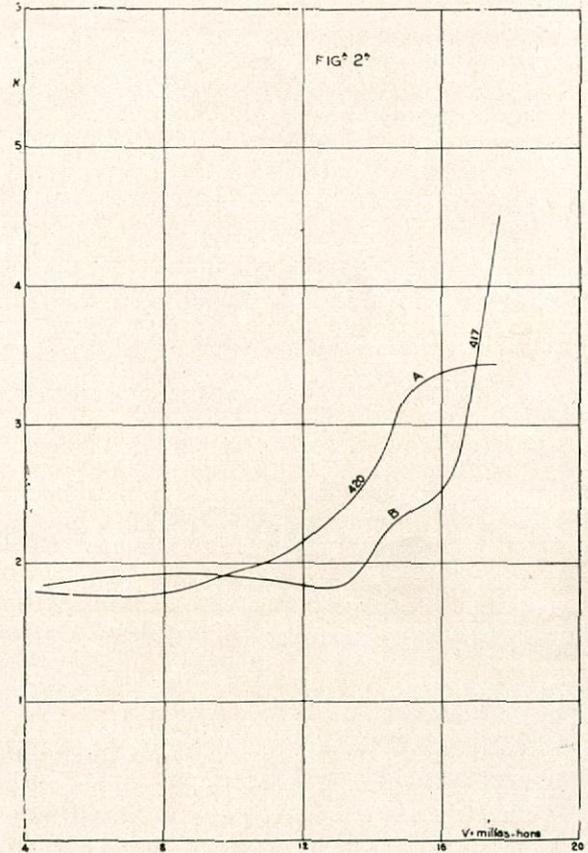


Fig. 2

que haya de dedicarse el que se proyecte y el problema, así planteado, solo puede resolverse bien cuando se poseen numerosos datos sobre el particular, es decir, la experiencia técnica sobre el punto de que se trata. Esta experiencia no se reemplaza ni con datos aislados de revistas o manuales ni aun con los que se deduzcan de

buques en servicio, ya que para conceder confianza a estos últimos, es necesario estar perfectamente seguros de la exactitud de todos cuantos influyen en la comparación y que el número de casos que se tengan en cuenta sea suficientemente elevado para llevar al ánimo la debida confianza en el acierto. Por otra parte, aun admitiendo que sea siempre posible la resolución del problema por este método, es evidente la necesidad de repetir el no pequeño trabajo que supone cada vez que haya de llevarse a cabo un proyecto o juzgar de uno ya efectuado.

duda, que tales datos podrán, servir para una comprobación más, que todas son pocas cuando de cuestiones de construcción naval se trata en un país, como el nuestro, en que la experiencia técnica no ha tenido la necesaria continuidad, por el abandono en que aquella se ha tenido y por una excesiva admiración por lo extranjero y no menor desprecio de lo propio. El presente artículo no tiene, pues, otro objeto que el de ver si el conocimiento de un número bastante crecido de curvas de resistencia a la marcha, de buques y modelos, puede ser de alguna utilidad, hoy por hoy, en nuestro país.

CUADRO I

Valores de $Z = 2,627 \cdot \frac{e^{0,175}}{u^{0,175}}$

Valores de $u = V : D^{1/6}$	Valores de $e = E : D^{1/3}$						
	4	5	6	7	8	9	10
1	2,965	3,005	3,045	3,087	3,130	3,170	3,205
2	2,630	2,660	2,700	2,735	2,770	2,808	2,840
3	2,445	2,477	2,510	2,544	2,580	2,612	2,646
4	2,330	2,362	2,392	2,425	2,456	2,488	2,520
5	2,240	2,267	2,298	2,330	2,362	2,393	2,425
6	2,170	2,200	2,230	2,260	2,291	2,323	2,354
7	2,110	2,140	2,168	2,197	2,228	2,260	2,287
8	2,060	2,090	2,119	2,148	2,178	2,209	2,237
9	2,020	2,050	2,078	2,106	2,135	2,163	2,190
10	1,985	2,010	2,038	2,065	2,089	2,120	2,145
11	1,950	1,975	2,000	2,028	2,055	2,083	2,111
12	1,917	1,943	1,970	1,998	2,025	2,052	2,079
13	1,895	1,920	1,946	1,972	2,000	2,028	2,053
14	1,870	1,897	1,923	1,950	1,976	2,001	2,026
15	1,850	1,876	1,900	1,926	1,951	1,977	2,002

En tanto que en un país se posee esa experiencia propia sobre la cuestión de que se trata (lo que exige no poco tiempo), parece que pudiera aprovecharse la que se deduzca de las pruebas de buques y de ensayos de modelos efectuados en el extranjero, que suelen aparecer en las revistas técnicas y que, si son en número suficiente, pueden proporcionar resultados utilizables para el fin que se persigue contando con que, a causa de su número, queden compensados los errores de que los diversos datos puedan hallarse afectados. Al menos, no cabe

A tal fin, como las referidas curvas vienen dadas en función de coordenadas distintas, hasta en ensayos efectuados por el mismo experimentador, lo primero que se precisa es referirlas al mismo desplazamiento, abscisa y ordenada. Se ha escogido para abscisa la velocidad relativa.

$$u = \frac{V}{D^{1/6}}$$

Siendo: V = velocidad en millas-hora y D = desplazamiento en toneladas de 1.000 kgs.

porque fundándose el método de Froude en la ley de similitud, parece lógico que esa velocidad sea una de las coordenadas y, también, para que una de ellas sea independiente de las formas del buque, cuya influencia recaerá así, íntegramente, sobre la otra; lo que no ocurre cuando se adopta una cantidad ligada a la eslora E, como la tan usada,

$$\frac{V}{\sqrt{E}}$$

u otras por el estilo. Para ordenada se ha tomado el coeficiente de casco K, ligado a la constante C del Almirantazgo por la relación

$$K = \frac{1.000}{C}$$

y que presenta la ventaja de permitir el paso de la curva conocida para un desplazamiento, a la de otro distinto, en buques semejantes, por sencillas suma y resta, siempre que se considere descompuesto en,

$$K = K_f + K_r$$

Siendo, $K_f =$ coeficiente de formas y $K_r =$ coeficiente de rozamiento, y viniendo dada la potencia necesaria para remolcar el buque limpio (sin apéndices) por la expresión

$$P_r = K \cdot D^{2/3} \cdot V^3 \cdot 10^{-3}$$

El coeficiente de rozamiento está dado por la expresión:

$$K_r = Z \cdot s \cdot O$$

siendo,

$$Z = 2,627 \frac{e^{0,175}}{u^{0,175}} \text{ con } e = \frac{E}{D^{1/3}}$$

$$s = \frac{S}{D^{2/3}} \text{ con } S = \text{Superficie sumergida del buque.}$$

y $O =$ coeficiente dependiente de la eslora E y de la naturaleza de la superficie mojada. Las

cantidades e y s, que llamaremos, *coeficientes de eslora y de superficie mojada*, no son otra cosa que estos elementos en el buque semejante, de una tonelada de desplazamiento.

Los valores de Z, s y O figuran en los cuadros I, II y III, debiendo observar respecto al segundo que, apesar de la sencillez de la fórmula,

$$S = s \cdot D^{2/3},$$

permite obtener la superficie sumergida S del buque con más exactitud que otras empíricas (Dupré, Denny, Bourgeois, Normand, etc.), al menos según se desprende de las comparaciones efectuadas con más de 300 buques en que tal elemento se conocía por medición directa. Claro es que cuando se tenga este valor se ha de emplear en lugar del dado por el cuadro II.

CUADRO II

Valores de e = E : D ^{1/3}	Valores de s = S : D ^{2/3}
4,00	5,710
4,20	5,720
4,40	5,740
4,60	5,780
4,80	5,835
5,00	5,900
5,30	6,020
5,60	6,155
6,00	6,352
8,00	7,436
10,00	8,520
Si e > 5,5 s = 3,100 + 0,542 . e	

Si se tiene la curva de K de un buque, y de ella se pasa a las de los semejantes de muy diversos desplazamientos (250 a 60.000), puede observarse que las correspondientes a uno comprendido entre 3.000 y 5.000, según las formas, son sobre poco más o menos el término medio de las demás; por esta razón se han referido todas las curvas de que se dispone al desplazamiento,

$$D = 4^6 = 4.096,$$

promedio de los antes dichos y que se presta fácilmente, por la sencillez de sus potencias 1/6, 1/3 y 2/3, a los cálculos del género del que nos ocupa. Si, pues, tenemos referidas todas las curvas a dicho desplazamiento y a las coordenadas

de la velocidad relativa u , y el desplazamiento considerado. Esta envolvente representaría, evidentemente, la curva del coeficiente del casco K , en función de la velocidad relativa u , de un buque ideal de 4.096 tns. de desplazamiento, sin apéndices, que pudiese variar sus formas con aquella velocidad, y por tanto, adoptaría para cada valor de ella, las que ofreciesen la mínima resistencia a la marcha. No cabe duda que, si conociésemos los valores de K de esta envolvente, tendríamos los del límite inferior a que sería posible llegar, y por lo tanto, ello nos permitiría elegir, para el desplazamiento considerado, unas formas que fuesen aceptables para la velocidad dada y que serían aquellas para las cuales el coeficiente del casco K tuviese valores próximos a los de la envolvente.

CUADRO III

Valores de E	Valores de O
25 mts.	$8,96 \times 10^{-2}$
50 »	$8,20 \times 10^{-2}$
75 »	$7,82 \times 10^{-2}$
100 »	$7,57 \times 10^{-2}$
125 »	$7,38 \times 10^{-2}$
150 »	$7,22 \times 10^{-2}$
175 »	$7,09 \times 10^{-2}$
200 »	$6,97 \times 10^{-2}$
225 »	$6,86 \times 10^{-2}$
250 »	$6,77 \times 10^{-2}$
275 »	$6,68 \times 10^{-2}$
300 »	$6,00 \times 10^{-2}$

u y K , y las superponemos sobre los mismos ejes, se obtiene el haz de ellas de la figura 3,

Para hallar aunque solo sea aproximadamente, la citada curva envolvente, parece lógico hacerla pasar tangenteando aquellas en que el haz de la figura 3 se presenta más denso, suponiendo que los puntos situados por debajo correspondan a curvas afectadas de errores, con cuyo procedimiento se obtiene la envolvente ABC de la citada figura, ligeramente ondulada, creciente con u y bastante bien determinada entre los valores 1, 5 y 6, 5 de ella. Es lógico ver si, por las características de los buques cuyas curvas

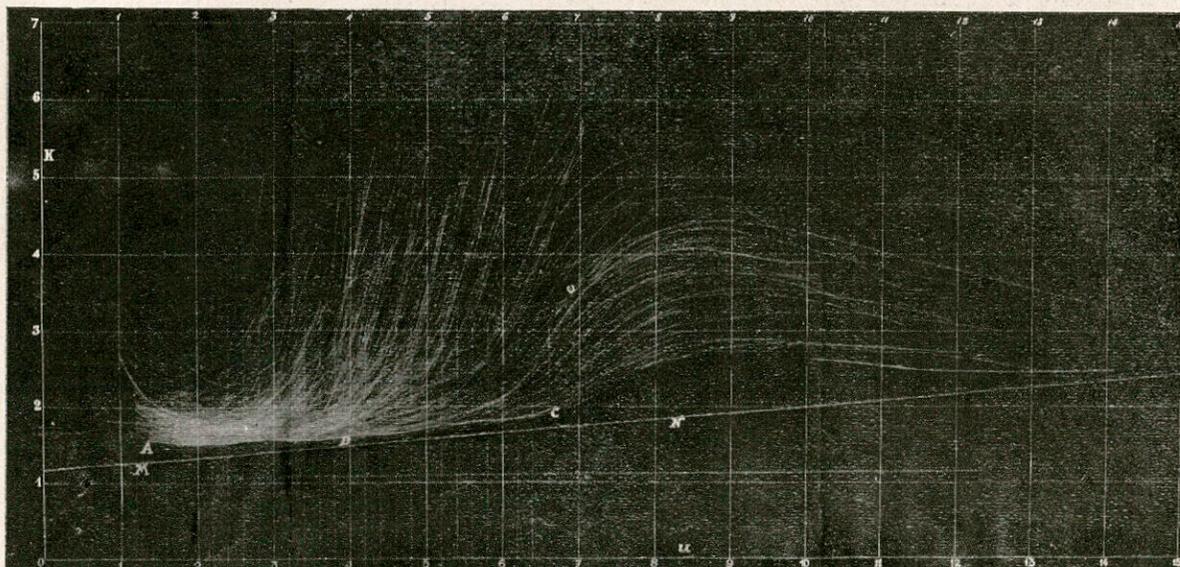


Fig. 3

que, como era de suponer, hace ver la existencia de una envolvente, dando los valores mínimos del coeficiente del casco K , para cada valor

tangentea la envolvente, es posible deducir alguna indicación de las formas más convenientes, obteniéndose el cuadro IV,

CUADRO IV

CARACTERÍSTICAS DEL BUQUE	VALORES DE $u = V: D^{1/6}$						
	1	2	3	4	5	6	7
Coficiente de eslora $e = E: D^{1/3} =$	4,900	5,530	6,300	7,050	7,880	8,850	9,630
» » manga $m = M: D^{1/3} =$	0,755	0,820	0,865	0,886	0,896	0,868	0,855
» » calado $c = C: D^{1/3} =$	0,370	0,355	0,375	0,310	0,280	0,260	0,240
Coef. de sup. sumergida $s = S: D^{2/3} =$	5,870	6,120	6,505	6,920	7,365	7,890	8,310
Coficiente prismático	Total $\alpha = W: E. M. C. =$	0,710	0,605	0,534	0,502	0,493	0,493
	Cuerpo de popa $\alpha_o =$	0,681	0,581	0,530	0,517	0,510	0,510
	» » proa $\alpha_r =$	0,702	0,608	0,533	0,486	0,475	0,475
Coficiente cilíndrico	Total $\alpha' = W: \sigma E. =$	0,765	0,665	0,598	0,567	0,560	0,560
	Cuerpo de popa $\alpha'_o =$	0,732	0,638	0,592	0,585	0,580	0,580
	» » proa $\alpha'_r =$	0,755	0,668	0,595	0,550	0,540	0,540
Coeficiente de flotación $\gamma = \Sigma E. M =$	0,800	0,688	0,650	0,640	0,640	0,640	0,640
» » maestra $\beta = \sigma: M. C. =$	0,930	0,910	0,895	0,885	0,880	0,880	0,880
Posición maestra en E: 20 a partir de popa =	8,800	9,500	9,900	10,00	10,00	10,00	10,00
% del cuerpo de popa	40,00	46,00	49,00	50,00	50,00	50,00	50,00
» » » central	8,00	3,00	0,50	0,00	0,00	0,00	0,00
» » » de proa	52,00	51,00	50,50	50,00	50,00	50,00	50,00
Coeficiente de distancia del C. de P. a la flotación: $= y: D^{1/3}$	0,171	0,163	0,148	0,132	0,119	0,110	0,102
Coeficiente del radio metacéntrico transversal $= \rho: D^{1/3}$	0,126	0,158	0,190	0,217	0,238	0,252	0,263

que solo a título de curiosidad insertamos, ya que las formas a que corresponden los valores medios de las características que en él figuran son, en realidad, tan variadas que ninguna consecuencia de confianza puede ser deducida; así, por ejemplo, para la velocidad relativa 4,3 (17,2 millas en el buque de 4.096 tns.) el coeficiente de eslora varía entre 6,0 y 8,2 (96 y 131,2 metros), y, análogamente, las restantes características. Este resultado no debe, realmente, extrañar ya que lo mismo ocurre cuando se intentan deducir tales características en función, por ejemplo de $V: \bar{E}$ en cuanto para tal determinación se tienen en cuenta ensayos metódicos llevados a cabo por distintos experimentadores, que es el caso de las curvas que hemos tenido en cuenta.

Por otra parte, el incierto resultado antes obtenido, parece indicar que la verdadera envolvente debe hallarse por debajo de A B C

(fig. 3.^a), puesto que es lógico admitir que la forma de resistencia mínima a la marcha sea una sola, para un desplazamiento y velocidad determinados. Estas consideraciones nos llevan a tomar una envolvente arbitraria, satisfaciendo únicamente la condición de hallarse por debajo (o a lo más tangenteando) de las curvas más bajas de que disponemos y también lo más próxima posible a la curva A B C, condiciones que cumple la recta M N (fig. 3.^a), que sigue la dirección general de aquella y se halla de ella a una distancia, aproximada, de 0,1. K_1 siendo K_1 los valores de sus ordenadas. La ecuación de esta envolvente arbitraria pero que sirve perfectamente para nuestro objeto, como veremos, es:

$$K_1 = 1,18 + 0,0835. u$$

para el desplazamiento de 4.096 tons. que estamos considerando.

Si repitiésemos construcciones análogas para otros desplazamientos llegarían a obtenerse rectas parecidas a la MN o K_1 , por encima o por debajo de esta, según que aquellos fuesen menores o mayores que 4.096 tons; pero, aparte del ímprobo trabajo que ello representa, tendríamos que los valores de K sirviendo para las comparaciones, variarían con el desplazamiento y, entonces, el método no sería práctico. Vamos a ver que es posible obviar este inconveniente, expresando las cualidades de un buque, desde el punto de vista de su resistencia a la marcha, por una función prácticamente independiente del tonelaje. En efecto, sea

$$K = K_f + K_r$$

la curva del coeficiente de casco de un buque de 4.096 tons. de desplazamiento, y llamemos *factor de casco* γ , a la relación entre los valores de K de la curva dada y los K_1 de la envolvente MN, ambos para la misma velocidad. Se tendrá, haciendo, $K_1 = F + R$,

$$\text{que, } \gamma = \frac{K}{K_1} = \frac{K_f + K_r}{F + R}$$

Sea otro buque semejante al K pero de desplazamiento D' , con

$$K' = K_f + K'_r$$

y siendo K' los valores del coeficiente de casco de la recta envolvente para el desplazamiento D' , será: $K'_1 = F + R'$

admitiendo, en lo que no habrá gran error, que este buque K'_1 será semejante o casi semejante al K_1 y, por tanto, iguales sus coeficientes de formas F; se tendrá pues,

$$\gamma' = \frac{K'}{K'_1} = \frac{K_f + K'_r}{F + R'}$$

Grosso modo, se comprende que si, por ejemplo, $D' < 4.096$, tanto el haz de curvas para el desplazamiento D' como su envolvente, habrán subido, sobre poco más o menos, en la misma proporción y, por tanto, $\gamma = \gamma'$; pero esta consecuencia puede verse más exactamente demostrando que:

$$\frac{\gamma}{\gamma'} = \frac{K_f + K_r}{K_f + K'_r} \cdot \frac{F + R'}{F + R} = 1.$$

1.º Si u es suficientemente pequeña para que se puedan despreciar los coeficientes de formas

$$\frac{\gamma}{\gamma'} = \frac{R'}{R} \cdot \frac{K_r}{K'_r} = \frac{Z_1 \cdot s_1 \cdot O'_1}{Z_1 \cdot s_1 \cdot O_1} \cdot \frac{Z \cdot s \cdot O}{Z \cdot s \cdot O'} = \frac{O'_1 \cdot O}{O_1 \cdot O'}$$

pero $\frac{O}{O'}$ es la relación de los coeficientes O (cuadro III) correspondientes a los buques propuestos y semejantes de 4.096 tons. y de desplazamiento D' , así como $\frac{O_1}{O'_1}$ es la relación análoga

entre los mismos coeficientes de los buques en los que los de casco vienen dados por las envolventes de 4.096 y D' toneladas que, como hemos dicho, serán sobre poco más o menos semejantes. Ahora bien, el cuadro V da los valores de esas relaciones entre los coeficientes O para diversos desplazamientos D' y el de 4.096 en función de D' y del coeficiente de eslora e , mostrándonos la poca variación que experimentan con este; luego se puede escribir sin grave error,

$$\frac{O_1}{O'_1} = \frac{O}{O'}; \frac{O_1}{O'_1} \cdot \frac{O'}{O} = 1$$

o sea $\gamma = \gamma'$

CUADRO V

Valores de las relaciones $O' : O$ u $O'_1 : O_1$

D'	D' / 4	Valores de $e = D' / 4$						
		4	5	6	7	8	9	10
250	6,31	1,135	1,120	1,115	1,112	1,111	1,110	1,110
1.000	10,00	1,070	1,060	1,056	1,055	1,054	1,053	1,052
4.096	16,00	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
20.000	27,20	0,950	0,940	0,938	0,936	0,935	0,934	0,933
27.000	30,00	0,940	0,933	0,930	0,927	0,924	0,922	0,921
60.000	39,20	0,910	0,898	0,895	0,892	—	—	—

2.º Si u tiene un valor tal, que los coeficientes de forma K_f y F no pueden ser despreciados, con mayor razón se tendrá:

$$\frac{K_f + K_r}{K_f + K'_r} = \frac{F + R}{F + R'} \text{ y, por tanto,}$$

$$\frac{K_f + K_r}{K_f + K'_r} \cdot \frac{F + R'}{F + R} = 1$$

$$\text{ó } \eta = \eta'$$

Se ve, pues, que con un error que no puede pasar jamás del 2 0/0 (en el caso inadmisibile de ser $e = 4$ para los buques dados, $e = 10$ para los de las envolventes y $u = 0$) se tiene, que

con u , el factor de casco sigue las mismas leyes de variación, con muy poca diferencia, que K y, por tanto, que cuantas deducciones puedan hacerse del estudio de las curvas de K , las mismas podrán obtenerse operando con η , o sea que las curvas del factor η de casco pueden, sin inconveniente, sustituir para aquel objeto las del coeficiente K .

El factor de casco η no es, como se ve, más que la medida del coeficiente de casco K cuando se toman por unidad los valores correspondientes K_1 de la recta envolvente y, como estos representan los mínimos a que es dable aspirar resulta que siempre,

$$\eta \geq 1$$

EJEMPLOS. Buques Norteamericanos

CUADRO VI

	I	II	III
Desplazamiento que se considera $D' =$	33.200	32.500	9.220
Superficie sumergida correspondiente $S =$	6.750	6.250	2.655
Eslora entre perpendiculares $E =$	183,00	175,00	111,30
Potencia efectiva (en el eje) $P_e =$	29.900	17.000	2.300
Velocidad $V =$	21,07	18,00	12,00
Potencia al remolque (sin apéndices) $P_r =$	14.30	8.717	1.142
Coficiente de casco $K' \frac{P_r \cdot 10^3}{D^{2/3} V^3} = . . .$	1,541	1,465	1,495
Velocidad relativa $u \frac{V}{D^{1/6}} =$	3,71	3,185	2,62
$Z =$	2,415	2,475	2,590
$s \frac{S}{D^{2/3}} =$	6,49	6,11	6,02
$O - O_1 =$	$5,95 \times 10^{-3}$	6×10^{-3}	$2,3 \times 10^{-3}$
$\Delta K_r =$	0,0925	0,0908	0,0318
Para 4.096 $K = K' + \Delta K_r =$	1,633	1,556	1,527
$K_1 = 1,18 + 0,0835 \cdot u =$	1,492	1,446	1,400
$\eta \frac{K}{K_1} =$	1,093	1,077	1,090
Rendimiento del casco $\frac{1}{\eta} =$	0,915	0,929	0,918

el factor de casco η es una función de la velocidad relativa y de las formas, pero independiente del desplazamiento. Obsérvese que siendo,

$$\eta = \frac{K}{K_1}$$

y K_1 las ordenadas de una recta que varía poco

y por tanto, el simple conocimiento del valor de η en un buque, para una velocidad cualquiera, nos dice si este tiene o no formas aceptables, desde el punto de vista de la resistencia a la marcha, para esa velocidad; y, también, la simple inspección de una curva de valores de η en función de u nos dice, inmediatamente, si las formas del buque convienen para alguna veloci-

dad y cual sea esta. Así, por ejemplo, las curvas de η de la figura 4 nos dicen, ipso facto, que el buque A es malo para todas las velocidades, que el B es bueno para las comprendidas entre $u = 1,9$ y $u = 2,5$ y que el C lo es para las comprendidas entre $u = 3,2$ y $u = 5,2$, considerando como buenos los valores de η entre 1 y 1,10.

Así mismo, puede juzgarse del acierto en la elección de formas de un buque ya en servicio o cuyo proyecto se proponga, desde el punto de vista de la resistencia a la marcha, determinando el valor de su factor de casco η ; para ello

podemos decir que el buque tiene formas aceptables y desecharlo en caso contrario, salvo que otras cualidades que haya de satisfacer exijan pasar por un exceso de potencia de máquina.

Obsérvese, finalmente que la función $\frac{1}{\eta}$ puede llamarse, con gran propiedad *rendimiento del casco*, por ser perfectamente comparable a esta cualidad de los aparatos, ya que a medida que disminuye, nos indica un peor aprovechamiento de la potencia empleada en remolcar un casco de un desplazamiento dado, a la velocidad que se considere. (Véase Cuadro VI pág. 8).

Buques Españoles

CUADRO VII

	I	II	III	IV
Desplazamiento que se considera $D' =$	15.450	11.160	1.180	6.160
Superficie sumergida correspondiente $S =$	3.740	3.315	687	2.005
Eslora entre perpendiculares $E =$	133.00	146.30	59,13	94,50
Potencia efectiva (en el eje) $P_e =$	15.000	11.500	1.600	2.100
Velocidad $V =$	19,50	19,00	14,50	12,00
Potencia al remolque (sin apéndices) $P_r =$	8.550	5.900	720	1.025
Coefficiente de casco $K' \frac{P_r \cdot 10^3}{D^{2/3} V^3} =$. . .	1,810	1,740	2,110	1,760
Velocidad relativa $u \frac{V}{D^{1/6}} =$	3,9	4,02	4,45	2,80
$Z =$	2,38	2,41	2,34	2,52
$s \frac{S}{D^{2/3}} =$	6,03	6,65	6,13	5,96
$O - O_1 =$	$3,82 \times 10^{-3}$	$2,75 \times 10$	$3,8 \times 10$	$1,1 \times 10$
$\Delta K_r =$	0,0548	0,044	0,05235	0,0165
Para 4.096 $K = K' + \Delta K_r =$	1,865	1,790	2,056	1,776
$K_1 = 1,18 + 0,0835 \cdot u =$	1,506	1,500	1,550	1,390
$\eta \frac{K}{K_1} =$	1,237	1,190	1,327	1,270
Rendimiento del casco $\frac{1}{\eta} =$	0,810	0,840	0,754	0,787

bastará hallar el valor de su coeficiente de casco K al remolque (sin apéndices) para 4.096 tns. determinar la velocidad relativa u y dividir el valor de K por

$$K_1 = 1,18 + 0,0835 \cdot u$$

Si el cociente

$$\eta = \frac{K}{1,18 + 0,0835 \cdot u} < 1,10 \text{ ó } 1,15 \text{ (como máx.)}$$

Los resultados anteriores muestran, por su acuerdo con cuanto se ha expuesto, que las deducciones hechas merecen una cierta confianza a pesar de basarse en datos aparecidos en revistas y de cuya exactitud no se puede responder; por otra parte muestran también que, en general, es posible armonizar las buenas formas de casco para la resistencia a la marcha, con las demás cualidades a que haya de satisfacer el buque.

Los siete buques considerados no han sido elegidos, si no tomados entre los modernos cuyos datos se conocen aproximadamente. Del examen de los cuadros VI y VII se deduce la superioridad de los buques norteamericanos respecto a la buena elección de formas; y aunque el pequeño número de los tenidos en cuenta no autoriza a deducir consecuencia ninguna, si una comparación entre más buques españoles (construïdos o proyectados fuera de Espa-

importancia que en nuestro país debiese tener. En cualquier ensayo metódico de modelos puede observarse cómo pequeñas diferencias en el trazado influyen en un 10, un 15 % y más, en la resistencia a la marcha de buques de características *exactamente iguales*, diferencias que tienen grande importancia en su explotación, en cuanto aumentan el renglón de gastos de máquina tan de tener en cuenta en un instrumento de tráfico como es el buque mer-

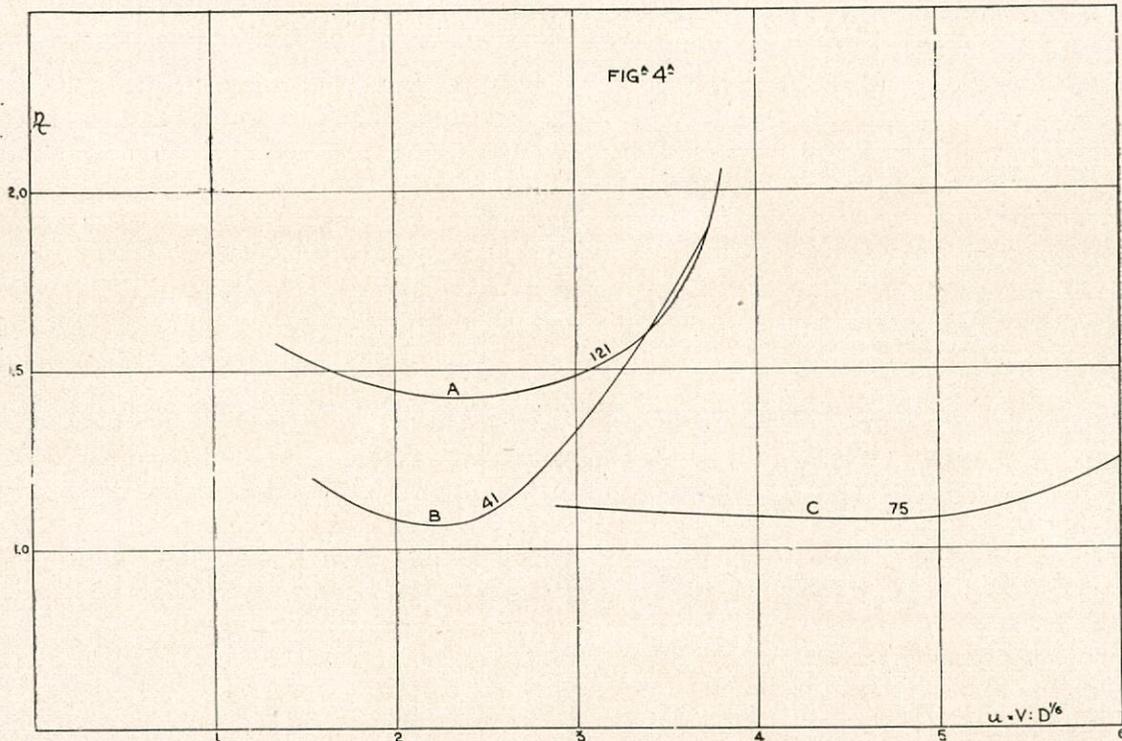


Fig. 4

ña) y otros extranjeros mostrase que, generalmente, los nuestros eran inferiores desde el punto de vista de la resistencia a la marcha, ello permitiría demostrar con datos de experiencia la necesidad, hoy solo sentida entre los Ingenieros Navales, de que en España exista un canal de ensayos y de que los proyectos vayan haciéndose por técnicos nacionales, esperando que en un día no lejano la industria naval se vea libre de la tutela extranjera y adquiera la

cante, y aun más en países como el nuestro en que tan subido es el precio de los combustibles. Por otra parte, es lógico no olvidar cuan humano (y patriótico en estas cuestiones) es guardar lo mejor para sí, y convencernos de que no va a ser del extranjero de donde nos venga lo más perfecto que se conozca en cuestión de buques o sus proyectos, sino que somos nosotros mismos quienes debemos procurar obtenerlo con nuestro propio esfuerzo.

Las Matemáticas y la Ingeniería

por Miguel Rechea Ingeniero Naval

Hace muchos años se discutió en la REVISTA DE OBRAS PÚBLICAS, la cuestión del recargo intelectual de las Escuelas especiales de Ingenieros; a la par que el notable abandono de la parte práctica, indispensable a la enseñanza completa de una carrera de aplicación.

Muchos ingenieros convienen, después de varios años de práctica en el trabajo de su especialidad, que no han sentido la necesidad de recurrir a una gran parte de las matemáticas superiores estudiadas en la Academia, para cumplir su cometido satisfactoriamente.

Este estéril recargo intelectual, se ha agravado actualmente con el gran desarrollo adquirido en la especulación de la física matemática, aumentando la dificultad de abarcar estos conocimientos con algún provecho.

A propósito de esta cuestión se ha publicado un artículo en el Marine Engineering de New York, que creemos de utilidad sea conocido por los ingenieros, y que traducimos a continuación.

«Las matemáticas y el Ingeniero Mecánico.

—Todos hemos oído la expresión de matemáticas aplicadas, que alguna vez viene a ser la aplicación de la matemática a una cuestión a la que no es aplicable o, por mejor decir y más apropiado, que se ignora como debe aplicarse, pues la mayor parte de los libros de texto tratando de estos asuntos están evidentemente escritos (según se desprende de su texto) por personas que no poseen los conocimientos apropiados de la Ingeniería y se limitan a adaptar estos problemas a la matemática en vez de proceder al contrario. Al mismo tiempo parece que tienen un elevado concepto de la inteligencia de sus lectores, pues solo dan una noticia escueta de las conclusiones. No explican los métodos ni exponen los razonamientos matemáticos que conducen a los resultados, y sin ellos las conclusiones no se pueden utilizar en otros problemas distintos de aquellos que se amoldaron a la matemática.»

«Desgraciadamente se llama a este sistema, el de las matemáticas aplicadas, y se introducen con frecuencia en la enseñanza de los ingenieros, sin obtener más resultado que producirles la impresión de que cualquier problema matemático (a parte de la sencilla Aritmética y Algebra) es un tremendo problema que no podrán dominar nunca, y el cual por otra parte no les será de utilidad, porque solamente podrá aplicarse en los casos especiales para los que han sido preparados; siendo así que en un trabajo corriente los problemas se le presentan espontáneamente en distintas formas, que no pueden alterarse para adaptarlas a la forma especial del cálculo matemático considerado.»

«Esta contrariedad de la aplicación de las matemáticas, se aumenta considerablemente en muchos asuntos en que se combinan la Ingeniería y las matemáticas y en los cuales parece que los autores se empeñan en demostrar lo difícil de la cuestión. En muchos de estos casos hubiera sido posible, si el autor se lo hubiese propuesto, demostrar que el asunto tratado era realmente sencillo y fácil de comprender, después de un corto estudio, por cualquiera persona de regular inteligencia.»

«Al presente, esta prevención a las cuestiones matemáticas se refiere a los cálculos infinitesimales. Estas cuestiones son tratadas de palabra y por escrito como si fuese una rama completamente separada de las matemáticas; son las altas matemáticas superiores, tan superiores que solamente los cerebros de excepcional poder pueden tener la esperanza de conocerlas. Esta presunción, es sin embargo por demás errónea, pues este cálculo no es más que una abreviación del Algebra. Cualquier problema que pueda resolverse por este cálculo, puede ser resuelto por el Algebra, aun cuando el procedimiento sea lento y embarazoso.»

«El ingeniero debería estar obligado a situarse en este punto de vista y apreciar estos cálculos en su verdadera naturaleza como una economía de tiempo, en aquellos casos en que se

sabe como deberán aplicarse. Pero como todas las abreviaciones, estos cálculos tienen su campo limitado.»

«Cuando se quiere escalar el alto de una montaña, se puede dar un salto por el lado menos escarpado; pero si resulta muy difícil alcanzar la altura de este modo, se dará un rodeo o se subirá en zig-zag; de manera que aun cuando se recorra más distancia se conseguirá lo que se desea.»

«Es decir que para la solución de cualquier problema deberán usarse los cálculos cuando se puedan aplicar, de una manera apropiada; pero si este camino se presenta demasiado difícil, se acudirá al Algebra que aun cuando el procedimiento sea más pesado, se encontrará generalmente fácil resolución; mientras que siguiendo los otros métodos matemáticos, se puede correr el riesgo de dar un salto en falso al tratar de alcanzar el alto de la montaña.»

Como decíamos al principio, hace mucho tiempo que abundamos en las mismas ideas del articulista, sin que sepamos que se haya variado completamente este sistema de enseñanza, y hemos creído conveniente aprovechar esta ocasión que nos permite apoyarnos en ideas de procedencia extranjera (para despertar algún interés) a fin de tratar de aliviar a nuestra juventud de este recargo intelectual, que por varias razones le perjudica; debiendo también añadir, que convenimos con el autor del escrito en que si bien las matemáticas son un poderoso auxiliar para el ingeniero no es, en manera alguna, su finalidad.

Entendemos que las Academias deben responder en cada momento, sin perderla nunca de vista, a la finalidad de su actuación, que no es otra, en este caso, que formar un ingeniero y cuyo cometido es ejecutar obras y otros trabajos.

Un ingeniero no es un metafísico, ni un astrónomo, ni tampoco un matemático; su objeto no es la gran especulación filosófica, ni astronómica ni la gran matemática; sino sencillamente ejecutar obras en este mundo sensible que nos rodea; empeño tal vez más modesto; pero en el que seguramente no pretenden aquellos técnicos, contender con los ingenieros.

Por consiguiente, no debe desatenderse en manera alguna en las Escuelas, la enseñanza

de la práctica de la profesión reduciendo con este objeto la excesiva extensión de la enseñanza actual de las matemáticas.

Los primeros elementos de la construcción de cualquier caracter, son tan sencillos, que viéndolos puede aprenderlos y aun ejecutarlos cualquier alumno desde los 16 años; como lo hacen muchos de los aprendices en obras y talleres; y por consiguiente podrían enseñarse desde los primeros días de clase; teniendo además cuidado en los estudios teóricos de que todos los ejemplos de matemáticas elementales y superiores sean de inmediata aplicación a los casos que ocurran en la práctica de la profesión y también en los estudios posteriores, para facilitar la enseñanza.

Lo que aprende el alumno en esta edad viéndolo y viviéndolo no lo olvida nunca y al salir de la Escuela, no desconocería este conjunto indispensable de conocimientos sencillísimos; evitándose tal vez decepciones al principio de la práctica de su carrera.

No parece que sea difícil distribuir el tiempo de la enseñanza entre la teoría y la práctica procurando que la práctica se realice el mayor tiempo posible al aire libre.

Sería también muy conveniente que la enseñanza fuese gradual en cada asignatura esencial de la carrera, es decir, que estas asignaturas se estudiaran en varios cursos graduados, de lo más sencillo a lo más complicado, empezando desde el primer curso, y en caso preciso continuar con alguna de ellas hasta el curso final.

De este modo, el alumno puede entrever desde los primeros cursos el objeto final de cuanto estudia; pues de otra forma y sin la práctica, camina medio a ciegas varios años hasta terminar la carrera, en que todo le sorprende de pronto. Además tiene tiempo de darse mejor cuenta de cuales son sus aptitudes para dedicarse con más interés a lo que se siente con mayor disposición y se evita al propio tiempo, como sucede alguna vez, que se deje para lo último, alguna de las materias de más importancia y se estudien a última hora precipitadamente.

Para poner más en claro el objeto de una Escuela especial de Ingenieros podría precisarse el cometido del ingeniero constructor en la ejecución de una obra importante presentándolo (como ejemplo) subdividido en estas tres partes.

1.^a Estudio y formación de proyectos y de presupuestos.

2.^a Desarrollo del proyecto, su ejecución y pruebas.

3.^a Inspección.

Un ingeniero puede estudiar y preparar proyectos para que sean ejecutados por otro ingeniero y recíprocamente; y puede inspeccionar las obras proyectadas y ejecutadas por otro ingeniero.

Estas tres partes comprenden, en este caso, el cometido del ingeniero constructor propiamente dicho a que se refieren las anteriores observaciones, y cuyos conocimientos pueden ser los adquiridos en las Academias en los cuatro o cinco cursos que se emplean actualmente.

Pero tanto el proyectista, como el ejecutor, como el inspector, necesitan disponer de una extensa información de actualidad, que no tienen tiempo de proporcionársela por sí mismos y aun cuando alguna se encuentra diseminada en publicaciones y revistas es muy difícil que puedan reunirla sin desatender a su trabajo.

Esta especulación experimental, así como la información que se necesite, debería ser facilitada por centros establecidos en cada Academia según su especialidad; dotados con personal adecuado y competente, así como de laboratorios apropiados a la dicha especialidad profesional.

El personal deberá ser el mismo personal que saliese de la Academia que sintiese más inclinaciones para la especulación experimental, haciendo por ejemplo un curso, como ampliación, en dichos centros.

Volviendo para terminar sobre la tesis del artículo en cuestión, que se refiere a la excesiva importancia que se atribuye a la intervención de las matemáticas superiores en la profesión del ingeniero constructor, debemos añadir que el conocimiento de esta técnica no es en modo alguno indispensable para construir. Tenemos ejemplos a la vista, en todo el mundo (1)

(1) Véase «Tratado de Arquitectura de Vitruvio», Traducción de Juan Gracian en 1582.

de muchas obras importantes de todas clases que todos admiramos actualmente; las cuales están ejecutadas hace cientos y miles de años, mucho antes de alcanzar las matemáticas superiores el desarrollo actual. Estos hechos nos llevarían a hacer consideraciones sobre la influencia de la teoría, y de la experiencia en esta clase de trabajos, que no son del momento.

Se da a veces a las matemáticas un alcance exagerado haciéndolas intervenir en todos los empeños, creyendo que bastan por sí solas para poder dominar en los diversos campos de la Ingeniería.

También se da, a menudo, a la Ingeniería una latitud excesiva, teniendo la pretensión de dominar a la vez varias profesiones o especialidades, aun cuando no tengan de común entre sí, más que las materias de matemáticas elementales y superiores estudiadas en las Escuelas, sin relación, probablemente, con ninguna de las tales especialidades. Esta aspiración tiene el grave inconveniente de que obliga a repartir la atención, la inteligencia, el trabajo y el tiempo, entre varios trabajos de distinta naturaleza, en perjuicio seguramente de la perfección, eficacia y aun del progreso que podría obtenerse si estas energías se aplicasen a una rama determinada de la Ingeniería.

Las profesiones de aplicación, como los oficios, requieren la práctica de la profesión, es decir, la experiencia propia que da la continuidad en la ejecución de un mismo o análogo trabajo, en la que cada día se aprende algo nuevo; y de este modo se puede llegar a dominar una profesión (no varias) con un grado de confianza en el éxito que no da la experiencia ajena y menos el solo estudio de los libros.

Mucho celebraríamos en beneficio de nuestra provechosa juventud ingenieril, que estas ideas se tuviesen presentes en los centros de enseñanza a fin de que al salir de las Escuelas tuviesen un concepto más completo de su cometido y pudieran emprender con más firmeza la marcha por el terreno de la realidad, en el que tienen que desenvolverse toda su carrera.

Teoría general de las planchas y envueltas delgadas

por Carlos Preysler Ingeniero Naval

1.—*Fórmula relativa a la curvatura de las superficies.*—Sean α y β dos parámetros, mediante los cuales, se pueda definir la posición de un punto en una superficie, de tal modo que las ecuaciones:

$$\alpha = \text{constante} = K_1$$

$$\beta = \text{constante} = K_2$$

representen familias de curvas trazadas en la superficie, (fig. 1)

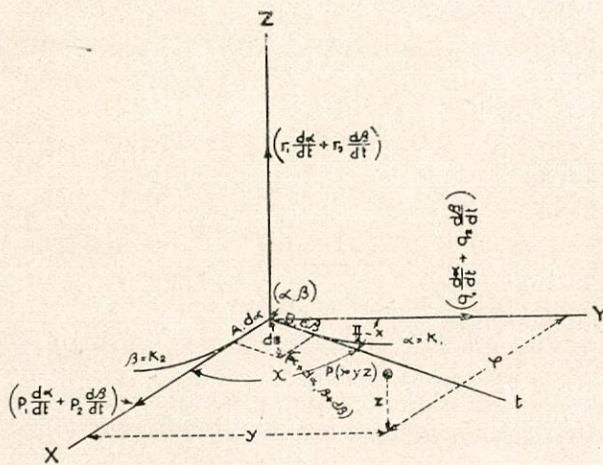


Fig. 1

Llamemos α al ángulo que forman las tangentes a estas curvas en el punto considerado. En general α será función de α y β .

El elemento lineal ds de una curva trazada en la superficie, está definido por la fórmula:

$$(ds)^2 = A^2 (d\alpha)^2 + B^2 (d\beta)^2 + 2A \cdot B \cos \alpha d\alpha d\beta \quad (1)$$

en la cual A y B son, en general, funciones de α y β .

Tracemos el sistema de ejes coordenados rectangulares X Y y Z tomando el punto (α, β) de la superficie considerada como origen, siendo el eje Z normal a dicha superficie, y el eje de las x tangente a la curva $\beta = K_2$.

La dirección positiva del eje X, se elegirá de modo que corresponda a incrementos positivos de α y el eje Y será tangente a la superficie y perpendicular al eje X.

Si suponemos que el origen de este sistema de ejes se mueve sobre la superficie considerada, la dirección de los ejes se modificará, y si t representa el tiempo, las componentes de la velocidad del origen según las direcciones instantáneas de los ejes X Y y Z, estarán definidas por las siguientes expresiones:

$$\text{Componente según X} = A \frac{d\alpha}{dt} + B \frac{d\beta}{dt} \cos \alpha$$

$$\text{Componente según Y} = B \frac{d\beta}{dt} \sin \alpha$$

$$\text{Componente según Z} = 0$$

Las componentes de la velocidad angular del sistema de ejes referidos a las direcciones iniciales de dichos ejes, se pueden expresar en general como sigue:

Velocidad angular

$$\text{cuyo eje es X} = p_1 \frac{d\alpha}{dt} + p_2 \frac{d\beta}{dt}$$

Velocidad angular

$$\text{cuyo eje es Y} = q_1 \frac{d\alpha}{dt} + q_2 \frac{d\beta}{dt}$$

Velocidad angular

$$\text{cuyo eje es Z} = r_1 \frac{d\alpha}{dt} + r_2 \frac{d\beta}{dt}$$

En estas expresiones, las cantidades $p_1, p_2, q_1, q_2, r_1, r_2$ son funciones de α y β .

Para definir las cantidades $p_1, p_2, q_1, q_2, r_1, r_2$ será preciso que tengamos seis ecuaciones que las ligen con cantidades conocidas, cuyas ecuaciones se obtendrán más adelante.

El movimiento de los ejes que se ha indicado, hará que un punto P de la superficie tenga respecto a los ejes móviles, las siguientes velocidades lineales:

$$v_x = y \left(r_1 \frac{d\alpha}{dt} + r_2 \frac{d\beta}{dt} \right) + z \left(q_1 \frac{d\alpha}{dt} + q_2 \frac{d\beta}{dt} \right) - B \frac{d\beta}{dt} \cos \alpha - A \frac{d\alpha}{dt}$$

$$v_y = z \left(p_1 \frac{d\alpha}{dt} + p_2 \frac{d\beta}{dt} \right) - x \left(r_1 \frac{d\alpha}{dt} + r_2 \frac{d\beta}{dt} \right) - B \frac{d\beta}{dt} \sin \alpha$$

$$v_z = x \left(q_1 \frac{d\alpha}{dt} + q_2 \frac{d\beta}{dt} \right) - y \left(p_1 \frac{d\alpha}{dt} + p_2 \frac{d\beta}{dt} \right)$$

Por otra parte, como las coordenadas del punto P son funciones de α y β , sus velocidades lineales según los ejes v_x, v_y, v_z podrán también expresarse por las siguientes fórmulas:

$$v_x = \frac{dx}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{dx}{d\beta} \frac{d\beta}{dt}$$

$$v_y = \frac{dy}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{dy}{d\beta} \frac{d\beta}{dt}$$

$$v_z = \frac{dz}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{dz}{d\beta} \frac{d\beta}{dt}$$

De estas ecuaciones y las que preceden, se deduce:

$$\frac{dx}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{dx}{d\beta} \frac{d\beta}{dt} = y \left(r_1 \frac{d\alpha}{dt} + r_2 \frac{d\beta}{dt} \right) - z \left(q_1 \frac{d\alpha}{dt} + q_2 \frac{d\beta}{dt} \right) - B \frac{d\beta}{dt} \cos \alpha - A \frac{d\alpha}{dt} \quad (II)$$

$$\frac{dy}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{dy}{d\beta} \frac{d\beta}{dt} = z \left(p_1 \frac{d\alpha}{dt} + p_2 \frac{d\beta}{dt} \right) -$$

$$- x \left(r_1 \frac{d\alpha}{dt} + r_2 \frac{d\beta}{dt} \right) - B \frac{d\beta}{dt} \sin \alpha \quad (III)$$

$$\frac{dz}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{dz}{d\beta} \frac{d\beta}{dt} = x \left(q_1 \frac{d\alpha}{dt} + q_2 \frac{d\beta}{dt} \right) - y \left(p_1 \frac{d\alpha}{dt} + p_2 \frac{d\beta}{dt} \right) \quad (IV)$$

Estas ecuaciones pueden también escribirse como sigue:

$$\frac{d\alpha}{dt} \left(\frac{dx}{d\alpha} - y r_1 + z q_1 + A \right) + \frac{d\beta}{dt} \left(\frac{dx}{d\beta} - y r_2 + z q_2 + B \cos \alpha \right) = 0$$

$$\frac{d\alpha}{dt} \left(\frac{dy}{d\alpha} - z p_1 + x r_1 \right) + \frac{d\beta}{dt} \left(\frac{dy}{d\beta} - z p_2 + x r_2 + B \sin \alpha \right) = 0$$

$$\frac{d\alpha}{dt} \left(\frac{dz}{d\alpha} - x q_1 + y p_1 \right) + \frac{d\beta}{dt} \left(\frac{dz}{d\beta} - x q_2 + y p_2 \right) = 0$$

y no siendo cero ni $\frac{d\alpha}{dt}$ ni $\frac{d\beta}{dt}$ será preciso que existan las siguientes igualdades:

$$\frac{dx}{d\alpha} = y r_1 - z q_1 - A$$

$$\frac{dx}{d\beta} = y r_2 - z q_2 - B \cos \alpha$$

$$\frac{dy}{d\alpha} = z p_1 - x r_1$$

$$\frac{dy}{d\beta} = z p_2 - x r_2 - B \sin \alpha$$

$$\frac{dz}{d\alpha} = x q_1 - y p_1$$

$$\frac{dz}{d\beta} = x q_2 - y p_2$$

Las condiciones de compatibilidad de estas seis ecuaciones son las siguientes:

$$\frac{d\left(\frac{dx}{d\alpha}\right)}{d\beta} = \frac{d\left(\frac{dx}{d\beta}\right)}{d\alpha} \quad \frac{d\left(\frac{dy}{d\alpha}\right)}{d\beta} = \frac{d\left(\frac{dy}{d\beta}\right)}{d\alpha}$$

$$\frac{d\left(\frac{dz}{d\alpha}\right)}{d\beta} = \frac{d\left(\frac{dz}{d\beta}\right)}{d\alpha}$$

y por consiguiente, escribiremos

$$\frac{dy}{d\beta} r_1 + y \frac{dr_1}{d\beta} - \frac{dz}{d\beta} q_1 - z \frac{dq_1}{d\beta} - \frac{dA}{d\beta} =$$

$$= \frac{dy}{d\alpha} r_2 + y \frac{dr_2}{d\alpha} - \frac{dz}{d\alpha} q_2 - z \frac{dq_2}{d\alpha} -$$

$$- \frac{dB}{d\alpha} \cos \alpha + B \operatorname{sen} \alpha \frac{d\alpha}{d\alpha}$$

$$\frac{dz}{d\beta} p_1 + z \frac{dp_1}{d\beta} - \frac{dx}{d\beta} r_1 - x \frac{dr_1}{d\beta} = \frac{dz}{d\alpha} p_2 +$$

$$+ z \frac{dp_2}{d\alpha} - \frac{dx}{d\alpha} r_2 - x \frac{dr_2}{d\alpha} - \frac{dB}{d\alpha} \operatorname{sen} \alpha -$$

$$- B \cos \alpha \frac{d\alpha}{d\alpha}$$

$$\frac{dx}{d\beta} q_1 + x \frac{dq_1}{d\beta} - \frac{dy}{d\beta} p_1 - y \frac{dp_1}{d\beta} = \frac{dx}{d\alpha} q_2 +$$

$$+ x \frac{dq_2}{d\alpha} - \frac{dy}{d\alpha} p_2 - y \frac{dp_2}{d\alpha}$$

Si en estas ecuaciones ponemos en vez de $\frac{dx}{d\alpha}, \frac{dx}{d\beta}, \frac{dy}{d\alpha}, \frac{dy}{d\beta}, \frac{dz}{d\alpha}, \frac{dz}{d\beta}$ sus valores escritos más arriba, tendremos:

$$(z p_2 - x r_2 - B \operatorname{sen} \alpha) r_1 + y \left(\frac{dr_1}{d\beta} - \frac{dr_2}{d\alpha} \right) -$$

$$- (x q_2 - y p_2) q_1 + z \left(\frac{dq_2}{d\alpha} - \frac{dq_1}{d\beta} \right) - \frac{dA}{d\beta} =$$

$$- (z p_1 - x r_1) r_2 + (x q_1 - y p_1) q_2 +$$

$$+ \frac{dB}{d\alpha} \cos \alpha - B \operatorname{sen} \alpha \frac{d\alpha}{d\alpha} =$$

$$= y \left(\frac{dr_1}{d\beta} - \frac{dr_2}{d\alpha} + p_2 q_1 - p_1 q_2 \right) +$$

$$+ z \left(\frac{dq_2}{d\alpha} - \frac{dq_1}{d\beta} + p_2 r_1 - p_1 r_2 \right) +$$

$$+ \frac{dB}{d\alpha} \cos \alpha - B \operatorname{sen} \alpha \left(r_1 + \frac{d\alpha}{d\alpha} \right) - \frac{dA}{d\beta} = 0$$

$$(x q_2 - y p_2) p_1 + z \left(\frac{dp_1}{d\beta} - \frac{dp_2}{d\alpha} \right) -$$

$$- (y r_2 - z q_2 - B \cos \alpha) r_1 + x \left(\frac{dr_2}{d\alpha} - \frac{dr_1}{d\beta} \right) -$$

$$- (x q_1 - y p_1) p_2 + (y r_1 - z q_1 - A) r_2 +$$

$$+ \frac{dB}{d\alpha} \operatorname{sen} \alpha + B \cos \alpha \frac{d\alpha}{d\alpha} = x \left(\frac{dr_2}{d\alpha} - \frac{dr_1}{d\beta} +$$

$$+ q_2 p_1 - q_1 p_2 \right) + z \left(\frac{dp_1}{d\beta} - \frac{dp_2}{d\alpha} +$$

$$+ q_2 r_1 - q_1 r_2 \right) + \frac{dB}{d\alpha} \operatorname{sen} \alpha +$$

$$+ B \cos \alpha \left(r_1 + \frac{d\alpha}{d\alpha} \right) - A r_2 = 0$$

$$(y r_2 - z q_2 - B \cos \alpha) q_1 + x \left(\frac{dq_1}{d\beta} - \frac{dq_2}{d\alpha} \right) -$$

$$- (z p_2 - x r_2 - B \operatorname{sen} \alpha) p_1 +$$

$$+ y \left(\frac{dp_2}{d\alpha} - \frac{dp_1}{d\beta} \right) - (y r_1 - z q_1 - A) q_2 +$$

$$+ (z p_1 - x r_1) p_2 = x \left(\frac{dq_1}{d\beta} - \frac{dq_2}{d\alpha} +$$

$$+ r_2 p_1 - r_1 p_2 \right) + y \left(\frac{dp_2}{d\alpha} - \frac{dp_1}{d\beta} +$$

$$+ r_2 q_1 - r_1 q_2 \right) + B \operatorname{sen} \alpha p_1 -$$

$$- B \cos \alpha q_1 + A q_2 = 0$$

De la primera de estas ecuaciones se deduce que no siendo cero ni y , ni z , deberá verificarse:

$$\frac{dr_1}{d\beta} - \frac{dr_2}{d\alpha} + p_2 q_1 - p_1 q_2 = 0 \quad (1)$$

$$\frac{d q_2}{d \alpha} - \frac{d q_1}{d \beta} + p_2 r_1 - p_1 r_2 = 0 \quad (2)$$

$$\frac{d B}{d \alpha} \cos \alpha - B \operatorname{sen} \alpha \left(r_1 + \frac{d \alpha}{d \alpha} \right) - \frac{d A}{d \beta} = 0 \quad (3)$$

Por análogo razonamiento, de la segunda se deduce que,

$$\frac{d r_2}{d \alpha} - \frac{d r_1}{d \beta} + q_2 p_1 - q_1 p_2 = 0 \quad (4)$$

$$\frac{d p_1}{d \beta} - \frac{d p_2}{d \alpha} + q_2 r_1 - q_1 r_2 = 0 \quad (5)$$

$$\frac{d B}{d \alpha} \operatorname{sen} \alpha + B \cos \alpha \left(r_1 + \frac{d \alpha}{d \alpha} \right) - A r_2 = 0 \quad (6)$$

Y en fin, de la tercera deducimos,

$$\frac{d q_1}{d \beta} - \frac{d q_2}{d \alpha} + r_2 p_1 - r_1 p_2 = 0 \quad (7)$$

$$\frac{d p_2}{d \alpha} - \frac{d p_1}{d \beta} + r_2 q_1 - r_1 q_2 = 0 \quad (8)$$

$$B \operatorname{sen} \alpha p_2 - B \cos \alpha q_1 + A q_2 = 0 \quad (9)$$

Las ecuaciones (1) y (4) son idénticas; a las (2) y (7) les ocurre lo mismo, y otro tanto sucede con las (5) y (8). En consecuencia el sistema de las nueve ecuaciones que precede, se reduce al siguiente:

$$\frac{d r_1}{d \beta} - \frac{d r_2}{d \alpha} + p_2 q_1 - p_1 q_2 = 0 \quad (10)$$

$$\frac{d q_1}{d \beta} - \frac{d q_2}{d \alpha} + r_2 p_1 - r_1 p_2 = 0 \quad (11)$$

$$\frac{d p_1}{d \beta} - \frac{d p_2}{d \alpha} + q_2 r_1 - q_1 r_2 = 0 \quad (12)$$

$$\frac{d B}{d \alpha} \cos \alpha - B \operatorname{sen} \alpha \left(r_1 + \frac{d \alpha}{d \alpha} \right) - \frac{d A}{d \beta} = 0 \quad (13)$$

$$\frac{d B}{d \alpha} \operatorname{sen} \alpha + B \cos \alpha \left(r_1 + \frac{d \alpha}{d \alpha} \right) - A r_2 = 0 \quad (14)$$

$$B \operatorname{sen} \alpha p_1 - B \cos \alpha q_1 + A q_2 = 0 \quad (15)$$

de la ecuación (13) se deduce,

$$r_1 = \frac{1}{B \operatorname{sen} \alpha} \left(\frac{d \beta}{d \alpha} \cos \alpha - \frac{d A}{d \beta} \right) - \frac{d \alpha}{d \alpha} \quad (16)$$

de la (14) se obtiene,

$$A r_2 = \frac{d B}{d \alpha} \operatorname{sen} \alpha + B \cos \alpha \left(r_1 + \frac{d \alpha}{d \alpha} \right)$$

y sustituyendo en vez de r_1 su valor definido por la ecuación (16), se tiene,

$$A r_2 = \frac{d B}{d \alpha} \operatorname{sen} \alpha + \frac{\cos \alpha}{\operatorname{sen} \alpha} \left(\frac{d B}{d \alpha} \cos \alpha - \frac{d A}{d \beta} \right)$$

de donde $A r_2 \operatorname{sen} \alpha = \frac{d B}{d \alpha} - \frac{d A}{d \beta} \cos \alpha$

y por tanto, $r_2 = \frac{1}{A \operatorname{sen} \alpha} \left(\frac{d B}{d \alpha} - \frac{d A}{d \beta} \cos \alpha \right)$ (17)

De la ecuación (15) se deduce,

$$\frac{p_1 \operatorname{sen} \alpha}{A} - \frac{q_1 \cos \alpha}{A} + \frac{q_2}{B} = 0 \quad (18)$$

Por lo tanto las seis ecuaciones necesarias para definir los valores de $p_1 p_2 q_1 q_2 r_1$ y r_2 , a que antes se aludió, son las siguientes:

$$\frac{d r_1}{d \beta} - \frac{d r_2}{d \alpha} = p_1 q_2 - p_2 q_1 \quad (19)$$

$$\frac{d q_1}{d \beta} - \frac{d q_2}{d \alpha} = r_1 p_2 - r_2 p_1 \quad (20)$$

$$\frac{d p_1}{d \beta} - \frac{d p_2}{d \alpha} = q_1 r_2 - q_2 r_1 \quad (21)$$

$$r_1 = -\frac{d \alpha}{d \alpha} - \frac{1}{B \operatorname{sen} \alpha} \left(\frac{d A}{d \beta} - \frac{d B}{d \alpha} \cos \alpha \right) \quad (22)$$

$$r_2 = \frac{1}{A \operatorname{sen} \alpha} \left(\frac{d B}{d \alpha} - \frac{d A}{d \beta} \cos \alpha \right) \quad (23)$$

$$\frac{q_2}{B} + \frac{p_1}{A} \operatorname{sen} \alpha = \frac{q_1}{A} \cos \alpha \quad (24)$$

Para expresar la curvatura de la superficie, escribiremos la ecuación de su normal en el punto $(\alpha + d \alpha, \beta + d \beta)$ referida a los ejes X Y y Z, cuyo origen es el punto (α, β) .

Los cosenos directores de esta normal pue-

den, con suficiente aproximación expresarse como sigue:

Coseno del ángulo con el eje X = $q_1 d\alpha + q_2 d\beta$
 Coseno del ángulo con el eje Y = $-(p_1 d\alpha + p_2 d\beta)$

Coseno del ángulo con el eje Z = 1

Porque en efecto, la normal considerada formará un ángulo muy pequeño con el eje Z, cuyo ángulo tendrá como proyecciones sobre los planos YZ y XZ, otros ángulos también muy pequeños, cuyos senos podrán suponerse iguales a los ángulos girados por los ejes X Y Z, los cuales hemos designado por,

$$q_1 d\alpha + q_2 d\beta$$

$$-(p_1 d\alpha + p_2 d\beta)$$

Estos senos son iguales a los cosenos de los ángulos complementarios que definirán los directores de la normal en el punto

$$(\alpha + d\alpha, \beta + d\beta)$$

respecto a los ejes X e Y respectivamente.

Conocidos los cosenos directores de la normal en el punto $(\alpha + d\alpha, \beta + d\beta)$

la ecuación de esta normal será:

$$\frac{x - (A d\alpha + B d\beta \cos z)}{q_1 d\alpha + q_2 d\beta} =$$

$$= \frac{y - B d\beta \sin z}{-(p_1 d\alpha + p_2 d\beta)} = \frac{z}{1}$$

El punto en que esta normal corta al eje Z se definirá haciendo simultáneamente,

$$x = 0$$

$$y = 0$$

y el valor de z que así resulte, definirá el radio de curvatura B en el punto $(\alpha + d\alpha, \beta + d\beta)$ Haciendo estas hipótesis en la ecuación que precede, tendremos:

$$\frac{-A d\alpha - B d\beta \cos z}{q_1 d\alpha + q_2 d\beta} = \frac{B d\beta \sin z}{p_1 d\alpha + p_2 d\beta} = R$$

De esta ecuación deducimos las dos siguientes:

$$B \sin z = R \left(p_1 \frac{d\alpha}{d\beta} + p_2 \right)$$

$$- A p_1 (d\alpha)^2 - A p_2 d\alpha d\beta -$$

$$- B \cos z \left(p_1 d\alpha d\beta + p_2 (d\beta)^2 \right) =$$

$$= B \sin z \left(q_1 d\alpha d\beta + q_2 (d\beta)^2 \right)$$

que también pueden escribirse como sigue:

$$\frac{d\alpha}{d\beta} = \frac{1}{p_1} \left(\frac{B}{R} \sin z - p_2 \right)$$

$$A p_1 \left(\frac{d\alpha}{d\beta} \right)^2 - \left[A p_2 + B (p_1 \cos z + q_1 \sin z) \right] \frac{d\alpha}{d\beta} +$$

$$+ B (p_2 \cos z + q_2 \sin z) = 0$$

Sustituyendo la primera de estas ecuaciones en la segunda, se tiene,

$$\frac{A}{p_1} \left(\frac{B}{R} \sin z - p_2 \right)^2 + \left[A p_2 + B (p_1 \cos z +$$

$$+ q_1 \sin z) \right] \cdot \frac{1}{p_1} \left(\frac{B}{R} \sin z - p_2 \right) + B (p_2 \cos z +$$

$$q_2 \sin z) = 0$$

de donde:

$$A (B \sin z - p_2 R)^2 + \left[A p_2 R + B R (p_1 \cos z +$$

$$+ q_1 \sin z) \right] \cdot (B \sin z - p_2 R) +$$

$$+ B p_1 R^2 (p_2 \cos z + q_2 \sin z) = 0$$

o bien,

$$A B^2 \sin^2 z - A B p_2 R \sin z +$$

$$B^2 R p_1 \sin z \cos z + B^2 R q_1 \sin^2 z -$$

$$- B R^2 q_1 p_2 \sin z + B R^2 p_1 q_2 \sin z = 0$$

y dividiendo por B sin z, se tiene,

$$A B \sin z - A p_2 R + B R p_1 \cos z +$$

$$+ B R q_1 \sin z - R^2 q_1 p_2 + R^2 p_1 q_2 = 0$$

ecuación que también puede escribirse como sigue:

$$R^2 (p_1 q_2 - p_2 q_1) - R \left[A p_2 - B (p_1 \cos \alpha + q_1 \operatorname{sen} \alpha) \right] + A B \operatorname{sen} \alpha = 0$$

Esta ecuación nos define los radios de curvatura principales R_1 y R_2 de la superficie, por su suma y producto, según las siguientes expresiones:

$$R_1 + R_2 = \frac{A p_2 - B (p_1 \cos \alpha + q_1 \operatorname{sen} \alpha)}{p_1 q_2 - p_2 q_1} \quad (26)$$

$$R_1 \cdot R_2 = \frac{A B \operatorname{sen} \alpha}{p_1 q_2 - p_2 q_1} \quad (27)$$

La ecuación de la elipse indicatriz de la superficie (fig. 2) en el punto considerado, se obtendrá como sigue:

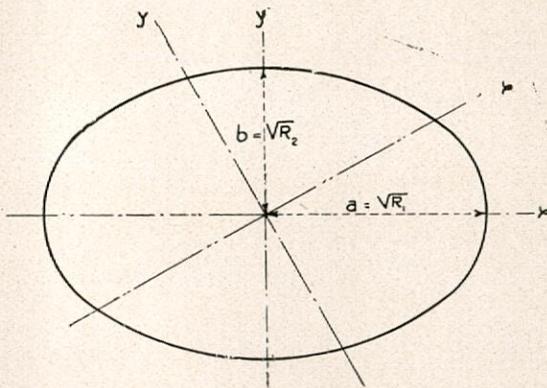


Fig. 2

Esta ecuación, referida a los ejes principales será de la forma,

$$M x'^2 + N y'^2 = 1$$

donde los valores de M y N en función de los semiejes a y b de dicha elipse serán,

$$M = \frac{1}{a^2} \quad N = \frac{1}{b^2}$$

Por otra parte, los semiejes a y b están definidos por las siguientes expresiones,

$$a = \sqrt{R_1} \quad b = \sqrt{R_2}$$

La ecuación de la elipse referida a otros dos

ejes que no sean los principales, es de la forma,

$$M' x^2 + N' y^2 + 2 H. x y = 1 \quad (28)$$

y se demuestra en Analítica que,

$$M' + N' = M + N$$

$$M' N' - H^2 = M N$$

Sustituyendo en estas ecuaciones en lugar de M y N sus valores escritos más arriba, se tiene,

$$M' + N' = \frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2}$$

$$M' N' - H^2 = \frac{1}{a^2 b^2}$$

Sustituyendo en estas expresiones, en vez de a y b , sus valores en función de los radios principales R_1 y R_2 tendremos,

$$M' + N' = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} = \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2}$$

$$M' N' - H^2 = \frac{1}{R_1 R_2}$$

De estas dos expresiones se deduce que,

$$\frac{M' + N'}{M' N' - H^2} = R_1 + R_2$$

y teniendo en cuenta la ecuación (26), escribiremos,

$$\frac{M' + N'}{M' N' - H^2} + \frac{A p_2 - B (p_1 \cos \alpha + q_1 \operatorname{sen} \alpha)}{p_1 q_2 - p_2 q_1}$$

Por otra parte, teniendo presente la ecuación (27), se puede escribir,

$$M' N' - H^2 = \frac{p_1 q_2 - p_2 q_1}{A B \operatorname{sen} \alpha}$$

De estas dos últimas ecuaciones, se deduce que,

$$M' + N' = \frac{p_2}{B \operatorname{sen} \alpha} + \frac{p_1}{A} \cotg \alpha - \frac{q_1}{A}$$

$$M' N' - H^2 = \frac{p_1 q_2 - p_2 q_1}{A B \operatorname{sen} z}$$

$$H = \frac{p_1}{A}$$

Estas ecuaciones no son suficientes para determinar los valores de M' , N' y H , pero si hacemos,

$$M' = -\frac{q_1}{A} \quad (29)$$

resulta,

$$N' = \frac{p_2}{B \operatorname{sen} z} - \frac{p_1}{A} \cotg z \quad (30)$$

y por tanto,

$$M' N' = \frac{q_1 p_2}{A B \operatorname{sen} z} + \frac{q_1 p_1}{A^2} \cotg z$$

Esta expresión también se puede escribir como sigue:

$$M' N' = -\frac{p_1}{A \operatorname{sen} z} \left(\frac{q_1 p_2}{B p_1} - \frac{q_1}{A} \cos z \right)$$

Llevando este valor a la ecuación que define $M' N' - H^2$, se tendrá:

$$H^2 = -\frac{p_1}{A \operatorname{sen} z} \left(\frac{q_1 p_2}{B p_1} - \frac{q_1}{A} \cos z \right) - \frac{p_1 q_2 - p_2 q_1}{A B \operatorname{sen} z} = \frac{p_1}{A \operatorname{sen} z} \left(\frac{q_1}{A} \cos z - \frac{q_2}{B} \right)$$

y teniendo en cuenta la ecuación (24), la fórmula que precede se escribirá:

Con este valor de H y los de M' y N' definidos por las fórmulas (29) y (30), la ecuación (28) de la elipse indicatriz, se escribirá como sigue:

$$-\frac{q_1}{A} x^2 + \left(\frac{p_2}{B \operatorname{sen} z} - \frac{p_1}{A} \cotg z \right) y^2 + 2 \frac{p_1}{A} x y = 1$$

o sea

$$-\frac{q_1}{A} x^2 + \left(\frac{p_2}{B \operatorname{sen} z} - \frac{p_1}{A} \cotg z \right) y^2 + 2 \frac{p_1}{A} x y = \text{constante} = (30')$$

La curvatura de la superficie está definida por la expresión $\frac{1}{R_1 R_2}$ y valdrá, teniendo en cuenta la ecuación (27).

$$\frac{1}{R_1 R_2} = \frac{p_1 q_2 - p_2 q_1}{A B \operatorname{sen} z}$$

Sustituyendo en vez de $p_1 q_2 - p_2 q_1$ su valor definido por la ecuación (19) se tendrá:

$$\frac{1}{R_1 R_2} = \frac{1}{A B \operatorname{sen} z} \left(\frac{d r_1}{d \beta} - \frac{d r_2}{d \alpha} \right) \quad (30'')$$

(Continuará)

Botadura de un dique flotante autocarenable de 2000 toneladas

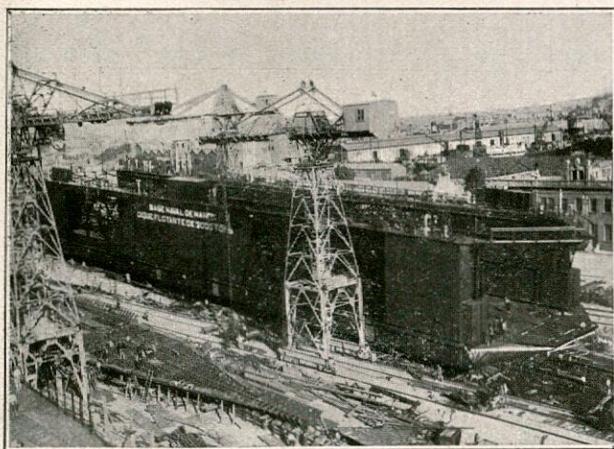
por Jesús Alfaro Ingeniero Naval

El día 31 de Octubre último fué botado al agua el dique flotante de 2.000 toneladas proyectado y construido por Unión Naval de Levante, S. A., en sus Astilleros de Valencia y destinado a la Base Naval de Mahón.

Por tratarse de un lanzamiento poco frecuente, sobre todo tratándose de un dique formado por pontonas independientes que se botó completamente terminado, nos parece interesante dar a conocer los datos del lanzamiento.

Corrientemente, los diques autocarenables del sistema de pontonas independientes, se construyen lanzando sucesivamente las pontonas a medida que están terminadas y montando a flote sobre estas los cajones laterales y toda la maquinaria y mecanismos. Así fué construído el dique autocarenable del Arsenal de Cartagena, y el sistema tiene la ventaja de exigir solamente una grada capaz para una sola pontona, o más si se quiere montar simultáneamente más de una. Pero en nuestro caso, por no estar terminado en aquella fecha el puerto exterior de Valencia ni nuestro muelle de armamento, hubiésemos estado obligados a efectuar el montaje de los cajones laterales y de todas las instalaciones en un sitio del puerto alejado de los Astilleros, con la desventaja consiguiente para la buena marcha y economía de los trabajos. Esta consideración nos hizo estudiar la posibilidad de botar el dique completamente terminado, lo cual tenía como principal objeción que la resistencia longitudinal del mismo durante el lanzamiento estaba confiada solamente a los cajones laterales, ya que las 7 pontonas no tienen entre sí ninguna conexión.

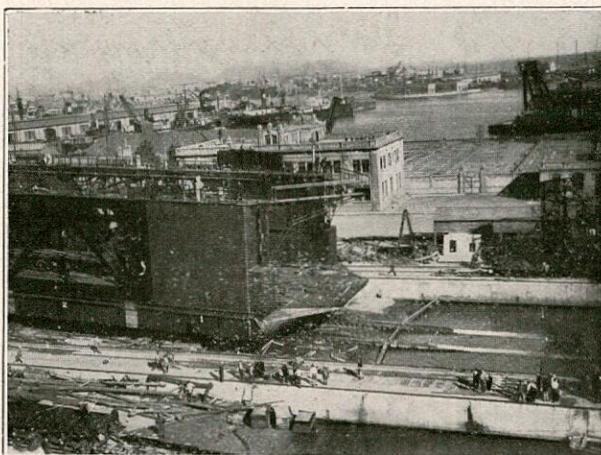
Los cálculos que indicamos a continuación demuestran y los resultados observados durante el lanzamiento corroboraron, que en este caso



1—El dique dispuesto para el lanzamiento

no hay inconveniente en confiar a los cajones laterales los esfuerzos a que el conjunto del dique está sometido durante esta operación; y nos atrevemos a asegurar, que en diques de otras dimensiones tampoco habrá dificultad alguna en efectuar la botadura en esta forma (siempre que se reparta convenientemente el

lastre de agua), ya que el dique de la Base Naval de Mahón, por estar destinado a carenar destructores y submarinos principalmente, tiene una eslora muy elevada en comparación



2—El dique empieza a deslizarse por la grada

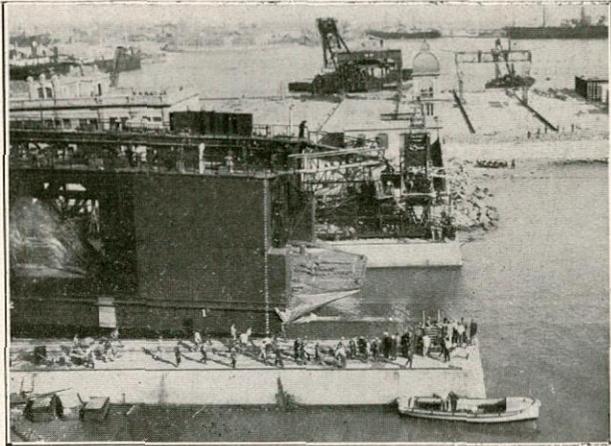
con su manga y con su potencia ascensional.

A continuación indicamos las características principales del dique:

Eslora total con plataformas extremas	105,00 m.
» » sin » »	95,00 »
Manga exterior total	18,75 »
» interior entre cajones laterales.	13,75 »
» » » pasillos de apuntalar	12,75 »
Puntal total del dique	12,30 »
Calado máximo sobre picaderos	7,30 »
Franco bordo de los cajones laterales con calado máximo	1,00 »
Número de pontonas	7
Eslora de las pontonas	12,50 »
Manga de las pontonas.	18,75 »
Puntal de las pontonas.	3,00 »
Altura de picaderos	1,00 »

En la figura 1.^a (pág. 24) se pueden ver las curvas de lanzamiento del dique cuyos datos más importantes son los siguientes:

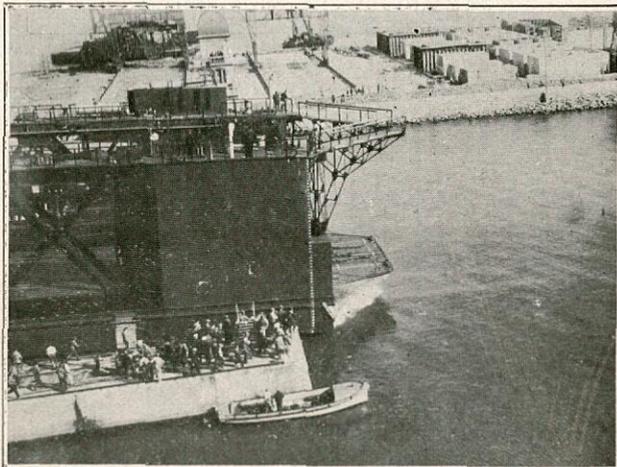
Peso del dique en el lanzamiento	1.550 Tons.
Peso del lastre de agua y tren de lanzamiento móvil	687 Tons.
Peso de lanzamiento.	2.237 Tons.
Pendiente del camino de lanzamiento	6‰
» de la línea base del dique.	5,5‰
Longitud total de las imadas	171 m.
» » » anguilas	95 m.
Superficie total de apoyo	142,5 m ²
Presión media inicial sobre imadas	1,56 kg/cm ²
Coefficiente de rozamiento inicial	0,057
» » » en marcha	0,0275



3—El dique comienza a entrar en el agua



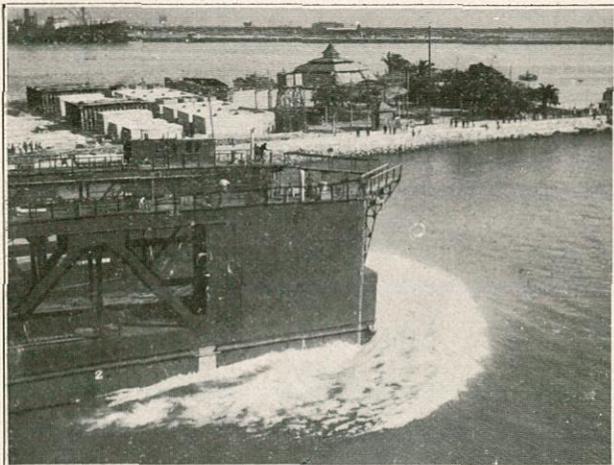
6—El agua cubre la pontona núm. 1



4—El dique sigue entrando en el agua



7—El agua cubre las pontonas 1 y 2. Comienza el giro



5—La cubierta del dique llega al agua



8—El dique abandona la antegrada y flota libremente

Velocidad máxima durante el lanzamiento . . .	4,95 m/seg.
» en el momento de flotar libremente . . .	2,57 m/seg.
Presión al iniciarse el giro	476 Tons.
Camino recorrido al iniciarse el giro. . . .	102 m.
» » » flotar libremente	135 m.
Calado a proa al flotar libremente	0,762 m.
» » popa » » » »	2,622 m.

En el momento del lanzamiento, el dique estaba completamente terminado, faltando solamente colocar a bordo la línea de picaderos y las grúas de pórtico de 5 toneladas.

Como todas las tuberías principales del dique, así como la central eléctrica, bombas y aparatos auxiliares, están colocados en la banda de babor, se equilibró el peso de todos estos mecanismos introduciendo unas 80 toneladas de agua en los compartimientos a estribor de las pontonas 3, 4 y 5. De no haber tenido esta precaución, la presión durante el giro hubiera sido mucho más elevada en la anguila de babor que en la de estribor, lo cual tal vez hubiera podido ocasionar una avería, ya que el calado a babor resulta 40 cm. superior al de estribor cuando el dique está completamente achicado.

Con el fin de reducir la presión en el punto de giro y el momento flector máximo, se llenó la pontona 1 con 590 toneladas de agua. De esta manera conseguimos aproximar la pendiente del dique al flotar libremente, a la pendiente del camino de lanzamiento, dándose el caso curioso de que lastrando convenientemente el dique podríamos haber llegado a igualar estas dos pendientes, con lo cual el giro hubiese desaparecido, separándose de la imada al mismo tiempo, los dos extremos de la anguila. Este lanzamiento, a primera vista ideal, tiene, sin embargo, varios inconvenientes, siendo los principales: a) aumentar considerablemente el peso de lanzamiento, siendo necesario para no llegar a una presión media inaceptable, aumentar la superficie total de apoyo.

b) que gran parte del plan del dique hubiera quedado debajo del agua al flotar éste libremente, lo que dificultaría la maniobra de amarrar del mismo.

c) que el calado a popa durante el lanzamiento hubiese aumentado considerablemente obligándonos a dragar bastante la prolongación de la antegrada.

d) que si bien el momento flector de arrufo durante el giro hubiese desaparecido, el momento flector de quebranto al flotar libremente

hubiera sido bastante considerable debido a la carga de agua en un solo extremo del dique.

Después de algunos tanteos llegamos a la conclusión de que el lastrado más favorable era el llenar totalmente la pontona 1, con lo cual quedaba al flotar, un franco bordo a popa aceptable, y el momento flector de quebranto era inferior al momento flector máximo de arrufo al iniciarse el giro.

Una vez decidido el lastrado del dique, era conveniente proporcionar en la medida de lo posible la superficie de apoyo de las imadas a la carga que soportan. Esta precaución no suele tenerse en lanzamientos de buques, porque la diferencia de las cargas a lo largo del buque no son considerables, y por lo tanto la anchura de la imada suele ser constante. En nuestro caso, aun suponiendo que el peso propio del dique estuviera repartido uniformemente a lo largo de todas las imadas, teníamos además, una carga de 590 toneladas repartidas en 12,50 metros, que es la eslora de la pontona 1, y como no podíamos fiar a la rigidez del dique el igualar las cargas, resultaba una presión exagerada debajo de la pontona citada, que probablemente hubiera expulsado el sebo y jabón interpuestos entre la imada y anguila. Por estas consideraciones se dispusieron 2 anguilas de 25 cm. de anchura a lo largo de todo el dique, y debajo de la pontona 1, se agregó otra anguila de 25 cm. unida fuertemente a las anteriores, aumentando así en un 50 % la superficie de apoyo en esa parte. En la figura 2.^a se ve la sección de las imadas y anguilas debajo de la pontona 1, y en la figura 3.^a la disposición debajo de las pontonas 2 a 7 inclusive.

Las anguilas ocupaban toda la eslora del dique (excepto las plataformas extremas), para que el punto de giro fuese precisamente en el mamparo vertical de proa del dique, y a fin de que la superficie de la anguila, que había de soportar el empuje durante el giro fuese mayor, dispusimos en unos 3 metros a partir del extremo de proa, 3 anguilas también en vez de 2, tal como se indica en la figura 2.^a Se calcularon también los esfuerzos locales a que estaba sometida la estructura del dique durante el lanzamiento y no fué preciso reforzar la parte de apoyo sobre las anguilas porque, como puede verse en las figuras 2.^a y 3.^a, hay en esa parte un nudo de la estructura que forman las cuaderñas del dique. Solamente se reforzó, como se

DIQUE FLOTANTE DE 2000 TNS

Figura 2
DISEÑO DE LAS ANCLAS EN CADA BAYONA PARA LA BAYONA 7

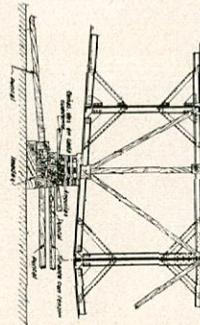
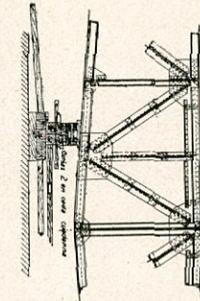


Figura 3
DISEÑO DE LAS ANCLAS EN CADA BAYONA PARA LA BAYONA 2



CURVAS DE LANZAMIENTO

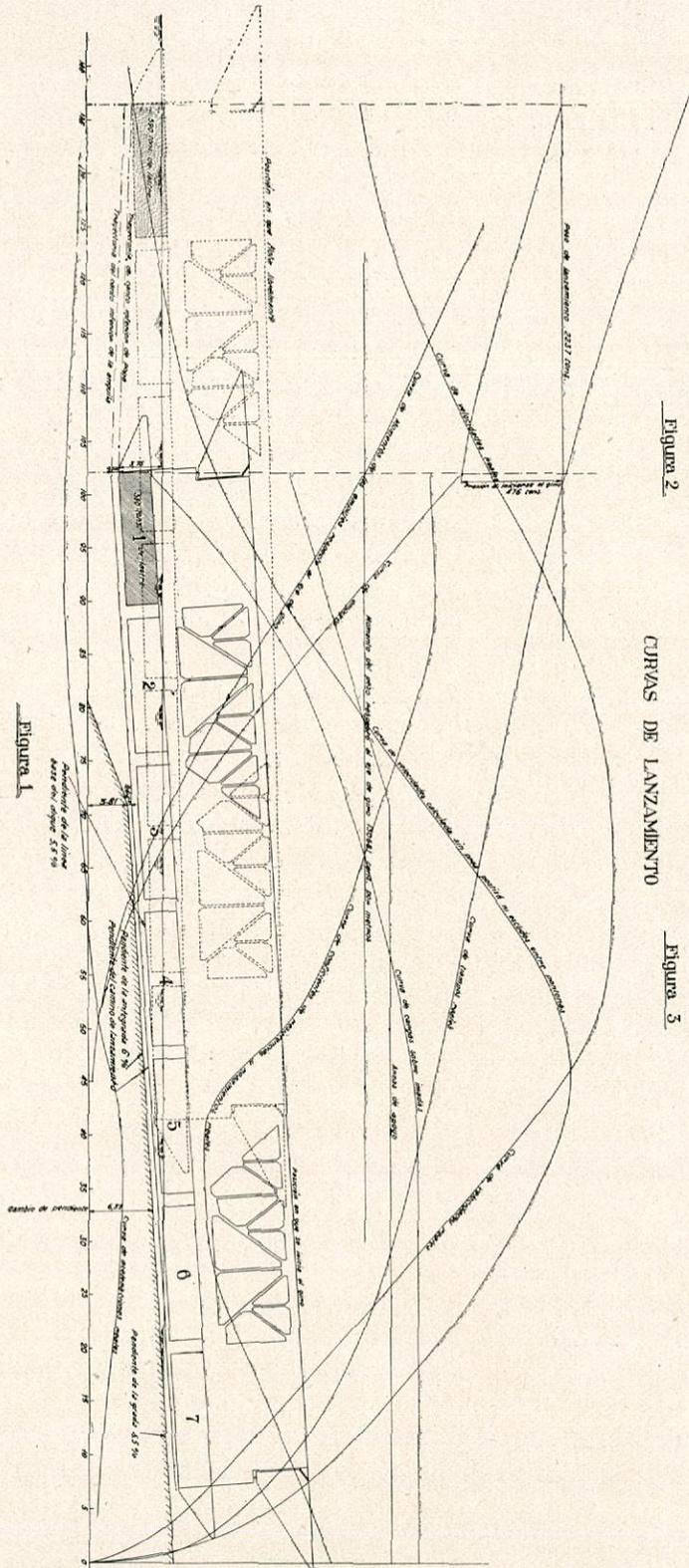


Figura 1
ANCLAJE DE LA BAYONA 5

Bayona	Longitud	Superficie	Volumen	Peso	Centro de Gravedad	Centro de Flote	Centro de Embarcación
0	100	1000	10000	10000	50	50	50
1	100	1000	10000	10000	50	50	50
2	100	1000	10000	10000	50	50	50
3	100	1000	10000	10000	50	50	50
4	100	1000	10000	10000	50	50	50
5	100	1000	10000	10000	50	50	50
6	100	1000	10000	10000	50	50	50
7	100	1000	10000	10000	50	50	50
8	100	1000	10000	10000	50	50	50

DIQUE FLOTANTE DE 2000 TNS.
 DIAGRAMA DE ESFUERZOS Y MOMENTOS AL INICIARSE EL GIRO.

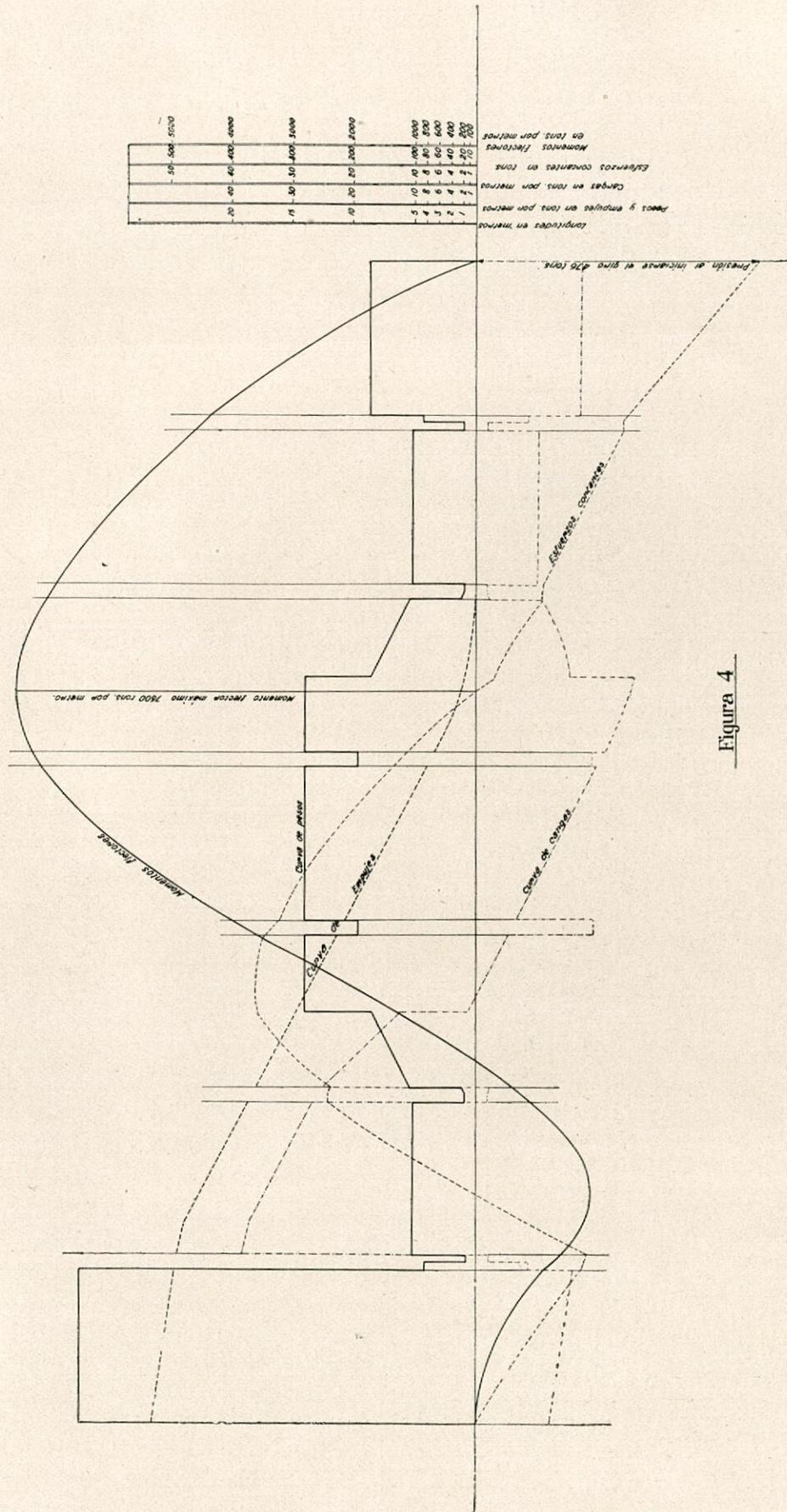


Figura 4

indica en la figura 2.^a la parte inmediata al punto de giro en una longitud de unos 3 metros, ya que el dique tenía que soportar en cada anguila un esfuerzo local de 238 toneladas.

La velocidad de lanzamiento calculada, nos dió un valor de 1'1 metros por segundo en el momento de flotar libremente el dique; y en previsión de que por resultar el coeficiente de rozamiento mayor o por una causa fortuita esta velocidad se anulase y el dique no se separara de la antegrada, habilitamos una proa postiza de madera, aplicada sobre la plataforma del dique, y tapamos con tablonos los espacios libres entre las pontonas 1 a 5 inclusive. Los espacios entre las pontonas 5, 6 y 7 no entraban en el agua hasta el final del lanzamiento y su influencia en la velocidad había de ser pequeña. La curva de las velocidades calculadas lo fué sin tener en cuenta esta disposición, y eso puede explicar la gran diferencia con la de velocidades reales después de entrar el dique en el agua; la velocidad máxima calculada fué de 4,55 metros por segundo y la máxima real de 4,95 metros por segundo. El aparato utilizado para obtener la velocidad real, construído en los Astilleros, consiste en un tambor registrador cuyo movimiento de rotación resulta proporcional al de traslación del dique y que está accionado por un cable delgado unido a aquel. Un reloj de péndulo cierra cada segundo el circuito de un electroimán que desvía el lápiz apoyado sobre el tambor y en el que se ha colocado previamente un papel con las divisiones equivalentes a metros recorridos. El espacio entre dos desviaciones del lápiz indica los metros recorridos en el segundo correspondiente, y con ayuda de la espiral dibujada sobre el tambor es fácil obtener la curva de velocidades, la de aceleraciones y la de valores del coeficiente de rozamiento.

En la figura 4.^a se indica el cálculo del momento de flexión del dique en el momento de iniciarse el giro, partiendo de la curva de pesos (incluído el lastre) y de la de empujes en esa posición. El valor de la curva de esfuerzos cortantes en el punto del giro, nos sirve de comprobación ya que resulta igual a la presión en el punto de giro deducida de las curvas de la figura 1.^a Obtenido el momento máximo de flexión que es de 7.600 toneladas metros, nos limitamos a compararlo con el máximo momento de flexión del dique, cargado con un buque de 2.000 toneladas

y que según los cálculos de proyecto es de 11.284 toneladas metros. Como con este momento de flexión los cajones laterales trabajan como máximo a unos 9 Kg/mm², el trabajo máximo durante el lanzamiento fué de unos 6 Kg/mm².

El hecho de disponer el dique para su funcionamiento, de un flexiómetro óptico del tipo más moderno, nos permitió poder conocer la flecha que tomó el dique en las distintas fases del lanzamiento. Este flexiómetro fué graduado con flecha O cuando el dique estaba apoyado en la grada, y un observador colocado en él durante la botadura, pudo apreciar lo siguiente:

a) Antes de iniciarse el giro, el dique fué quebrantándose, y cuando la parte de popa del dique salió fuera de la antegrada, quedando en voladizo la pontona 1 lastrada con 590 toneladas, el dique tomó una flecha de quebranto de 3 centímetros.

b) Al continuar el descenso por la grada y aumentar la flotabilidad de la parte de popa, esa flecha fué disminuyendo pasando por cero y adquiriendo el dique un arrufo, cuya flecha en el momento de iniciarse el giro, fué de unos 4 centímetros.

c) A medida que el esfuerzo en el punto de giro disminuía, esta flecha iba reduciéndose hasta pasar por cero, y el dique volvió a tomar un quebranto con una flecha de 2½ cm. al flotar libremente debido al peso del lastre de agua de la pontona 1.

Estos resultados confirmaron los cálculos, según los cuales, el momento de flexión al iniciarse el giro nos resultaba algo superior al de signo contrario, debido al peso de lastre en uno de los extremos. La flecha correspondiente a

aquel momento máximo de flexión fué de $\frac{1}{2380}$ de la longitud del dique.

En las fotografías que se acompañan puede verse claramente la proa postiza y los escudos de madera que tapan los espacios entre pontonas. Puede apreciarse también que en el momento en que empieza el giro está debajo del agua toda la parte de popa del plan del dique, de acuerdo con lo que indicaban los cálculos y que los calados cuando flota libremente, también coinciden aproximadamente con los previstos.

Determinación de los exponentes de politropía de las curvas de un diagrama de un motor Diesel

por Andrés Barcala Ingeniero Naval

Muchas veces se presenta al ingeniero, la necesidad de determinar el exponente de politropía, de la curva de expansión o de la de compresión, en un diagrama real, obtenido de un motor ya construido. Cualquier cálculo térmico, para comprobar el funcionamiento de una máquina existente, o para proyectar otra que sea similar a la que ya funciona, exige la determinación del coeficiente de politropía, de las dos citadas fases.

En las pruebas de un buque, también puede haber necesidad de conocerlo exactamente; en efecto: es costumbre muy generalizada, conservar una misma presión de circulación de agua al motor, tanto si se marcha a toda potencia como si se llevan velocidades reducidas. No hay que pensar mucho, para comprender que este proceder es completamente inadecuado. Otras veces se regula la circulación por la temperatura de descarga, pero esto tampoco es del todo correcto: el motor debe ir más caliente cuando trabaja a poca velocidad, que cuando desarrolle toda su potencia. Hay dos razones para ello: la primera, porque a poca velocidad, la fatiga calorífica puede ser mayor, (ya que la mecánica es notablemente más pequeña) permitiendo así ahorrar buena parte del calor que se pierde con la refrigeración; y segundo, porque cuanto más caliente esté el motor, y a igualdad de otras circunstancias, el peso del comburente de la embolada también disminuye, cosa que conviene en marchas reducidas, en las que sobra aire, por regla general. La mejor manera de regular la circulación, es comprobando los exponentes de politropía de la compresión y de la expansión.

Generalmente para determinar dicho exponente, que llamaremos k , en una expansión o compresión politrópica tal como la AB de la figura 1, se emplea la fórmula,

$$k = \frac{\log \left(\frac{p_1}{p_2} \right)}{\log \left(\frac{V_2}{V_1} \right)}$$

Pero cuando se trata de una curva de un diagrama real, y sobre todo de una expansión, esta fórmula no es muy exacta porque, por algo

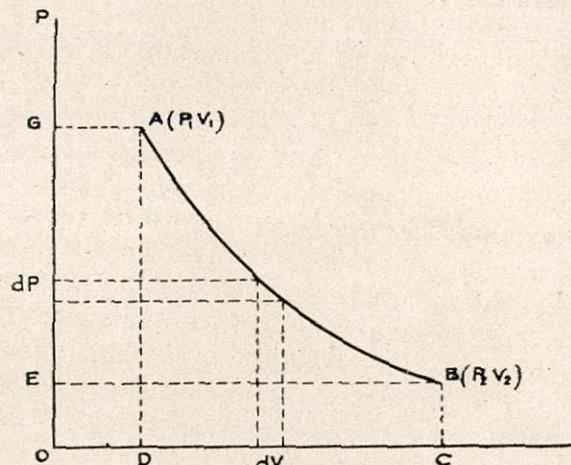


Fig. 1

de retraso que siempre hay en la combustión, y por varias otras causas, el exponente k , no es matemáticamente constante, de modo que la curva teórica, aun pasando por los puntos A y B , no se confundiría con la real, y el área del diagrama que de aquella resultase, no sería la verdadera.

Puede hallarse un valor medio de k , por un procedimiento sencillo, fundado en las consideraciones siguientes:

El elemento de área comprendida entre la curva A y B las ordenadas extremas y el eje de los volúmenes, es de la forma: $p \, d \, v$, de donde:

trata de eliminar haciendo la prueba con una carga de combustible igual a la mitad de la capacidad de los tanques, con lo que se obtendrá para el consumo por milla un valor intermedio entre los límites en que ha de variar en las condiciones reales.

Este último modo de proceder que como veremos después es muy aproximado, no puede aplicarse sin embargo cuando interese conocer los radios de acción correspondientes a diversos estados de carga.

En general es posible hacer la prueba de consumo con una cantidad de combustible arbitraria, y corregir después los resultados obtenidos, con lo que se obtienen para el radio de acción valores prácticamente exactos.

Designemos por D_s el desplazamiento standard de un buque y por A , la cantidad de combustible que lleva durante la prueba. El desplazamiento medio valdrá entonces:

$$D_p = D_s + A$$

Sea v la velocidad a que se hace la prueba y C el consumo por milla obtenido; y designemos por D el desplazamiento correspondiente a una carga de combustible cualquiera a , y por c , el consumo real en estas condiciones. Puede suponerse sin gran error, que para pequeñas variaciones de D y v , sea la potencia proporcional a $D^{2/3} v^3$, y por tanto

$$c = K D^{2/3} v^3,$$

siendo K una constante.

Para recorrer el buque una distancia $d\rho$, será preciso consumir una cantidad de combustible

$$d a = K D^{2/3} v^3 d \rho = K (D_s + a)^{2/3} v^3 d \rho,$$

de donde se deduce que la máxima distancia que puede recorrerse con una cantidad de combustible a , será:

$$\rho = \frac{1}{K v^3} \int_0^a \frac{d a}{(D_s + a)^{2/3}}, \text{ ó}$$

$$(1) \quad \rho = \frac{3}{K v^3} \left[(D_s + a)^{1/3} - D_s^{1/3} \right]$$

Como la prueba de consumo nos ha dado el valor de

$$C = K (D_s + A)^{2/3} v^3, \text{ tendremos}$$

$$(2) \quad \rho = \frac{3 (D_s + A)^{2/3}}{C} \left[(D_s + a)^{1/3} - D_s^{1/3} \right]$$

Procediendo como se hace normalmente, sin tener en cuenta la variación del consumo, hubiéramos obtenido para el radio de acción el

valor: $\rho_1 = \frac{a}{C}$ de suerte que sería:

$$(3) \quad \frac{\rho}{\rho_1} = 3 (D_s + A)^{2/3} \frac{(D_s + a)^{1/3} - D_s^{1/3}}{a}$$

El error relativo cometido valdría

$$\varepsilon = \frac{\rho}{\rho_1} - 1,$$

y en cuanto lo conociéramos podríamos corregir el valor de ρ_1 rápidamente ya que sería:

$$\rho = \rho_1 + \varepsilon \rho_1$$

El valor de ε , puede escribirse bajo la forma:

$$(4) \quad \varepsilon = 3 \left(1 + \frac{a}{D_s} \right)^{2/3} \frac{\left(1 + \frac{a}{D_s} \right)^{1/3} - 1}{\frac{a}{D_s}}$$

La tabla siguiente nos da el valor de ε en algunos casos particulares:

$\frac{a}{D_s}$	VALORES DE ε		
	$A = a$	$A = 0.5 a$	$A = 0.48 a$
0	0	0	0
0.1	0.032	0.0011	-0.0008
0.2	0.061	0.0021	-0.0009
0.3	0.089	0.0035	-0.0002
0.4	0.114	0.0041	0.0007
0.5	0.161	0.0068	0.0021

Como la relación $\frac{a}{D_s}$, no llegará nunca a valer 0,4, vemos que efectuando la prueba de consumo con todos los tanques de combustible llenos ($a = A$), el error que se comete en el cál-

culo del radio de acción es inferior al 11,4 %.

Si hubiéramos seguido la práctica frecuente de hacer la prueba con la mitad del combustible solamente ($A = 0,5 a$), el error sería ya inferior al 4 por mil lo que es prácticamente exacto.

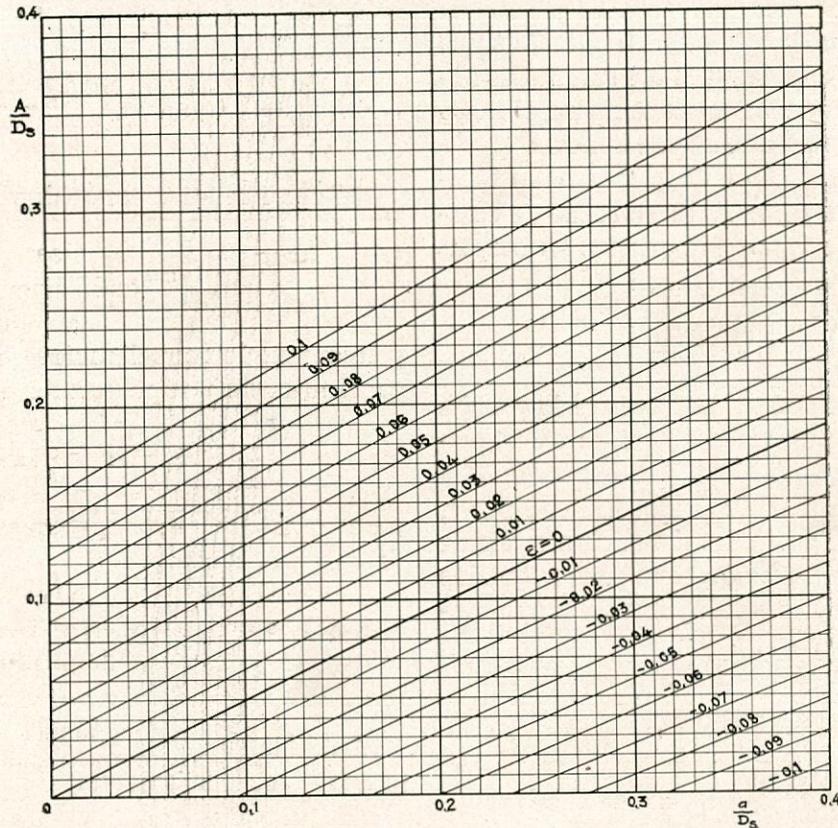
Haciendo la prueba con una cantidad de combustible $A = 0.48 a$, aún se afinan más los anteriores resultados pues como se vé el error no llega a valer el 1 por mil.

En el diagrama adjunto se ha representado

puede hacerse la corrección necesaria en cada caso. Consideremos un destructor en el que $D_s = 1550$ toneladas y supongamos que se hace una prueba de consumo con una carga de 300 toneladas de combustible obteniéndose una velocidad media de 15 nudos y un consumo medio de 2,25 toneladas por hora.

El consumo por milla será:

$$C = \frac{2,25}{15} = 0'15 \text{ toneladas.}$$



gráficamente la fórmula (4), con lo que puede efectuarse rápidamente la corrección necesaria, en el caso general de que se haga la prueba de consumo con una cantidad de combustible cualquiera. En él vemos que la línea $\epsilon = 0$, determina para cada valor de a , uno de A en el que la corrección sería cero y los valores obtenidos para el radio de acción exactos.

El valor de la relación $\frac{a}{A}$ varía a lo largo de esta línea entre 0'48 y 0'50, aproximándose más al primero de estos valores, lo que comprueba las consecuencias antes deducidas.

Un ejemplo numérico aclarará cuanto hemos dicho, y permitirá ver la facilidad con que

Para determinar el radio de acción que puede obtenerse con una carga de 350 toneladas de combustible, bastará dividir este valor por el de C con lo que se obtiene:

$$\rho_1 = \frac{350}{0'15} = 2333 \text{ millas.}$$

Para corregir este valor empezaremos por determinar los de

$$\frac{A}{D_s} = \frac{300}{1550} = 0'193 \text{ y } \frac{a}{D_s} = \frac{350}{1550} = 0'226$$

y entonces el diagrama nos da, $\epsilon = 0'049$, de suerte que el radio de acción corregido será:

$$\rho = 1,049 \times 2333 = 2447 \text{ millas.}$$

La limitación de Armamentos Navales y la conferencia de Londres

por Carlos Godino Ingeniero Naval

El problema de la limitación de Armamentos Navales es la cuestión de actualidad que más apasiona a la opinión internacional, por la serie de dificultades con que, al parecer, van a tropezarse en la Conferencia que tendrá lugar en Londres a partir del 21 del presente mes de Enero, con asistencia de representantes de las cinco primeras potencias navales del mundo.

Es de esperar, por lo tanto, que el éxito o fracaso de dicha Conferencia, la última fase de la sucesiva serie de intentos más o menos infructuosos para limitar en número y desplazamiento las unidades navales, ha de interesar seguramente a los lectores de esta Revista, y muy especialmente a los Ingenieros Navales, pues, es evidente, que la limitación del desplazamiento de los buques de guerra ha de conducir a que el Ingeniero Naval tenga que aguzar su inteligencia para que, forzando la técnica naval y la de las industrias que con ella colaboran, pueda conseguirse la inclusión en un cierto desplazamiento del mayor número de elementos ofensivos y defensivos del buque, sustituyendo la *carrera desenfrenada de los grandes desplazamientos* por la *carrera de la calidad de los valores militares del buque*, o sea a la reducción del «peso de la unidad de energía concentrada en las diversas instalaciones», como muy acertadamente indicó el Ingeniero de la Marina Francesa Sr. Lamouche en el artículo «Essai d'une classification rationnelle des batiments de combat» leído por él ante la Association Technique Maritime et Aeronautique en la reunión anual del mes de Junio último.

El problema de la limitación de armamentos es uno de los que más afectan al Ingeniero Naval en su doble aspecto técnico y económico, pues la disminución de peso de los elementos

integrantes del barco por el empleo de materiales especiales, por el uso de la soldadura y la incorporación a los elementos estructurales de los aceros de protección de calidades especiales, tiene que ocasionar, como indicó el Ingeniero Naval Italiano Sr. Fea (1), una elevación de los precios de los buques, confirmada por los datos publicados acerca del coste de construcción del Crucero Alemán Ersatz Preussen, en el que se suponen se han incorporado a su construcción las medidas indicadas. He considerado, por tanto, que el aliciente de esta cuestión podría compensar mi falta de preparación para tratar un tema que me atrevo a calificar de palpitante interés.

La presentación del mismo la hago en forma cronológica y exponiendo las diferentes fases por que ha pasado la limitación de armamentos navales desde la Conferencia de Washington en 1921-22 hasta este momento, que creo el más indicado para hacer un resumen de esta cuestión, puesto que el próximo día 21 tendrá lugar la reunión inaugural de la nueva conferencia en la Galería real de la Cámara de los Lores y bajo la Presidencia del Rey de Inglaterra, y continuará en el histórico Palacio de St. James en el que en 1558 se estudiaron los planes de defensa contra el ataque de nuestra *Armada Invencible* cuyo desastroso fin por los elementos, puso término a la continuada serie de errores cometidos por nosotros en aquella época.

El problema de la necesidad de una limitación de Armamentos se ha hecho sentir varias veces, pero más que por un verdadero deseo pacifista de las naciones interesadas, por la urgente conveniencia de poner un límite a los

(1) Véase el artículo de este autor «Some of the consequences of the Washington Conference with regard to Naval Construction» en la reunión celebrada por la Institution of Naval Architects en Roma en Julio de 1922.

crecientes presupuestos de nuevas construcciones navales y de entretenimiento de las unidades existentes, pero antes de entrar en el análisis de la cuestión a partir del fin de la guerra Europea, creo oportuno recordar que en 1905, Mr. Root propuso que con motivo de la celebración de una conferencia Internacional que se reunió con otros fines, se discutiese una posible reducción o limitación de armamentos, proposición que fracasó—según manifestaciones del Secretario de Estado de los Estados Unidos, Mr. Hughes, en la declaración de la Delegación Americana en la Conferencia de Washington el 11 de Noviembre de 1921—porque el «Gobierno Imperial Alemán se expresó en términos totalmente opuestos a la cuestión de desarme, amenazando el Emperador de Alemania con no enviar sus delegados si se discutía el citado tema del desarme».

Este fué el único intento de limitación de armamentos que tuvo lugar con anterioridad a la Gran Guerra. Veamos ahora lo sucedido después del año 1918.

Al finalizar la guerra el Tratado de Versalles impuso las condiciones de la entrega de la flota alemana y austriaca y, además, estableció unos límites para la flota alemana que son los siguientes:

Buques de línea.—Solo podrán conservar 6 acorazados en servicio y dos de reserva pero sin municiones a bordo.

Estos buques pueden renovarse al tener 20 años de edad.

Serán sustituidos por buques de un desplazamiento límite de 10.000 toneladas métricas.

Cruceros.—Solo se les autorizará a tener 6 cruceros en servicio y dos de reserva.

Edad mínima para ser reemplazados: 20 años.

Los cruceros que sustituyan a los antiguos no pueden tener más de 6.000 toneladas métricas de desplazamiento.

Destruyores y torpederos.—Permite que conserven 24 y 8 de reserva.

Edad límite de estos buques; 15 años.

El desplazamiento límite de nuevos destructores es de 800 toneladas métricas y el de los torpederos de 200 toneladas métricas.

Submarinos.—Prohibida su construcción y ninguno en servicio.

Dotaciones.—El número máximo de hombres en la Marina Alemana será de 15.000 y de ellos 1.500 oficiales.

Después de este tratado que impuso condiciones tan severas a Alemania y tan opuestas a las que ella defendía en 1905, nada hay digno de mención hasta el comienzo de la que yo llamo primera fase de la Limitación de Armamentos.

PRIMERA FASE.—CONFERENCIA DE WASHINGTON

Su gestación.—En 1921 las dos potencias navales principales del Pacífico, Estados Unidos y Japón, habían entablado una serie de construcciones navales de importancia en buques de línea, resumidas en el cuadro número 1, que levantaban las naturales suspicacias en ambas naciones.

Este formidable aumento del crecimiento naval de estas dos potencias no podía ser visto con tranquilidad por el Imperio Británico, dos de cuyos dominios se encuentran en el Pacífico y otro, el Canadá, se halla asomado al mismo mar y, sobre todo, por que por el estado de su Hacienda solo podía considerar la construcción de cuatro cruceros de combate tipo «Hood» mejorado, cuyas quillas, según información reciente, se cree que no llegaron a ser puestas. (1)

Como, por otra parte, la antigua alianza anglo-japonesa era mirada con recelo por una gran parte de la opinión norteamericana, a pesar de las explícitas declaraciones del Gobierno Británico acerca de que nunca sería utilizada contra los Estados Unidos, era imprescindible llegar a una solución que permitiera poner fin a la ruinosa competencia de construcción de unidades navales de guerra y que aclarase los brumosos horizontes que se divisaban en el Océano Pacífico.

En Marzo de 1921, Mr. Harding al jurar el cargo de Presidente de los Estados Unidos anunció su propósito de que su Gobierno procuraría disminuir la posibilidad de guerra y reduciría los gastos de armamento, propósito que fué refrendado por el Congreso en Junio de 1921. Consecuentemente se convocó la célebre Conferencia Internacional de limitación de Armamentos Navales, eligiéndose Washington como sede por estar alejado del teatro de la reciente guerra.

(1) Véase artículo «Congress should authorize Battleship Replacements» por el Lieut Comm George C. Manning U. S. N. en «Marine Engineering and Shipping Age» de Junio de 1929.

Como fecha inaugural se fijó el 11 de Noviembre de 1921, aniversario del día del Armisticio de la Guerra última. La concurrencia de representaciones del Imperio Británico, Japón, Francia e Italia, fué aumentada por los envíos de China, Holanda, Portugal y Bélgica de dele-

en nombre de la Delegación Americana, en pro de un acuerdo para la limitación de armamentos, exponía la siguiente propuesta de limitación de construcciones y desguace de buques.

Propuesta de la delegación americana. (1)—
(a) Eliminación de todos los programas de

CUADRO N.º 1 (1)

BUQUES DE LINEA POSTERIORES A JUTLANDIA EN CONSTRUCCIÓN
O PROYECTADOS EN 1921

Estados Unidos	Desplazamiento unitario	Japón	Desplazamiento unitario
ACORAZADOS		ACORAZADOS	
Maryland	32.600 toneladas inglesas	Nagato	33.800 toneladas inglesas
Colorado		Mutsu	
West-Virginia		Kaga	40.600 id. id.
Washington		Tosa	
South Dakota	43.200 id. id.	Owari	45.000 id. id.
Indiana		Kii	
Montana		G	
North Carolina		H	
Iowa			
Massachusetts		CRUCEROS DE COMBATE	
CRUCEROS DE COMBATE		Amagi	40.000 id. id.
Lexington	43.500 id. id.	Akagi	
Constitution		Takao	
Constellation		Atago	
Saratoga		E	45.000 id. id.
Ranger		F	
United States	G		
	H		

gaciones plenipotenciarias para discutir el futuro del Océano Pacífico.

Propuesta de los E. U.—El Secretario de Estado Mr. Hughes en su sensacional discurso,

(1) Los desplazamientos unitarios de estos buques alcanzaban valores realmente elevados y el eminente Ingeniero Naval inglés Sir George Thurston en un artículo publicado en el Brasseys Naval Annual de 1920-21 y titulado «The Capital Ship of the future» apuntaba un tipo de buque limite del acorazado y crucero de combate de 57.000 toneladas y de las siguientes características principales: Eslora = 932' = 284'069 m. Manga = 112' = 34'1.7 m. Calado = 31' - 6" = 9'601 m. Fuerza de máquina = 200.000 H. P. Velocidad = 33 1/2 nudos. Armamento = 8 cañones de 18" (457 m/m) y 45 calibres, cuyo coste basado en los datos del «Nelson» y «Rodney» no bajaría de L 11.000.000 o sean 400 millones de pesetas al cambio actual.

construcciones, existentes o en proyecto.

(b) Reducción por desguace de algunas unidades existentes.

(c) Fijación de desplazamientos totales teniendo en cuenta las fuerzas navales en aquel momento, de las naciones interesadas.

(d) Adopción del tonelaje total de buques de línea de los Estados Unidos, como unidad de las medidas de la fuerza de las diferentes Potencias y señalamiento de un margen pro-

(1) «Naval Aspects of the Washington conference» por Sturdee, Brasseys Naval and Shipping Annual, 1923.

porcional para la flota auxiliar combatiente.

Las bases de la propuesta conducian a que:

1.º Las tres principales potencias interesadas, retuviesen o desguzase el material siguiente:

6.º Deberían hacerse propuestas acerca de la vida útil de los buques de línea para ser considerados por Comisiones de técnicos y agregarse al tratado.

7.º Durante el plazo del acuerdo no se co-

CUADRO N.º 2

Naciones	MATERIAL RETENIDO		MATERIAL DESGUAZADO	
	N.º de buques de línea	Tonelaje total	Número de buques de línea	Tonelaje total
Estados Unidos	18	500.000	30	845.740
Imperio Británico	22	604.450	19 e interrumpir la construcción de los 4 nuevos Hood	583.375
Japón	10	299.700	Abandonar los programas de barcos cuyas quillas no habían sido puestas y 10 buques en construcción o sea un total.	448.928

2.º Que el tonelaje de Francia e Italia se fijaría posteriormente.

3.º Que los tonelajes base para la sustitución de las unidades actuales por otras nuevas fueran las siguientes:

Estados Unidos	500.000	toneladas inglesas.
Imperio Británico.	500.000	» »
Japón	300.000	» »

o sea en la relación de 5:5:3:

locarían quillas de buques de línea cuyo desplazamiento excediese de 35.000 toneladas.

8.º Los buques combatientes auxiliares serían divididos en tres clases.

- (a) Flotas auxiliares combatientes.
- (b) Submarinos.
- (c) Porta-aviones.

y las proporciones propuestas para desplazamientos o tonelajes totales fueron:

CUADRO N.º 3

(a) Flotas auxiliares combatientes	Estados Unidos	450.000	Toneladas inglesas
	Imperio Británico	450.000	» »
	Japón	270.000	» »
(b) Submarinos	Estados Unidos	90.000	» »
	Imperio Británico	90.000	» »
	Japón	54.000	» »
(c) Porta-aviones.	Estados Unidos	80.000	» »
	Imperio Británico	80.000	» »
	Japón	48.000	» »

4.º Una tregua de 10 años en las construcciones navales.

5.º Los buques de línea deberían desguzarse en la forma que se acordase.

El problema de los buques de línea.—Al discutir la propuesta de los Estados Unidos, ante la resistencia de Japón a aceptar el desguzaje de su Acorazado *Mutsu* cuya conservación dejaba

a esta nación con dos acorazados post-Jutlandia con cañones de 16" (406 m/m), se acordó que los Estados Unidos terminarían y retendrían dos acorazados en construcción que montan dicha artillería, el *Colorado* y *West Virginia*, desguazando a la terminación de estos, los acorazados *North-Dakota* y *Delaware* y que, a su vez el Imperio Británico pudiese construir dos buques de línea de 35.000 toneladas (hoy día incorporados a la flota con los nombres de *Nelson* y *Rodney*) suprimiendo los buques *Thunderer*, *King*, *George V*, *Ajax* y *Centurión*.

Francia e Italia aceptaron como tonelaje base el de 175.000 toneladas cada una, acordándose por lo tanto:

1.º Que los tonelajes base fuesen:

Estados Unidos	500.000	toneladas	inglesas
Imperio Británico	500.000	»	»
Japón	300.000	»	»
Francia	175.000	»	»
Italia	175.000	»	»

2.º Que los tonelajes que retendrían en el momento del acuerdo serían: (1)

	Núm. de buques	Tonelaje total		
Estados Unidos	18	500.650	Tons.	Ings.
Imperio Británico	22	580.450	»	»
Japón	10	301.320	»	»
Francia	10	221.170	»	»
Italia	10	182.800	»	»

3.º Que no se podrían construir por las naciones contratantes buque de línea de desplazamiento *standard* superior a 35.000 toneladas inglesas (35.560 toneladas métricas) ni con cañones de calibre mayor de 16" (406 m/m).

(1) Actualmente en Enero de 1930 el estado del número de buques y tonelajes es el siguiente:

	N.º de Buques	Tonelaje	Observaciones
Estados Unidos	18	536.050	Entraron en servicio el <i>Colorado</i> y <i>West Virginia</i> y fueron desguazados el <i>North Dakota</i> y <i>Delaware</i> .
Imperio Británico	20	607.950	Entraron en servicio el <i>Nelson</i> y <i>Rodney</i> y fueron baja el <i>Thunderer</i> , <i>King George V</i> , <i>Ajax</i> y <i>Centurión</i> .
Japón	10	301.320	
Francia	9	194.544	Fué baja el <i>France</i> por accidente.
Italia	5	109.265	Fué baja el <i>Leonardo da Vinci</i> en accidente, salvado y decidido no habilitarlo. Baja 4 tipo Roma.

4.º Que se entiende por desplazamiento *standard* el del barco con su dotación completa, con máquinas y listo para servicio incluso armamento, municiones, equipo, accesorios, víveres, aguada, cargos y efectos que deben transportarse en caso de guerra, pero sin combustible ni agua de reserva de alimentación.

5.º Los buques de línea no podrán reemplazarse hasta que tengan 20 años de edad, a partir de la fecha de su terminación. La quilla del barco que reemplaza no se podrá colocar hasta que hayan transcurrido 17 años de vida del buque a que sustituya.

6.º En caso de accidentes casuales pueden reemplazarse los buques perdidos por otros nuevos dentro de las regulaciones generales de desplazamiento y calibre, autorización que no ha sido utilizada por Francia en el caso del acorazado «*France*», perdido como consecuencia de una varada en la entrada de Quiberon el 25 de agosto de 1922, ni por Italia en el caso del «*Leonardo da Vinci*» que seguía en las listas de buques de la Marina italiana y que fué dado de baja en el año 1923. (1) Tampoco utilizó Italia el desplazamiento disponible por el desgace y venta de los cuatro antiguos acorazados del tipo Roma. Sin contar las pérdidas extraordinarias, hubieran podido colocarse quillas de buques de línea franceses en 1927 y 1929 y de buques italianos en los mismos años, derecho del que tampoco hicieron uso ninguna de las dos naciones citadas.

El problema de los buques de combate auxiliares.—Como ya se ha indicado, se proponía establecer la misma proporción de tonelaje total de cruceros y destructores que para los buques de línea, pero no fué posible llegar a ningún acuerdo definitivo respecto a los tonelajes, debido principalmente a la resistencia opuesta por la Delegación Británica a limitar el número de cruceros.

La base en que se fundamentaba el punto de vista inglés, muy justificado indiscutiblemente, era la necesidad de proteger las líneas de comunicaciones de la metrópoli con sus dominios o colonias, repartidas por todo el globo terráqueo, cuya situación es totalmente diferente de la de una potencia continental en la que las

(1) El *Leonardo da Vinci* se perdió el 2 de agosto de 1916 como consecuencia de una explosión y fué salvado, puesto a flote, remolcado a un dique carenado y adrizado en forma que constituyó un brillante triunfo de la ingeniería italiana.

comunicaciones internas son las líneas ferroviarias protegidas por el ejército. El punto más delicado de la declaración inglesa, por lo que afectaba a las relaciones con Francia, consistió en la sustentación del criterio de la necesidad de mantener una clase de buques, adecuada para protegerse de la flota torpedera, de superficie o submarina, de las naciones vecinas y de la amenaza de las fuerzas del aire de éstas.

Solo se llegó a que no se podrían construir buques de guerra cuyo desplazamiento *standard* sea superior a 10.000 toneladas inglesas (10.170 toneladas métricas), o que monten artillería de calibre mayor de 8" (203 m/m). Los buques mercantes que puedan utilizarse para servicios auxiliares por incautación de los Gobiernos a que pertenezcan, no estarán sujetos a limitación alguna, excepto que no deben hacerse instalaciones preparatorias de guerra menos refuerzos de cubiertas para el montaje de cañones cuyo calibre no exceda de 6" (152 m/m).

El problema del submarino.—Precisamente este asunto que se estima como una de las posibles dificultades en la próxima conferencia de Londres, dió origen a los debates más difíciles de las reuniones de Washington. Lord Lee de la Delegación Británica, expuso que el tonelaje total de 90.000 toneladas de submarinos para los Estados Unidos e Imperio Británico, asignado en la propuesta norteamericana, era superior al que poseían en aquel momento ambas naciones, pareciendo absurdo fijar un tonelaje superior al existente, en una clase de buques, en una Conferencia para limitar los armamentos, por lo que proponía en nombre de Gobierno Británico «La total y final abolición de los submarinos». Esta proposición fué apoyada por Mr. Balfour, que indicó que en su opinión, la utilización de los submarinos, tenía poco valor para fines defensivos pudiendo conducir en cambio a actos en contra de los dictados del derecho internacional y leyes de humanidad.

M. Sarrant en nombre de la Delegación Francesa dijo que Francia deseaba submarinos no con objetivo ofensivo, sino para defender sus costas y posesiones. El representante de Italia Sr. Schanzer se manifestó opuesto a la opinión inglesa de que el submarino no era un medio de defensa útil y creía que el buque de este tipo era indicadísimo para la defensa de las costas italianas y para la protección de las líneas de comunicación. El Sr. Hanihara de Japón

declaró que era opuesto al uso abusivo de submarinos, como había sido practicado recientemente por una nación, pero creía que el uso legítimo de submarinos era justificado y necesario para objetivos defensivos.

Mr. Hughes expuso la impresión que le había causado la declaración Lord Lee y dado que la Comisión Americana era de la opinión de que la retención de una fuerza submarina suficiente, permitiría a los Estados Unidos la conservación de sus posesiones, propuso en definitiva una reducción de tonelaje, que no fué aceptada.

No fué posible llegar, por lo tanto, a limitación de ninguna clase, nombrándose un Comité bajo la Presidencia de Mr. Root que redactó un tratado para proteger a los neutrales y no combatientes en la mar en tiempo de guerra, y para evitar el uso de gases nocivos y limitar la guerra química, anexo al tratado de Washington.

El problema de los porta-aviones.—Hubo alguna discusión sobre el desplazamiento unitario y total que debía asignarse a estos buques. Tanto los Estados Unidos como Japón requirieron libertad para convertir en porta-aviones algunos buques de línea en construcción.

Los acuerdos a que llegaron fueron.

(a) El tonelaje total no deberá exceder de:

Imperio Británico.	135.000	toneladas inglesas.
Estados Unidos .	135.000	»
Japón	81.000	»
Francia.	60.000	»
Italia	60.000	»

(b) La vida de estos buques se fija en 20 años, pudiendo renovarse los que había en construcción el 12 de noviembre de 1921, por considerarse como buques experimentales.

(c) El límite de desplazamiento de cada buque se fijó en 27.000 toneladas inglesas y el calibre en 8 pulgadas (203 mm). El número máximo de cañones superiores a 6" (152 mm) será de 10, no existiendo límite de número si los cañones no tienen calibre superior a 152 mm ni para los antiaéreos y de calibre menor de 5" (127 mm).

Se autorizó a que se convirtiesen en porta-aviones algunos buques de línea en construcción y que debieran desguazarse, con tal de que el desplazamiento no excediese de 30.000 toneladas y que se respetase el tonelaje total. Los

Estados Unidos utilizan esta concesión para convertir en porta-aviones los cruceros de combate *Lexington* y *Saratoga* y el Japón el buque de igual tipo *Akagi* y el acorazado *Kaga* (1).

El problema del Pacífico.—En el artículo 12 del tratado consta el acuerdo de conservar el *statu quo* en el Pacífico, conviniendo en que no se establecerían nuevas fortificaciones o bases navales ni buscarían medios para facilitar las reparaciones y conservación de buques, excepto los trabajos de conservación de los actuales en los siguientes territorios:

1.º En las posesiones insulares que los Estados Unidos poseen o pueden adquirir en el Océano Pacífico, excepto a) las inmediatas a la costa de los Estados Unidos, Alaska y la zona del canal de Panamá, sin incluir las islas Aleutian; b) las islas Hawaii.

2.º Hong Kong y las posesiones insulares actuales o futuras del Imperio Británico en el Océano Pacífico al Este del meridiano 110º de longitud E. excepto a) las adyacentes a las costas del Canadá, b) Australia y sus territorios y c) Nueva Zelanda.

3.º Las posesiones de Japón en el mismo Océano: Islas Kurile, Islas Bonin, Amami-Oshima, Islas Loochoo, Formosa, Pescadores y las que el Japón pueda adquirir más adelante.

En la conferencia se llegó al acuerdo de la devolución del Japón a China de la península de Shangtung, el mayor triunfo diplomático debido al amplio espíritu de la Delegación Japonesa y a su vez el Imperio Británico ofreció la devolución a China de Wei-Hai-Wei, de la que se incautó en la época en que Rusia y Alemania luchaban por la hegemonía sobre China.

Juicio crítico.—La Conferencia fué un triunfo grande para los Estados Unidos que consiguieron obtener el reconocimiento de su paridad naval con el Imperio Británico, poner y un límite al continuo y amenazante crecimiento de la Marina Japonesa.

Inglaterra a su vez, consiguió detener el crecimiento de las Marinas Americana y Japonesa, que en pocos años hubieran dejado la Británica relegada a un lugar relativo, poco favorable para sus aspiraciones, pero tuvo que sacrificar el *standard* pretendido y realizado durante un siglo de poseer una flota de línea superior a la de otra cualquier potencia naval, aceptando el «One power standard» o sea fuerza naval igual a la de la nación mejor preparada (1), política apuntada por el Primer Lord del Almirantazgo en la discusión de los presupuestos navales para el año 1921-22 y que obligaba a Inglaterra a emprender la construcción de los nuevos cruceros de combate tipo *Hood* y contando además con que la preparación de su industria naval (2) le permitiría ganar en poco tiempo una superioridad indiscutible.

Japón perdió la posibilidad de disponer de una flota numerosa, cuya construcción según noticias a que antes se hizo referencia (3) no había sido llevada a cabo en la forma que se suponía en Europa y América, en lo que respecta a los 8 buques de línea autorizados por presupuestos oficiales, pero cuya terminación y mantenimiento difícilmente hubiera podido afrontar después de las catástrofes sucesivas por las que pasó esta nación desde el año 1923.

Francia e Italia exhaustas después de la guerra, jugaron un papel poco activo y bien diferente del que después en otras conferencias y en el momento actual les ha correspondido.

Es interesante recordar que en esta conferencia fracasaron los intentos de limitaciones de número o desplazamiento total de cruceros y submarinos, y la abolición de estos últimos buques, problemas que en sucesivos intentos y en la próxima conferencia han sido presentados, adquiriendo un carácter de periodicidad y cronicidad que hace difícil su posible solución o cura.

2.ª FASE.—EXTENSIÓN DEL TRATADO DE WASHINGTON A LAS NACIONES NO SIGNATARIAS DEL MISMO

Trámites para la redacción del primer pro-

(1) Recordamos que la política del Imperio Británico tendía a mantener el «two power standard» o sea una fuerza naval igual a la suma de las dos más potentes que siguiesen en categoría a la suya.

(2) Recuérdese la velocidad de construcción de los cruceros de combate *Repulse* y *Renown* de 32.000 toneladas, terminados en 18 meses.

(3) Véase la nota anterior sobre el artículo del señor Manning en *Marine Engineering Shipping Age* de Junio de 1929.

(1) El estado actual de buques porta-aviones que poseen las naciones contratantes es el siguiente:

Naciones	N.º de buques	Tonelaje
Imperio Británico.	9	129.950
Estados Unidos	4	89.700
Japón	5	84.570
Francia	2	31.000
Italia	1	4.881

yecto de convención.—Teniendo en cuenta el artículo 8 del Pacto de formación de la Sociedad de las Naciones, acordó esta en la primera Asamblea que una Comisión mixta no permanente estudiase la reducción de armamentos y esta Comisión en el curso de las tres reuniones del año 1922 (1) propuso la extensión del tratado de Washington a los estados miembros de la Sociedad de las Naciones, redactando al efecto un proyecto de tratado (2) teniendo en cuenta:

1.º—Que faltaban datos para poder fijar las necesidades especiales de cada nación, por lo que basaban los tonelajes de buques en el *statu-quo*.

2.º—Que no fijaban límite o tonelaje total para porta-aviones.

3.º—Que sería difícil fijar tonelaje para los estados nacidos durante la guerra.

El proyecto de convención.—Los tonelajes de buques de línea asignados en el capítulo 2.º del proyecto de tratado a las naciones miembros de la Sociedad que poseían buques de línea en Noviembre de 1921 fueron:

Argentina	81000 toneladas
Brasil	44724 »
Chile	34902 »
Dinamarca	13139 »
España	81072 »
Grecia	35960 »
Holanda	26550 »
Noruega	16048 »
Suecia	62496 »

Los representantes de Brasil y España (este último, el Marqués de Magaz hablando a título puramente personal) sostuvieron la opinión de que el principio del *statu-quo* no era la base, ni lo más importante ni lo más aceptable del proyecto de tratado. Este principio, según su opinión, debía suponerse subordinado al de seguridad nacional, (el cual había sido reconocido expresamente en Washington por la inserción de una cláusula que preveía la revisión del tratado si corriese peligro la seguridad nacional de una de las partes contratantes) la situación geográfica y condiciones especiales.

El Almirante Marqués de Magaz indicó la conveniencia de que el límite de tonelaje fuese

determinado libremente por cada parte contratante, como había sido hecho en Washington aún en naciones que habían llegado a un elevado grado de potencia naval, caso totalmente opuesto al de la mayor parte de las naciones a quienes se quería hacer extensivo el tratado, todas ellas Potencias de segundo orden y tan distanciadas de las signatarias en Washington que no podría representar peligro alguno para estas, el señalamiento de límites algo elevados a las no signatarias, dado que difícilmente llegarían al mismo.

Como ejemplo del método a seguir señaló el caso de España (1) que no tenía, al parecer, en aquel momento intención de construir buques de línea tal como aparecían definidos en el Tratado de Washington ni la duración de este ni los medios de construcción existentes entonces en España permitían pensar en la posibilidad de exceder del límite señalado a nuestra nación.

Además indicó que España no podía adquirir libremente compromisos en contra del artículo 8 del Pacto de la Sociedad de las Naciones, señalándose un tonelaje relativamente inferior al de las cinco potencias signatarias en Washington y sobre todo teniendo en cuenta que, desde el punto de vista geográfico, las necesidades de España son idénticas a las de Italia (o aun peores a mi juicio por la existencia de la costa portuguesa), puesto que ambos países son penínsulas con costas a dos mares, con algunas islas distanciadas, con protectorados en el norte de África y algunas colonias lejanas (Eritrea para Italia y la Guinea Española y Río de Oro para España).

Señalaba, además, muy acertadamente, nuestro representante que aparte de la situación geográfica, los factores que intervenían en el señalamiento del tonelaje de una nación, son lo que se estima necesario y como mínimo para la seguridad nacional y las posibilidades económicas del país.

En nuestro caso, las circunstancias hacían patentes las posibilidades de España. En efecto, la Ley de Escuadra del 31 de Mayo de 1907, base de nuestro renacimiento naval, declara en el párrafo 19 que los tres buques de 15.000 toneladas próximamente del primer programa (los acorazados «España» «Alfonso XIII» y

(1) Societé des Nations.—Rapport de la Commission temporaire mixte pour la Reduction des Armaments, Ginebra 6 Septbre 1922. A-31 9922

(2) Véase anexo V del Rapport de la nota anterior.

(1) Declaration de M. l'Amiral Marqués de Magaz, anexo IV del Rapport citado en las notas anteriores.

«Jaime I») (1) no constituyen el número considerado como suficiente, habiéndose tomado como punto de partida del desarrollo futuro de la flota. Y en el párrafo 22 se indica que es de prever que dentro de algunos años la nación podrá mantener una flota de nueve acorazados con los buques auxiliares necesarios. Declaraba también que los programas navales se distanciarían 7 u 8 años.

De acuerdo con el espíritu de la citada ley, apuntaba el Almirante Magaz, se estableció el segundo escalón en Junio de 1913, a base de tres acorazados cada uno de 21.000 toneladas, programa que fué publicado en la Gaceta de Madrid, concediéndose por el Parlamento los créditos necesarios que la guerra europea impidió—desgraciadamente—que fueran utilizados en la forma prevista y que fueron asignados (por la gestión del varias veces Ministro de Marina Almirante Miranda) a las mejoras de bases navales, construcción de submarinos etc.

Suponía, por lo tanto, el Almirante Magaz que de no haber habido la guerra europea hubiéramos contado en Septiembre de 1922 con seis acorazados y además debería estar en preparación un tercer programa que como los otros, se compondría de tres acorazados (2). Estas fuerzas las estimaba el citado Almirante tan indispensables para nosotros, que por no po-

(1) La cifra de 81072 toneladas de buques de línea que se nos asignaba en el proyecto de tratado para hacer extensivo el de Washington a las naciones miembros de la Sociedad de las Naciones, se descomponía en la siguiente forma:

Jaime I	15700 toneladas
Alfonso XIII	15452 »
España	15452 »
Carlos V	9903 »
Pelayo	9733 »
Princesa de Asturias	7427 »
Cataluña	7405 »
Total	81072 toneladas

En el momento actual solo poseemos los dos acorazados (Alfonso XIII y Jaime I) o sean 30904 toneladas en total, por la pérdida del España y haber retirado de la lista de nuestros buques en servicio activo el resto de las unidades citadas.

(2) Creemos oportunos recordar que el actual Gobierno en Nota Oficial del 8 de Septiembre último manifestó lo siguiente:

«La necesidad sentida de complementar el poder naval eminentemente defensivo de una nación de gran desarrollo de litoral y dos provincias insulares, ha sido ya hace tiempo objeto de estudio especial por parte del Gobierno y del Estado Mayor de la Armada, siempre atentos a las posibilidades económicas de la situación de nuestra Hacienda. A ello respondió el presupuesto extraordinario del año 26. El complemento de nuestro poder naval requiere el estudio de otras construcciones que sirvan de base fundamental a las ya existentes o en ejecución, previstas en aquel presupuesto. Esta base o sean las unidades de combate con las de apoyo correspondientes vienen siendo objeto de atento estudio por parte del Gobierno en los últimos Consejos de Ministros».

seerlas nos veíamos obligados a mantener buques anticuados que si no, hace tiempo hubieran sido retirados de nuestra lista oficial de buques de la Armada.

Como por lo dicho por nuestro representante y por el estudio de nuestro presupuesto es indiscutible que poseíamos recursos económicos suficientes, el Almirante Magaz estimaba que descontando nuestros buques de línea de más de 20 años de edad y contando los acorazados que era de suponer tuviéramos ahora y abandonando el tercer programa naval, el tonelaje total que nos correspondería sería:

3 acorazados tipo «España.	45.000
3 » de 21.000 toneladas	63.000
Total	108.000

que podría reducirse a 105.000 toneladas para obtener un múltiplo de 35.000.

El tonelaje de buques porta-aviones era en el acuerdo de Washington aproximadamente un tercio del de buques de línea por lo que podría ser para España de 35.000 toneladas o reducirlo a 33.000 toneladas como unidad experimental.

Por último abogó por hacer extensivas a España las excepciones concedidas en Washington a Francia e Italia, puesto que nuestras construcciones navales fueron interrumpidas durante la guerra en el mismo grado, o aun más, que en dichas potencias.

En términos análogos se expresó el representante del Brasil que no colaboró a la elaboración del proyecto de Convención por creerlo contrario a las necesidades de la defensa de su país.

Debe señalarse que la propuesta de nuestro representante no fué recogida, ni la del Almirante Penido del Brasil, pero aparece una nota al artículo 4.º que señala los tonelajes totales, que dice:

«Nota.—Al haber redactado el artículo 4.º de conformidad con los principios del *statu-quo*, la mayoría de los miembros de la Subcomisión naval creen, deben llamar la atención del Consejo sobre la desigualdad que resulta entre las fuerzas navales de los Estados Suramericanos—Argentina, Brasil, Chile, puesto que estiman que estos tres Estados deberían lógicamente tener fuerzas navales mejor equilibradas, cuyo tonelaje en buques de línea debería quedar en todo caso inferior a 80.000».

Este informe fué presentado al Consejo de la Sociedad de las Naciones casi al mismo tiempo que se anunciaba la 5.^a Conferencia Panamericana que tuvo lugar en Santiago de Chile en Marzo de 1923 (1) y en la que se decidió recomendar a sus Gobiernos que se adhirieran a las disposiciones del Tratado número 1 terminado en Washington el 6 de febrero de 1922 por lo que no podrían adquirirse por dichas naciones buques de línea cuyo desplazamiento excediese de 35.000 toneladas ni porta-aviones que excedan de 27.000 toneladas y que ningún buque de línea podía montar cañones de calibre superior a 16" (406 mm.) Además recomendaban la inclusión del Tratado número 2 de Washington para la protección de neutrales y no combatientes en la mar y para la prohibición de gases asfixiantes y otros líquidos o substancias semejantes.

Como consecuencia del informe de la Comisión mixta para la limitación de Armamentos, a la Sociedad de las Naciones ésta, en su tercera asamblea (en Septiembre de 1923) acordó que el Consejo convocase tan pronto como fuese posible una conferencia internacional para tratar de hacer extensivo el tratado de Washington a los países no signatarios del mismo. El Consejo de acuerdo con la Comisión Mixta no permanente, propuso a la Comisión permanente consultiva la extensión del tratado a los países *no signatarios que no eran miembros* de la Sociedad de las Naciones y reconsiderar el proyecto de Convención a que me referí al principio de esta parte, sometiéndolo a una revisión de técnicos navales de las naciones miembros y de otras, excepto aquellas cuyos armamentos navales estaban limitados por tratados especiales.

La Conferencia de técnicos navales de Roma, en febrero de 1924.—En vista de lo antes indicado la Subcomisión Naval invitó a concurrir a una conferencia de técnicos navales, a todas las potencias que poseían buques de línea. La conferencia tuvo lugar en Roma a partir del 14 de Febrero de 1924.

En estas reuniones a las que no asistió Turquía, los representantes de la Argentina y Uruguay (miembro este de la Comisión permanente) indicaron que concurrían como espectadores sin tomar parte en la discusión y el represen-

tante de la Unión de las Repúblicas Socialistas Soviéticas, hizo saber la imposibilidad de que su país aceptase que la Sociedad de las Naciones fuese el órgano encargado del mantenimiento de las decisiones a que hubiese lugar.

Como no fué posible llegar a un acuerdo sobre la elección del criterio para fijar los tonelajes de buques de línea de los diferentes países, hubo que considerar y votar las propuestas de las delegaciones de cada país, así como la interpretación de la tregua de construcciones navales, y se propuso por la Comisión que el proyecto de Convención, acuerdos, propuestas y actas de sesiones se remitiesen a los diferentes países.

Los tonelajes totales de buques de línea (1) que se podrán conservar por los países concurrentes, excepto el Imperio Británico, Japón, Francia e Italia según el proyecto de Convención, los solicitados por las delegaciones y los aprobados fueron: (Cuadro 4, pág. 41).

El fracaso de la Conferencia de técnicos navales de Roma.—La representación de España integrada por el Almirante Magaz y el Vicealmirante Montagut, defendió con gran interés la propuesta española, anunciando el entonces Capitán de navío Montagut que España se retiraba de la conferencia absteniéndose de discutir la parte de la Convención en el resto de la Sesión, dado que los técnicos reunidos habían acordado señalar como límite de tonelaje de España 105.000 toneladas, (poseyendo entonces 82.000), pero que no se podría construir la diferencia entre estas dos cifras.

En una brillante nota del Almirante Magaz se hacía observar que España era la única potencia naval de segundo orden que había propuesto una limitación efectiva de armamento puesto que Argentina, China y Turquía no estaban comprometidas en ninguna limitación y los límites aceptados por Brasil, Chile, Grecia y Suecia dependían de acuerdos con Argentina, Turquía y las potencias bálticas que como no existían dejaban sin efecto las correspondientes aceptaciones. En cambio España proponía limitar sus armamentos navales en buques de línea de 105.000 toneladas, pero era sin condición alguna y, como decía la nota, muy fácil le hubiera resultado a España aceptar el límite de

(1) Véase Anexo I del Rapport de la Commission temporaire mixte pour la reduction des Armaments, del 15 de Agosto de 1923.

(1) Comptes rendus de la deuxième session de la Sous-Commission Navale de la Commission permanente consultative pour les questions Militaires, Navales etc. aeriennes (de 14-25 Febrero 1924) C-76-1929 IX.

CUADRO N.º 4

Naciones	Según el proyecto	Pedido por las delegaciones	Aprobado por mayoría	VOTOS		Abstenciones
				A favor	Contra	
Brasil	44724	80000 (1)	80000	15	0	0
Chile	33981	80000 (1)	80000	15	0	0
Dinamarca	13139	18000	18000	15	0	0
España	81072	105000	105000 (2)	9	5	1
Grecia.	35960	36000 (1)	36000	15	0	0
Holanda	26550	26550	26550	15	0	0
Noruega	16048	16048	16048	15	0	0
Suecia.	62496	60000 (1)	60000	13	0	2
Unión de las R. S. S . . .	340538	490000	No (3)	4	6	5

Para reemplazar buques solicitaron excepciones los siguientes países con los resultados que se expresan en el cuadro n.º 5

(1) Con ciertas reservas sobre las concesiones a los países vecinos.

(2) Los votos a favor de la propuesta de España fueron de Bélgica, Brasil, Chile, España, Grecia, Japón, Suecia, Checo-eslovaquia y Unión R. S. S. Votaron en contra el Imperio Británico, Francia, Italia, Noruega y Holanda y se abstuvo Dinamarca. Los representantes del Japón, Bélgica y Checo-eslovaquia explicaron su voto en el sentido de que esperaban que España mantendría la tregua de construcciones.

(3) El representante de la Unión de las R. S. S. presentó después una propuesta para reducir el tonelaje total a 280.000 que no fué considerada por estar subordinada a razones de carácter político.

CUADRO N.º 5

	VOTOS DE LOS DELEGADOS			
	A favor	Contra	Abstenciones	
Brasil.—Para construir en 1926 un tonelaje de buques de línea de 35000 toneladas	14	0	1	
Chile.—Id. id.	13	0	2	
España.—Para colocar quillas de buques de línea nuevos en 1927, 1929 y 1931 con tal de que el desplazamiento individual no excediese de 35000 toneladas y el total de 105000 toneladas	5	7	3	Votaron a favor de la propuesta española los representantes de Chile, España, Grecia, Suecia y Unión R. S. S. en contra Bélgica, Brasil, Imperio Británico, Francia, Italia, Japón y Holanda. Se abstuvieron Dinamarca, Noruega y Checo-eslovaquia.
Grecia.—Para acabar el «Salamis» y reemplazar otros dos.	11	—	3	
Suecia.—Construir en 1927 un tonelaje de 24000 toneladas	6	2	6	

82.000 toneladas con la condición de que igual cifra hubiese sido aceptada por todas las potencias mediterráneas siguiendo el criterio adoptado por la Comisión para las potencias suramericanas, Grecia y Suecia. Por estas causas y no teniendo España un interés especial en limitar su libertad de acción en armamentos navales, decidía no figurar entre las potencias que habían aceptado el proyecto de Convención.

Los acuerdos de la Comisión fueron examinados por el Consejo de la Sociedad de las Naciones en Marzo de 1924, (1) juntamente con una propuesta del representante de Checo-eslovaquia en la que recogía el deseo de algunos estados, especialmente Portugal y Rumanía, de participar en los trabajos técnicos preliminares de una Conferencia internacional y dada la divergencia de opiniones observada en la Conferencia de técnicos navales de Roma, sobre la forma de interpretar el tonelaje total límite de desplazamiento de cada país, proponía se sometiese el asunto a la 5.^a Asamblea. Esta propuesta la hizo suya el Consejo de la Sociedad de las Naciones previa consulta a los diferentes

(1) Rapport supplémentaire a la cinquieme Assamblée de la Societé des Nations sur l'oeuvre des Conseil, sur le travail du Secretariat et sur les mesures pour executer les decisions de l'Assamblée du (30 Agosto de 1924) = A-8 (a)-1924

Gobiernos sobre la conveniencia de una nueva reunión de técnicos navales. Las respuestas de los diferentes estados (1) sobre la conveniencia de la segunda conferencia dieron origen a que la 5.^a Asamblea de la Sociedad de las Naciones (2) acordase que no era necesaria una nueva conferencia técnica para el desarme naval, y que este desarme debía ser englobado en el general de que se ocuparía la Conferencia Internacional a que hace referencia la resolución adoptada por la 5.^a Asamblea en su sesión del 6 de Septiembre de 1924.

En esta forma tan poco favorable para un posible acuerdo, por el carácter político que se dió a la Conferencia, acabó la segunda fase por las que han pasado los intentos de limitaciones de armamentos navales y que realmente no afectó a las cinco primeras potencias navales del mundo. *(Continuará).*

(1) Véase el comunicado al Consejo de la Sociedad de las Naciones A-36-1924. IX.-titulado «Reponses des Gouvernements = Reduction des Armaments, Limitation des Armaments Navales». La nota del Gobierno Español indicaba que no creía necesario una segunda reunión de técnicos ante el temor de ver repetido el caso anterior en el que las discusiones adquiriesen más carácter político que técnico, pero que asistiría a otra reunión si la mayoría decidiese su celebración, pero que no aceptaría ningún pacto en el que el tonelaje de acorazados fuese inferior a 105000 tns.

(2) Véase comunicado al Consejo de la Sociedad de las Naciones A-140-(1) 1924 (IX). -- Conference pour la reduction des armaments. = Resolutions adoptées pour la cinquieme Assamblée.

NOTAS BIBLIOGRÁFICAS

Comentarios sobre los pistones de aleaciones de aluminio, en los motores Diesel (*The Marine Engineer & Motorship Builder*, Noviembre, Pág. 437)

La adopción de grandes velocidades, presiones elevadas y altas temperaturas en los motores Diesel modernos, agudiza el problema, que siempre se presenta, al proyectar los pistones de una de estas máquinas. La determinación del material de dichas piezas, ha de hacerse desde los siguientes puntos de vista: peso, conductibilidad térmica, coeficientes de fricción y de expansión calorífica, resistencia del material a temperaturas elevadas y duración y coste de producción.

Desde hace algunos años, se han empleado distintas aleaciones de aluminio, consiguiéndose así, muchas ventajas con relación al hierro fundido; pero también se ha tropezado con serias dificultades. Por esto cree, el autor, pertinente comparar los dos materiales, desde los puntos de vista anteriormente citados.

Calcula las fuerzas de inercia para dos pistones de una misma máquina: uno de aleación de aluminio y otro de hierro fundido, y obtiene un gráfico comparativo que demuestra la gran ventaja de aluminio. A igualdad de esfuerzos de inercia, con pistones de este material el motor puede girar a 480 r. p. m. mientras que con otro de hierro fundido solo puede hacerlo a 350.

Considera después la cantidad de calor que

fluye a través de la unidad de área de pistón, resultando proporcional al coeficiente de conductibilidad calorífica; y presenta un cuadro con los valores del mismo, para distintas aleaciones de aluminio y para el hierro fundido, siendo para las primeras, por término medio, cerca de tres veces mayor que para el segundo. Consiguientemente aquellas tienen la ventaja de que producen pistones que trabajan más fríos.

Cuando la lubricación es buena, el coeficiente de fricción es casi igual en los dos casos considerados, pero cuando se rompe la película de aceite o la holgura es demasiado pequeña, el aluminio tiene una tendencia muy grande a «agarrarse». Este peligro es mayor durante las pruebas de una máquina nueva, y no se aminora hasta que las superficies del pistón y del cilindro, están perfectamente pulidas. El coeficiente de expansión del aluminio, es mayor que el doble del que posee el hierro fundido, y por lo tanto los holguras deben ser también mayores, cuando se emplee aquel material. Hasta diámetros de 45 cm. se recomienda de 3 a 4 décimas de mm. en el cuerpo, y aun más en la cabeza del pistón. Sin embargo no debe tolerarse demasiada holgura, pues sino se producen golpeos que rompen la película de aceite y llega a presentarse el fenómeno del «agarrado».

El hierro fundido, como todos los metales, pierde resistencia a temperaturas elevadas, pero esta disminución no es importante hasta alcanzar los 500°. En cambio el aluminio se comporta mucho peor desde el principio, resultando de aquí una gran desventaja para los pistones construídos con este material.

Por último, para juzgar de la duración, no considera el autor que se han probado por tiempo suficiente las aleaciones de que trata, pero sí reconoce que los gastos de producción son mucho más elevados que en el caso de hierro fundido.

Termina sentando la consecuencia de que, para grandes diámetros, se presentan aún muchas dificultades en la adopción del aluminio, pero que para máquinas rápidas, es insustituible por su escaso peso específico. El caso típico de empleo de los pistones en cuestión es una auxiliar que gire a mucha velocidad. (A. B.)

Estudio de las fatigas mecánicas en los depósitos de paredes delgadas sometidos a presiones interiores (Por W. M. Coates, *Mechanical Engineering*, Noviembre, Pág. 829)

El autor supone al depósito constituído por un cuerpo cilíndrico, que termina en una cabeza de forma de superficie de revolución, unida al cuerpo sin solución de continuidad.

Considera que la fatiga total en un punto del depósito, puede considerarse como resultado de la yustaposición de otras dos: una la que tendría el cuerpo si el material no pudiese resistir momentos flectores, es decir, que fuese una membrana; y otra debida a la reacción de las partes inmediatas al punto considerado. Calcula las tensiones principales en el cuerpo y en la cabeza, debidas a la primera causa y sienta que la acción recíproca en la unión de las dos partes, está constituída por una fuerza normal y un par flector. La condición de tener una tangente común el cuerpo y la cabeza, en la unión de ambos, le permite calcular aquellas constituyentes, de donde obtiene las fatigas del material por esta segunda causa.

Aplica luego la teoría a un ejemplo que le hace ver que los mayores esfuerzos están en la cara interior de la cabeza y en la exterior del cuerpo, cerca de la unión de los dos, en una zona cuya anchura crece con la raíz cuadrada del producto del radio del cuerpo por el espesor del mismo. (A. B.)

Una grúa flotante de 7,65 nudos de velocidad

La mayoría de las grúas flotantes construídas hasta ahora deben ser remolcadas hasta el punto de trabajo. Solamente algunas tienen movimiento propio y en este caso su velocidad es siempre muy pequeña.

Las ventajas de las grandes velocidades en las grúas son la rapidez de transporte y especialmente la mayor facilidad de maniobra. En el caso del puerto de Burdeos se añade a estas ventajas la posibilidad de poder llevar la grúa contra las más fuertes corrientes del Garona.

Estas ventajas han conducido a construir una grúa flotante de 30 toneladas con una velocidad de 7,65 millas. El brazo máximo de la grúa es de 27,5 m. y el mínimo es de 7 m. La

pontona tiene 35 m. de eslora y 20 de manga y está impulsada por dos grupos diesel-eléctricos de 350 HP que accionan cuatro hélices.

Las bases del proyecto han sido las siguientes:

1.^a—La inclinación longitudinal o transversal de la pontona no debe ser mayor de 3° cuando estando la grúa cargada con 30 tons. con 27,50 m. de brazo, sople un viento de 50 kg./m² o cuando estando descargada sople un viento de 250 kg./m².

2.^a—La grúa debía alcanzar una velocidad de 7 nudos.

3.^a—La grúa debía ser fácilmente manejable aún en los ángulos del puerto o contra la más fuerte corriente del Garona. (L. S.)

El salvamento por aire comprimido del crucero inglés "Dauntles". (*Compressed air Magazine*, Noviembre, pág. 2923)

Trata este artículo de la forma como fué salvado el crucero inglés «Dauntles» varado en las rocas de cabo Thrum, cerca de Halifax el 2 de Julio último. La avería consistía en un desgarramiento del fondo en la región central, que le produjo una vía de agua de 10,5 metros, la cual, por la posición del buque sobre las rocas, parecía que había de originar fatalmente, la total pérdida del crucero.

Se trató de aligerarle quitándole los cañones, chimeneas, y algunos otros pesos desmontables y se cerraron las puertas estancas que estaban abiertas en algunos mamparos. Hecho esto se soplaron los compartimentos inundados, expulsándose así a través de la avería gran cantidad de agua de la que contenía el buque.

Se tropezó con la dificultad de encontrar medios para suministrar rápidamente la cantidad de aire comprimido que se necesitaba para realizar esta operación en corto plazo, lo que era necesario, pues el estado del tiempo hacía temer que saltara un viento fuerte, el cual podía averiar el casco de tal forma que hiciera su salvamento completamente imposible.

Aprovechando la coincidencia de disponer de dos compresores portátiles se montaron abordo del «Dauntles» y se comenzó a trabajar inyectando aire a la presión de 100 libras que después fué reducida a 80 por no resistir las mangueras. De este modo se consiguió darle

flotabilidad suficiente para sacarle de las rocas, dándole remolque hasta Halifax donde fué reparado. (S. C.)

La construcción mixta "Acero-Aluminio" (C. Rougeron, *Bulletin Technique du Bureau Veritas*, Noviembre Pág. 228)

Presenta el autor de este artículo un sistema de construcción mixta de acero duraluminio en la que utiliza el pequeño módulo de elasticidad de este último metal, comparado con el del acero, para sustituir a este por aquel, en los sitios en que por estar a mucha distancia de la fibra neutra, son grandes las extensiones que han de soportar. Divide el artículo en varias partes que muy someramente pasamos a reseñar.

Vigas heterogéneas de acero duraluminio. Siendo aproximadamente, de 1 a 3, la relación de los módulos de elasticidad del aluminio (o aleaciones fuertes en él) y del acero, se obtendrá el mismo alargamiento relativo con cargas tres veces menores en aquel que en este, y por lo tanto dos piezas de acero y aluminio remachadas y sometidas a la misma fuerza de extensión, trabaja el primero tres veces más que el segundo. Las reglas generales de cálculo de vigas heterogéneas en el caso que tratamos se pueden resumir en lo siguiente. 1.º Para la determinación de la fibra neutra y del momento de inercia se cuentan por entero las secciones del acero y solo por su tercera parte la del aluminio. 2.º La fatiga del acero, vendrá dada por la expresión: $R = \frac{Mv}{I}$ y la del aluminio por el tercio de este valor.

Principio de la construcción mixta. La fatiga en un punto del casco de un buque es proporcional a su distancia a la fibra neutra. Si un buque tiene sobre su cubierta principal otra de acero de construcción ligera, ésta frecuentemente habrá de resistir tensiones muy elevadas, lo que obliga corrientemente a cortar su continuidad, no contribuyendo por tanto a la resistencia del buque y no pudiéndose contar con su sección en el cálculo del momento de inercia de la cuaderna maestra. Si se sustituye el acero por el duraluminio en la construcción de esta cubierta, su fatiga se reducirá al tercio, valor generalmente aceptable para el duraluminio, pudiéndose hacer continua y por tanto tenerse en cuenta su sección para el cálculo de la resistencia. Cita el autor el caso de un buque de 12

metros de puntal con una cubierta a 5 mts por encima de la principal, en el que se han supuesto los escantillones necesarios para que la línea neutra esté a 6 mts por encima de la quilla, contando como resistente la cubierta alta y que sea 10 Kgs/mm² la fatiga común en la quilla y cubierta principal. En estas condiciones resulta para la superior, si está construída de acero, una fatiga de 18,33 Kgs/mm², valor desde luego inadmisibile. Si esta misma cubierta alta, estuviera construída de duraluminio con espesores triples de los de acero, la línea neutra no variaría, ni la fatiga en la quilla y cubierta principal, pero en la alta quedará reducida a 6,11 Kgs/mm² valor muy admisible para el duraluminio.

Hace después notar el autor que la única propiedad que utiliza del duraluminio es la pequeñez de su módulo de elasticidad, no su ligereza, y que podría obtener resultados análogos con otro metal más pesado que tuviera el mismo módulo de elasticidad que el aluminio.

Ejemplos. Expone el autor dos ejemplos distintos, en los que calcula el beneficio que se obtiene con el empleo de la construcción mixta, si bien limita sus estudios a las variaciones de

$\frac{I}{v}$ en la cuaderna maestra.

1.º Considera un buque de pasaje de tres cubiertas, principal superior y de paseo, construído de acuerdo con las reglas del Bureau Veritas para la clasificación M 1 3/3, cuya cuaderna maestra dibuja con detalles. Supone un momento igual a PL/30 y en esta hipótesis las fatigas en la quilla y cubierta superior, suponiendo limitado el buque en ella, resultan ser de 6,62 y 5,19 kgs/mm² respectivamente. Considera después, el buque, trabajando la cubierta de paseo y obtiene para valor de las fatigas, 4,37 kgs/mm² en la quilla, 4,33 kgs/mm² en la cubierta superior y 7 kgs/mm² en la de paseo. Reemplazando en este caso el material de la cubierta de paseo por el duraluminio con triple sección y por tanto con el mismo peso, aproximadamente, no varía la posición de la fibra neutra, ni por lo tanto la de la fatiga en la quilla y cubierta principal, pero la de la cubierta de paseo pasa a ser 2,33 kgs., llegando a la consecuencia de que con la construcción mixta y trabajando en las mismas condiciones, puede el buque resistir un momento de flexión mayor en 50 a 60% que construído solo en acero, y solo reem-

plazando por duraluminio 30 toneladas de las 1100 que pesa el casco.

2.º Estudia el caso de un crucero de 10.000 tns. y 185 mts. de eslora, con una cubierta blindada de 40 mm de espesor y un blindaje inclinado de 60 mm sin protección vertical y dos cubiertas resistentes superiores a la blindada. Dibuja detalladamente la cuaderna maestra y sopone la fibra neutra a mitad de distancia de las extremas, en cuyas condiciones, la fatiga en la quilla y cubierta alta es 8,05 kgs/mm² suponiendo la construcción solo de acero. Supone después construído de duraluminio, todas las superestructuras encima de la cubierta blindada, reduciendo algunos escantillones y aumentándolos en los fondos para no variar el peso total de material que trabaja a la flexión; en estas condiciones, la fibra neutra desciende y las fatigas, valen 5,40 kgs/mm² para la quilla, 5,02 kgs/mm² para la cubierta blindada y 3,91 kgs/mm² para la cubierta alta construída de duraluminio, es decir, que la construcción mixta resiste un movimiento 49% mayor que la de acero, reemplazando solo 300 tns. de acero por 300 de duraluminio, en 3.500 de peso de casco.

Trabajo de la madera en las construcciones mixtas. Señala el autor, como otra ventaja de la construcción mixta, el poder hacer contribuir a los forros de madera de las cubiertas a la resistencia longitudinal, toda vez que dado el valor del módulo de elasticidad de la teca (material generalmente empleado) colocada esta sobre una cubierta de duraluminio trabajando a 8 kgs/mm², resulta una fatiga para la teca de 1,75 kgs/mm², valor aceptable.

Influencia de los blindajes en las construcciones mixtas. En los buques acorazados, la situación de la fibra neutra, próxima a los blindajes, tanto verticales como horizontales, hace que estos contribuyan poco o nada a la resistencia longitudinal. Con la construcción mixta ya hemos visto que la fibra neutra desciende, lo que hace aumentar el trabajo de aquellos elementos, constituyendo otra de las ventajas del sistema.

Otras consecuencias del empleo de la construcción mixta.—Señala el autor entre otras las de el disminuir la fatiga en las escoras, que sabemos son mayores que con el buque adrizado, el poder aumentar la eslora de los buques, el conseguir mayor estabilidad por el aligeramiento de las partes altas, y la muy importante

para los buques mercantes de aumentar la relación, $\frac{\text{Arqueo}}{\text{Desplazamiento}}$.

Termina el artículo, recomendando el empleo de la construcción mixta como más ventajosa en los portaviones, cruceros protegidos, y en todos los buques mercantes, especialmente en los grandes trasatlánticos, si bien manifiesta que las ventajas obtenidas en cualquier otro tipo de buque son suficientes para justificar su empleo. (A. M. G.)

Experiencias con vigas de celosía soldadas eléctricamente

Entre los artículos publicados en el «Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure» del 7 de Diciembre dedicado totalmente a la técnica de la soldadura, merece mencionarse el del Prof. W. Gehler sobre vigas de celosía.

Según él, el empleo definido de la soldadura eléctrica en las construcciones metálicas depende de tres puntos concretos a los que hay que dirigir los estudios e investigaciones: la seguridad, los materiales y el comportamiento bajo cargas dinámicas.

La introducción de aceros especiales en la construcción de remaches hace más difícil que la soldadura reemplace definitivamente al remachado. Según las experiencias efectuadas en los ferrocarriles alemanes, puede tomarse como carga de c zalla 0,8 de la carga de tracción y, por lo tanto, un remache de 20 mm. de acero corriente (Acero 37) puede soportar una carga de seguridad de $3,14 \times 0,8 \times 1400 =$ a 3500 Kgs. mientras que un remache de acero al silicio (Acero 52) puede soportar una carga 1,5 veces mayor o sea de 5300 Kgs.

Respecto a la seguridad, falta en la soldadura un procedimiento sencillo para comprobar la buena ejecución como existe en el remachado. Sin embargo, ello no es esencial y no impedirá el desarrollo de la soldadura eléctrica como tampoco ha impedido el desarrollo del hormigón armado la falta de un procedimiento de comprobación de una buena ejecución.

La «Deutschen Stahlbau-Verbandes» ha probado últimamente vigas de celosía de 9 m. de luz, remachadas totalmente, parcialmente remachadas y soldadas, y totalmente soldadas. Para el cálculo de las uniones soldadas se ha usado entre otras, las fórmulas del Dr. Neese:

Carga de rotura en soldaduras longitudinales. $d \times l \times 1500$

Carga de rotura en soldaduras transversales $d \times b \times 2000$

en las que la carga de rotura viene en Kg. siendo d espesor en la soldadura en cm.

l longitud de la soldadura lateral en cm.

b longitud de la soldadura de tope en cm.

Las longitudes de las soldaduras calculadas han sido disminuidas en un 37% para tener la seguridad de que la rotura se efectuaría en las soldaduras, pues en anteriores experiencias estas no sufrieron avería y en cambio las vigas cedieron por las barras o por los cordones.

Las cargas de rotura han correspondido, en general a las calculadas. En cambio, el cálculo de las tensiones en las uniones ha resultado ser un problema complicado que necesita posteriores investigaciones.

Sin embargo, la soldadura eléctrica está ya lo bastante definida para poder ser empleada con seguridad en casos determinados como el puente construido sobre el Luppe en Leipzig de 15,5 m. de luz y del cual se da una descripción en el artículo. (L. S.)

Comparacion crítica entre la forma circular y la forma de trébol para cuadernas de submarino (Dr. Ing. E. Techel. Schiffbau. 20 noviembre, pág. 530)

De la comparación general entre ambas formas deduce las siguientes consecuencias.

1.—La resistencia de la forma trébol se calcula fácilmente. Considera la estructura principal como estáticamente determinada.

2.—El centro de carena de la forma trébol está más bajo que en la forma circular de igual desplazamiento. Esta conclusión no es de carácter general: para formas trébol de igual altura que el círculo, el centro de carena está ligeramente más alto.

3.—El peso del casco resistente de forma trébol con puntales, pero sin viga longitudinal, es casi el mismo que el del casco circular.

4.—El centro de gravedad del casco resistente con puntales pero sin viga longitudinal coincide prácticamente con el centro de carena.

5.—El peso de un casco resistente de forma trébol excede al de forma circular en el peso de la viga longitudinal.

Compara luego dos proyectos de submarino

de una y otra forma de las siguientes características:

- Desplazamiento en superficie 2870 tons.
- Potencia en superficie 12000 HP
- Potencia en inmersión 2500 HP
- Velocidad en superficie. 23 nudos
- Radio de acción en superficie . 23000 millas (solamente una parte del combustible necesario ha sido incluido en el desplazamiento de construcción.)
- Velocidad en inmersión 8 nudos
- Armamento:
- 6 Tubos lanzatorpedos.
- 18 Torpedos de 53,3 cm.
- 4 Cañones de 15,2 cm. en torres dobles con 500 disparos.
- 2 Cañones de 7,6 cm. con 1000 disparos.

Protección, 25 mm. de acero níquel en la cubierta y en los costados y 30 mm. en la torre de mando.

Profundidad de inmersión 100 metros.

De la comparación entre ambos proyectos deduce:

1.—El centro de carena en la forma circular está 337 mm. más alto que en la trébol, lo que representa una diferencia en el momento estabilizador de $0,337 \times 2870 = 970$ m.

2.—Los centros de gravedad del casco resistente, del casco exterior y del armamento de torpedos, están a la misma altura sobre el respectivo centro de carena y restan por ello, la misma cantidad de estabilidad.

3.—El centro de gravedad de las máquinas principales está a la misma altura sobre la quilla lo que representa una mayor estabilidad para la forma circular que tiene el centro de carena más alto.

4.—El lastre favorece a la forma circular en dos sentidos: tiene que ser mucho mayor y está más alejado del centro de carena.

5.—La protección y los cañones restan más estabilidad en el circular que en el trébol.

Después de incluir cuadros detallados de pesos de ambos proyectos, deduce, como consecuencia final, que el submarino de forma trébol es menos estable, más difícil de ejecutar y mucho más caro que el de forma circular. (L. S.)

Los motores sobrealimentados sistema Werkspoor montados en el "Megara" (*The Marine Engineer & Motorship Builder*, noviembre, pág. 448)

Los motores de este tipo, presentan la particularidad de realizar la sobrealimentación de una manera original y sin necesidad de compresor de aire.

Son de cuatro tiempos, simple efecto, con cruceta, y se aprovecha la carrera descendente del pistón, para comprimir el aire de aspiración a unos 0,2 a 0,3 kg/cm², lo cual obliga a disponer una prensa, en el vástago, estanco a dicha presión. Como se dispone de dos carreras descendentes para suministrar aire, por cada fase de aspiración, se comprende la idoneidad del sistema, para el caso de un motor de cuatro tiempos. De esta manera, en los motores montados en el petrolero «Megara», se ha obtenido comburente bastante, para poder aumentar la presión media, desde 6,4 kg/cm², que corresponde a un motor similar corriente. Hasta 8,5, en servicio normal, y aún 9,9 kg/cm², en sobrecarga, con solo un pequeño aumento en la temperatura del cilindro.

Para completar la bomba que forma cada región inferior del cilindro, se dispone una caja con dos grupos de tres válvulas de aspiración y descarga, fabricadas de un metal muy poco denso, y que proporcionan una gran sección de paso con solo 2 mm. de carrera, lo que permite obtener un elevado rendimiento volumétrico.

La tapa inferior de los cilindros es de metal ligero y construida en mitades para facilidad en el desmontado y visita.

El Megara está propulsado por dos motores Werkspoor de seis cilindros de 670 mm, de diámetro y 1200 mm. de carrera. Sin sobrealimentar desarrolla 2820 HPE, pero sobrealimentado se puede conseguir la potencia máxima de 4700 HPE. Normalmente se dispone de 4000 HPE a 116 r. p. m.

Los gases de exhaustación son aprovechados en dos calderas cilíndricas que suministran vapor para los servicios auxiliares, que en este buque petrolero son numerosos.

Los datos más importantes de los motores son los siguientes:

Presión media	8'5 kg/cm ²
» de compresión	38 »

Presión de combustión	39'8 kg/cm ²
» » aspiración	0'35 »
Temperatura de exhaustación . . .	315° C.
» máxima del agua de refrigeración de pistones	56°3 C.
Temperatura de descarga a la mar.	27°3 C.
Consumo total diario	18 tons.
» diario de lubricante.	60'3 libras
	(A. B.)

Pulverizaciones metálicas por aire comprimido (*Shpibuilding and Shipping Record*, pág. 561)

Se describe en este artículo uno de los procedimientos seguidos para recubrir las superficies de metales u otro material, con una capa protectora de metal.

Este metal se funde a cierta temperatura y se proyecta pulverizado sobre la superficie que se quiere recubrir, por medio de aire comprimido, procedimiento muy interesante para los constructores de buques y máquinas marinas.

Este sistema de metalización puede utilizarse, sea para añadir una capa de metal más blando a una superficie desgastada pero resistente, o bien para reconstruir superficies desgastadas o corroidas con el mismo metal de las partes deterioradas.

Para la pulverización del metal se utiliza un pistolete al cual se le suministra con mangueras flexibles de goma, el oxígeno y el acetileno para la llama que ha de fundir el metal, y el aire comprimido que sopla el metal fundido en estado atómico a través de la boquilla del pistolete, a la superficie sobre la que se quiere depositar.

El pistolete lleva una pequeña turbina accionada por aire comprimido que hace de alimentador de alambre de metal o aleación, a la zona de la llama oxi-acetilénica y donde una vez derretido, es lanzado sobre la superficie a recubrir, con una velocidad de 3000 pies/segundo. El pistolete solo pesa 3¹/₂ libras.

Es condición esencial que las superficies destinadas a ser recubiertas, tengan una con-textura rugosa lo que se obtiene por la proyección de un chorro de arena en las superficies metálicas, mientras que en madera bastará con una débil proyección de arena o un rascado con papel de lija.

Si la superficie está debidamente preparada, puede asegurarse que el metal pulverizado forma una parte integrante con la pieza, no pudiéndosele separar, ni doblándola ni martillándola, dándose el caso de arrancar el metal de la pieza, antes que el depositado por pulverización.

El níquel es uno de los metales empleados para reconstruir partes desgastadas, pues produce una superficie de fácil maquinado, no obstante ser suficientemente dura para dar una fuerte resistencia a desgastes posteriores, pudiendo hacerse sus aplicaciones desde espesores comprendidos entre una milésima y un octavo de pulgada.

Para la corrosión se emplea el zinc, equivaliendo a una inmersión caliente en pila de galvanismo, una capa por pulverización de 0'4 milésimas de pulgada.

Muestra por último, una fotografía de una de las hélices de un buque de la Hamburg-Amerika, a la que le han sido rellenadas las co-rrosiones y luego recubierta totalmente con bronce pulverizado. (S. C.)