

# INGENIERIA NAVAL

REVISTA TÉCNICA DE LA ASOCIACIÓN DE INGENIEROS NAVALES

Director: ÁUREO FERNÁNDEZ ÁVILA, Ingeniero Naval

REDACCIÓN Y ADMINISTRACIÓN: MAYOR, 4-6 APARTADO DE CORREOS 56	AÑO VI CARTAGENA 1.º ABRIL 1934	NÚM. 56 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 en Revistas, del texto y grabados indicando la procedencia

## Sumario

	Páginas		Páginas
Aplicación de la ley de similitud a la resistencia de fricción originada por el movimiento rectilíneo en el agua de placas con las superficies pulidas, por <i>Carlos Preysler</i> . . . . .	144	CALDERAS	
Los buques a motor «Ciudad de Ibiza» y «Ciudad de Tarragona», por <i>Enrique Tortosa</i> . . . . .	153	Nota sobre el tratamiento del agua de alimentación de las calderas . . . . .	179
Nuevo método de comparación de potencias de buques, por <i>Ramón Zubiaga</i> . . . . .	159	MOTORES	
Estudio de los defectos de fundición, por <i>M. E. Ronceray</i> . . . . .	172	El mayor motor «Sulzer» de inyección sin aire, doble efecto . . . . .	182
NOTAS BIBLIOGRÁFICAS		METALURGIA	
BUQUES MERCANTES		Fundición de bronce. . . . .	183
El buque a motor de dos hélices «Isipingo» . . . . .	178	LIBROS RECIBIDOS . . . . .	186



# Aplicación de la ley de similitud a la resistencia de fricción originada por el movimiento rectilíneo en el agua de placas con las superficies pulidas

Experiencias efectuadas en el Tanque de Viena por el Dr. Ingeniero, Federico Gebers

Traducido y comentado por Carlos Preysler Ingeniero Naval (Conclusión)

Partiendo de los valores de  $\lambda$  dados en la tabla de R. E. Froude que acabamos de mencionar, podemos hallar los de  $\lambda$  en kilogramos por metro cuadrado, correspondientes a un metro por segundo de velocidad, de la fórmula (30). En efecto: de las últimas fórmulas se deduce, que

$$F = \frac{0 \times L^{0,0875}}{31732}$$

o bien en libras inglesas por pie cuadrado

$$F_1 = \frac{0 \times L^{0,0875} \times 2240}{31732}$$

y también en kilogramos por metro cuadrado

$$F_{K/m} = \frac{0 \times L^{0,0875} \times 2240 \times 0,454}{31732 \times 0,0929}$$

Este valor  $F_{K/m}$  corresponde a la velocidad de un nudo por hora y como el valor de  $\lambda$  en la fórmula (30) corresponde a la velocidad de un metro por segundo, para hallar este último valor, bastará multiplicar la anterior expresión por

$$\left(\frac{3600}{1851}\right)^{1,875}$$

con lo que se tendrá

$$\lambda = \frac{0 \times L^{0,0875} \times 2240 \times 0,454 \times (3600)^{1,875}}{31732 \times 0,0929 \times (1851)^{1,875}}$$

o bien

$$\lambda = 1,2008 \times 0 \times L^{0,0875}$$

Como los valores de  $L$  de esta expresión están medidos en pies ingleses, si llamamos  $l$  a la misma longitud, expresada en metros, se podrá escribir

$$\lambda = \frac{1,2008}{(0,3048)^{0,0875}} \times 0 \times l^{0,0875}$$

o bien

$$\lambda = 1,3324 \times 0 \times l^{0,0875}$$

Tomando logaritmos en esta ecuación tendremos

$$\text{Log } \lambda = \text{Log } 1,3324 + \text{Log } 0 + 0,0875 \times \text{Log } l$$

Para  $l = 1$  metro esta ecuación da

$$\text{Log } \lambda_1 = \text{Log } 1,3324 + \text{Log } 0_1 \quad (30a)$$

y restando esta expresión de la anterior se tendrá

$$\begin{aligned} \text{Log } \lambda - \text{Log } \lambda_1 &= \text{Log } 0 - \text{Log } 0_1 + \\ &+ 0,0875 \times \text{Log } l \end{aligned}$$

o bien



$$\text{Log } \frac{\lambda}{\lambda_1} = \text{Log } \frac{0}{0_1} + \text{Log } I^{0,0875}$$

Calculado el valor de  $\text{Log } \frac{0}{0_1} : \text{Log } I$  para distintos valores de  $I$  hasta  $I = 10$  metros y hallado el promedio de dichos valores se puede escribir como fórmula general

$$\text{Log } \frac{0}{0_1} : \text{Log } I = -0,2175$$

Sustituyendo este valor en la última ecuación, tendremos

$$\text{Log } \frac{\lambda}{\lambda_1} = \text{Log } I^{-0,175} + \text{Log } I^{0,0875}$$

de donde

$$\frac{\lambda}{\lambda_1} = I^{-0,2175 + 0,0875} = I^{-0,130}$$

o bien

$$\lambda = \lambda_1 \times I^{-0,130}$$

El valor de  $\lambda_1$  que aparece en esta expresión puede calcularse por la fórmula (30a) dando a  $0_1$  el valor que resulte, al extrapolar en la tabla de R. E. Froude de valores de 0 en función de  $L$ , para  $L = 3,281$  pies.

Así se obtiene

$$\lambda_1 = 0,213$$

y por tanto

$$\lambda = 0,213 \times I^{-0,130} \quad (31)$$

Calculando ahora el valor de  $\lambda$  para  $I = 20$ , escribiremos:

$$\text{Log } I_{20} = \text{Log } 1,3324 + \text{Log } 0_{20} + 0,0875 \times \text{Log } 20$$

Tomando en la tabla de R. E. Froude el valor de  $0_{20}$  resulta:

$$\lambda_{20} = 0,1485$$

Los valores de  $\lambda$  para longitudes superiores a 20 metros se calcularán como antes por la fórmula:

$$\text{Log } \frac{\lambda}{\lambda_{20}} = \text{Log } \frac{0}{0_{20}} + \text{Log } \left( \frac{I}{20} \right)^{0,0875}$$

El promedio de los valores de

$$\text{Log } \frac{0}{0_{20}} : \text{Log } \left( \frac{I}{20} \right)$$

para valores de  $I$  desde 20 hasta 200, resulta igual a  $-0,1145$  y por tanto podemos escribir:

$$\text{Log } \frac{\lambda}{\lambda_{20}} = -0,1145 \text{Log } \left( \frac{I}{20} \right) + \text{Log } \left( \frac{I}{20} \right)^{0,0875}$$

de donde:

$$\frac{\lambda}{\lambda_{20}} = \left( \frac{I}{20} \right)^{-0,027}$$

o bien:

$$\lambda = \lambda_{20} \times 20^{0,027} \times I^{-0,027}$$

y poniendo en vez de  $\lambda_{20}$  su valor, se tendrá:

$$\lambda = 0,161 \times I^{-0,027} \quad (32)$$

Las fórmulas (31) y (32) hacen ver, que los valores de 0 dados por R. E. Froude no se ajustan a la ley de similitud, pues esta exigiría como hemos visto más atrás una fórmula única de forma exponencial, para definir los valores de  $\lambda$  en función de  $I$ .

En la figura 13 se han trazado en coordenadas logarítmicas las curvas que definen las ecuaciones (31) y (32) y así mismo se han construido las curvas que según las experiencias de Dresde y de Viena definen los valores de  $\lambda$  en función de  $I$ .

Refiriéndonos en particular a las dos rectas que respectivamente definen las ecuaciones (31)

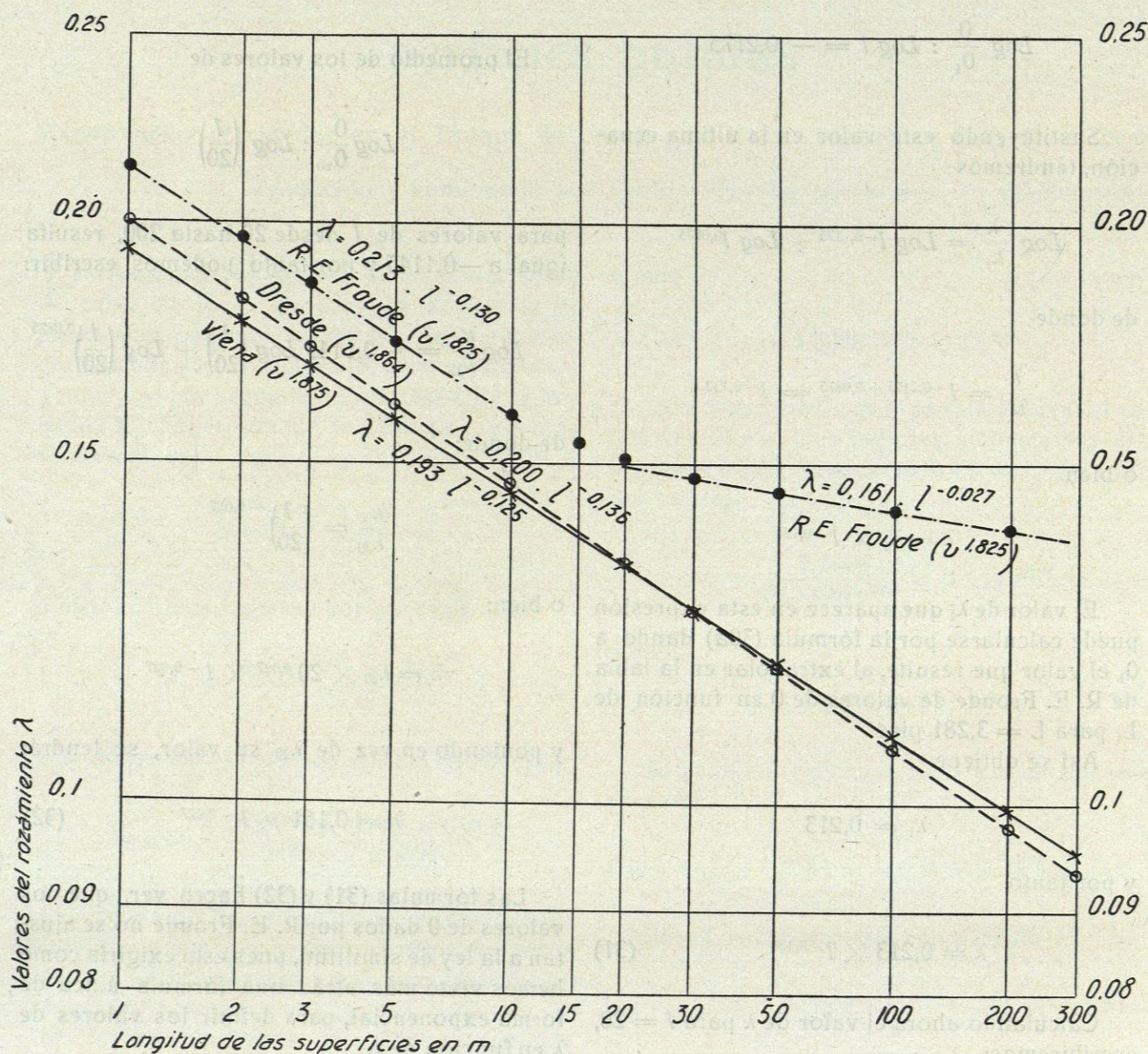


y (32), podemos decir, que correspondiendo la primera a longitudes hasta de 10 metros solamente, su aplicación sería a los modelos, y la segunda comprendería los buques.

ra tendrían menor valor de  $\lambda$  que los modelos de igual eslora. Para evitar esta circunstancia Froude ligó las dos rectas por una curva.

Por considerarlo interesante, a continuación

#### REPRESENTACION LOGARITMICA DE LOS VALORES DEL ROZAMIENTO $\lambda$



Fig<sup>a</sup> 13

Prolongando hacia la izquierda la recta de los buques, se ve, que pasa por debajo de la de los modelos y en consecuencia resultaría la anomalía, de que, los buques de pequeña eslo-

ponemos la tabla XVI en la que para distintas velocidades de placa se dan los valores de la resistencia en kilogramos de una superficie de 1 metro de ancho y distintas longitudes según



R. E. Froude, según la fórmula (25) escrita más atrás para la temperatura del agua de 10° C, y en fin según la fórmula de Blasius escrita también más atrás, que está basada como ya hemos dicho en las experiencias verificadas en Dresde por el autor en las cuales no se recogieron datos acerca de la temperatura del agua.

3.º La absoluta necesidad de que los dispositivos experimentales sean lo más perfectos posible.

4.º Que todos los defectos de las instalaciones experimentales o de la condición superficial de las placas, conduce siempre a resultados con errores por exceso

TABLA XVI

Resistencias en kilogramos de superficies de un metro de ancho y distintas longitudes, a diversas velocidades calculadas por los métodos de R. E. Froude, del autor fórmula (25) y de Blasius

a Longitudes en centíme- tros	b Valores de $\lambda$	Resistencias en kilogramos					
		c 1 metro por segundo	d 2 metros por segundo	e 5 metros por segundo	f 10 metros por segundo	g 15 metros por segundo	h 20 metros por segundo
Según R. E. Froude, sin datos acerca de la temperatura del agua							
1	0,213	0,213	0,755	4,017	14,234	29,837	50,438
10	0,158	1,580	5,598	29,799	105,591	221,326	374,144
100	0,142	14,200	50,311	267,812	948,986	1989,136	3362,560
300	0,138	41,400	146,680	780,804	2366,762	5799,312	9803,520
Según la fórmula (25) del autor, temperatura del agua = 10° C							
1	0,193	0,193	0,708	3,945	14,473	30,955	53,087
10	0,145	1,450	5,318	29,638	108,736	232,566	398,837
100	0,109	10,900	39,981	222,796	817,391	1748,251	2998,154
300	0,095	28,500	104,538	582,540	2137,215	4571,115	7839,210
Según la fórmula de Blasius, sin datos de la temperatura del agua							
1	0,200	0,200	0,728	4,018	14,622	31,136	53,230
10	0,146	1,460	5,314	29,331	106,741	227,293	388,579
100	0,107	10,700	38,948	214,963	782,277	1665,776	2847,805
300	0,092	27,600	100,464	554,484	2017,836	4296,768	7345,740

Las cifras escritas en esta tabla hacen ver lo siguiente:

1.º Que hacer experiencias a mayores velocidades es muy importante.

2.º Que también es importante hacer experiencias con frecuencia y en distintas épocas del año.

5.º Que los valores obtenidos en las últimas experiencias del autor concuerdan con la ley de similitud.

6.º Que no se debe considerar despreciable, como lo hizo Froude, la resistencia de forma ni la del canto inferior de las placas.

7.º Que los resultados de las últimas experiencias del autor concuerdan bastante bien



con los deducidos por la fórmula de Blasius, basada en las experiencias que en Dresde hizo el autor.

Las consecuencias que preceden inclinan mucho el ánimo a no utilizar los resultados de R. E. Froude en la previsión de resistencia de los buques; pero a ello se oponen las siguientes razones:

1.º Que hasta ahora todas esas previsiones se han hecho utilizando los resultados de Froude.

2.º Que las últimas experiencias del autor se han hecho con superficies pintadas y pulidas y por tanto sería necesario hacer nuevas experiencias, que nos indicasen las correcciones que es preciso hacer a aquellos resultados, para pasar a la resistencia de superficies ásperas, como las de los cascos de los buques. En realidad se debían hacer las experiencias con superficies cuya rugosidad fuese similar a la de los buques, pero es difícil establecer esta similitud.

3.º Que no se han hecho hasta ahora experiencias con superficies alabeadas; como las de la obra viva de los buques, ni tampoco con superficies planas, normales a la obra viva.

4.º Que falta que se sancionen los resultados obtenidos por el autor, con una o varias experiencias con buques, en tamaño natural, conducidas en forma análoga a las que W. Froude hizo con el «Greyhound».

### 13.—Experiencias de Mac-Entee

En las Transactions de 1.915 de la Sociedad de Arquitectos Navales y Maquinistas Navales de los Estados Unidos, presentó Mr. W. Mac-Entee, una memoria relativa a los resultados, que había obtenido, haciendo experiencias con placas de dos longitudes. Las placas más pequeñas eran de acero, tenían una longitud de 3,048 metros, un ancho de 0,6096 metros y pesaban 45,36 kilogramos, lo cual hace suponer, que su espesor (que no menciona Mac-Entee) sería de unos 3 milímetros. Estas placas se pintaron con pintura de fondos de buques y se remolcaron cuando la pintura estaba aun fresca y después de distintas permanencias en el agua de mar. Cuando se estropeaba la pintura de una placa, se rascaba y volvía a pintar cuidadosamente.

La placa recién pintada y bien seca, con un

exponente de velocidad de 1,88 daría para  $\lambda$  un valor aproximado de 0,17 con velocidades hasta de 4,6 metros por segundo. Este valor evidentemente concuerda con el obtenido con placas pulimentadas en las experiencias del autor, y por tanto quizás con suficiente aproximación pueda aceptarse que los valores hallados en las experiencias del autor, con las placas pulimentadas, se apliquen también a los buques con fondos limpios.

Experiencias anteriores del autor, que no se han publicado, demostraron que la parafina y el cemento pulimentado y bruñido se comportan en cuanto a la resistencia de rozamiento lo mismo que las superficies pulimentadas y esmaltadas.

Por otra parte las experiencias de Mac Entee han demostrado, que cuando las placas cortas de 3,048 metros de largo permanecían en el agua de 5 a 12 meses acusaban resistencias de fricción iguales a 3 ó 4 veces la correspondiente a la placa recién pintada, y que cuando se les rascaba la pintura y se las pintaba de nuevo, la resistencia volvía a tomar casi exactamente el mismo valor.

Este resultado, no se ha probado que pueda aplicarse a los buques con fondos sucios, y mucho menos si se tiene en cuenta que el aumento de eslora ocasiona una reducción en el porcentaje de aumento de resistencia que ocasionan las pinturas averiadas, porque la fuerte corriente de agua hacia proa que origina la parte anterior del casco, tiene forzosamente que disminuir en rozamiento en los fondos posteriores del buque.

Como sobre este asunto no hay experiencias, sería muy necesario hacerlas con placas ásperas de la mayor longitud posible.

Las placas grandes que experimentó Mac-Entee eran de madera y tenían 6,096 metros de largo, 0,6096 metros de ancho y 19 milímetros de espesor. Estas placas se remolcaron a velocidades hasta de 5,66 metros por segundo y estaban pintadas o lacadas.

Con exponentes de velocidad de 1.883 y 1,886 estas placas acusaban un valor de  $\lambda$  de 0,1435 que concuerda bastante bien con el hallado por el autor en sus últimas experiencias.

La forma de estas placas largas de Mac-Entee, no era rectangular sino trapezoidal, siendo la inclinación de proa a popa de la quilla de 30°.



Estas placas se remolcaron completamente sumergidas, estando el canto superior a 20,3 milímetros de la superficie del agua.

Los ensayos que hizo Mac-Entee pintando las placas con pintura de esmalte, con grafito, con aceite y con sebo, no dieron los resultados que se preveían, de una disminución de la resistencia.

#### 14.—*Previsión acerca de nuevas experiencias*

De cuanto se lleva expuesto parece natural deducir, que es preciso hacer nuevas experiencias con placas de más longitud que las ensayadas hasta ahora y durante las corridas convendrá indagar el movimiento que adquiere el agua, no solo la situada lateralmente respecto a la placa, sino la que está debajo a distintas distancias del extremo anterior de la placa, y a distintas profundidades.

Todos los resultados que sobre este movimiento de las aguas se obtengan, permitirán formular un juicio, que hoy por hoy no puede fundamentarse acerca del fenómeno de la resistencia de rozamiento opuesta al movimiento de la placa.

También será necesario hacer más experiencias para aclarar completamente la importancia de la resistencia del canto inferior.

Aparte de estas experiencias, al arquitecto naval también interesa el que se hagan otras con placas de distinta forma de la rectangular y cuyas superficies estén tratadas diferentemente.

Como tanto las placas como los modelos, originan al moverse en el agua, una corriente del mismo sentido, que se extiende lateralmente hasta cierta distancia, su estudio entendemos que ha de ser muy importante, pero no fácil, pues la medida de la velocidad de dicha corriente se dificulta, por la presencia de las olas que origina la plancha o modelo.

Las experiencias que sobre este asunto existen hasta la fecha no son de mucha utilidad, por lo cual, el Tanque de Viena intentará realizar algunas.

En fin otras experiencias también interesantes son las relativas a la influencia que pueda ejercer la magnitud de la sección recta del Tanque en la resistencia de fricción de las placas.

#### 15.—*Resumen*

Con las experiencias del autor se ha demos-

trado que para la resistencia de fricción es válida la ley de similitud de Reynolds con longitudes de placa y velocidades de las mismas mayores que las utilizadas en los ensayos anteriores.

También se han demostrado la necesidad de tener en cuenta la resistencia de forma y la del canto inferior de las placas o sea de la quilla.

La comparación de los resultados obtenidos en estas experiencias, con los de R. E. Froude han hecho ver que aquellos son notablemente inferiores a los de Froude.

Por otra parte la comparación de los resultados de Mac-Entee con los obtenidos por el autor en sus experiencias de Dresde y Viena acusa un acuerdo bastante aceptable.

De todos modos estimamos deseable la práctica de nuevas experiencias que ya se meditan.

#### *Apéndice*

*Deducción breve de la fórmula que define la ley de similitud de Reynolds en superficies planas colocadas verticalmente y movidas en línea recta según la dirección de su plano.*

La similitud mecánica como es sabido, puede conducir en importantes aplicaciones dinámicas a resultados que el cálculo matemático no podía proporcionarnos.

La similitud presiente las circunstancias de un determinado movimiento por las apreciadas en el modelo que en pequeño define el movimiento y en consecuencia es evidente que la más amplia aplicación de la similitud mecánica será en la Construcción Naval.

El problema más sencillo de la similitud mecánica será el relativo al movimiento rectilíneo de superficies planas según su dirección u oblicuamente. De este problema nos ocuparemos en este Apéndice.

Para estudiar este problema será necesario construir una placa en tamaño reducido semejante a aquella cuyo movimiento rectilíneo queremos estudiar, adoptando una relación de semejanza  $\lambda$  así como un bruido también semejante al de la placa que se trata de estudiar.

Durante el movimiento de esta pequeña placa las partículas de agua deberán tener movimientos semejantes en la relación  $\lambda$  con los que tendrían cuando se moviese la placa real, y para esto se precisa que los tiempos invertidos



en dichos movimientos estén en una cierta relación  $\tau$ .

También será necesario que las secciones transversales de los Tanques o Canales donde se muevan las placas real y su modelo tengan la misma relación de semejanza  $\lambda$  que existe entre dichas placas.

espesor despreciable, para que no origine resistencia de forma, moviéndose en un líquido, las fuerzas de rozamiento causadas por la viscosidad del líquido, deberán ser iguales a las fuerzas aceleratrices del movimiento.

En lo que sigue utilizaremos la siguiente notación.

a	b	c	d
Notación del natural y del modelo	Unidades	Relación de semejanza	Fórmulas de similitud
Longitud . . . . L . . I . .	Metro	$\lambda$	$L = \lambda \times I$
Tiempo. . . . . T . . t . .	Segundo	$\tau$	$T = \tau \times t$
Fuerza . . . . . K . . k . .	Kilogramo	$K'$	$K = K' \times k$
Superficie. . . . F . . f . .	Metros <sup>2</sup>	$\lambda^2$	$F = \lambda^2 \times f$
Capacidad. . . . Vol. . vol. .	Metros <sup>3</sup>	$\lambda^3$	$Vol = \lambda^3 \times vol$
Velocidad. . . . V . . v . .	$\frac{\text{Metros}}{\text{Segundo}}$	$\frac{\lambda}{\tau}$	$V = \frac{\lambda}{\tau} \times v$
Aceleración . . . B . . b . .	$\frac{\text{Metros}}{\text{Segundo}^2}$	$\frac{\lambda}{\tau^2}$	$B = \frac{\lambda}{\tau^2} \times b$
Masa. . . . . M . . m . .	$\frac{\text{Kilos} \times \text{Segundo}^2}{\text{Metros}}$	$\frac{K' \times \tau^2}{\lambda}$	$M = \frac{K' \times \tau^2}{\lambda} \times m$
Masa específica . . ( $\rho$ ) . . $\rho$ . .	$\frac{\text{Kilos} \times \text{Segundo}^2}{\text{Metros}^4}$	$\frac{K' \times \tau^2}{\lambda^4}$	$(\rho) = \frac{K' \times \tau^2}{\lambda^4} \times \rho$
Peso específico . . ( $\gamma$ ) . . $\gamma$ . .	$\frac{\text{Kilos}}{\text{Metros}^3}$	$\frac{K'}{\lambda^3}$	$(\gamma) = \frac{K'}{\lambda^3} \times \gamma$
Viscosidad. . . . ( $\eta$ ) . . $\eta$ . .	$\frac{\text{Kilos} \times \text{Segundo}}{\text{Metros}^2}$	$\frac{K' \times \tau}{\lambda^2}$	$(\eta) = \frac{K' \times \tau}{\lambda^2} \times \eta$
Viscosidad cinemática ( $\nu$ ) . . $\nu$ . .	$\frac{\text{Metros}^2}{\text{Segundo}}$	$\frac{\lambda^2}{\tau}$	$(\nu) = \frac{\lambda^2}{\tau} \times \nu$

Si la selección de la relación de semejanza  $\lambda$  está a merced de la persona que haya de realizar las experiencias, a la escala de los tiempos  $\tau$  no le ocurre lo mismo, pues ha de guardar una cierta relación con la escala de tiempos.

La similitud cinemática difiere de la similitud mecánica en que además de requerir trayectorias semejantes de las partículas, estas deben moverse solicitadas por fuerzas que deben estar en determinada relación.

Estas fuerzas estarán definidas, por el producto, masa por aceleración y naturalmente deben ser iguales a las ocasionadas por la viscosidad del líquido cuando les hagan equilibrio. Así por ejemplo, si suponemos una placa de

Teniendo en cuenta los anteriores signos, las fuerzas viscosas que actúan en las correspondientes superficies del natural y del modelo se definirán por las siguientes expresiones:

$$K = (\eta) \frac{dV}{dN} \cdot F \qquad k = \eta \frac{dv}{dn} \cdot f$$

en las que N y n son las longitudes en la normal a las superficies F y f del natural y del modelo.

De las anteriores expresiones se deduce que:



$$K' = \frac{K}{k} = \frac{(\eta) \frac{dV}{dN} \times F}{\eta \frac{dv}{dn} \times f} = \frac{(\eta)}{\eta} \times \frac{\lambda}{\tau \lambda} \times \lambda^2 =$$

$$= \frac{(\eta)}{\eta} \times \frac{\lambda^2}{\tau} \quad (1)$$

Pero por otra parte considerando las fuerzas originadas por aceleración, se tiene

$$K' = \frac{K}{k} = \frac{M \times B}{m \times b} = \frac{(\rho) \times Vol}{\rho \times vol} \times \frac{\lambda}{\tau^2} =$$

$$= \frac{(\rho)}{\rho} \times \lambda^3 \times \frac{\lambda}{\tau^2} = \frac{(\rho)}{\rho} \times \frac{\lambda^4}{\tau^2} \quad (2)$$

De las ecuaciones (1) y (2) deducimos:

$$\frac{(\eta)}{\eta} \times \frac{\lambda^2}{\tau} = \frac{(\rho)}{\rho} \times \frac{\lambda^4}{\tau^2}$$

de donde:

$$\tau = \frac{(\rho)}{(\eta)} \times \frac{\eta}{\rho} \times \lambda^2$$

y poniendo en vez de  $\frac{(\eta)}{(\rho)}$  y  $\frac{\eta}{\rho}$  sus valores  $(\nu)$  y  $\nu$  respectivamente se tendrá:

$$\tau = \frac{\nu}{(\nu)} \times \lambda^2 \quad (3)$$

Esta ecuación puede también expresarse como sigue:

$$\frac{T}{t} = \frac{\frac{L^2}{(\nu)}}{\frac{L^2}{\nu}} \quad (4)$$

Esta ecuación es la que define la ley de los tiempos de Reynolds, y cuando los flúidos en que se mueven el natural y su modelo, son

iguales y están a la misma temperatura, se simplifica, convirtiéndose en la siguiente:

$$\frac{T}{t} = \frac{L^2}{l^2} \quad (5)$$

Para hallar la ley de las velocidades escribiremos la ecuación (3) como sigue:

$$\frac{\lambda}{\tau} \times \lambda \times \frac{\nu}{(\nu)} = 1$$

o poniendo en vez de  $\lambda$  y  $\tau$  sus valores  $\frac{L}{l}$  y  $\frac{T}{t}$  y en vez de  $\frac{L}{T}$  y  $\frac{l}{t}$  sus iguales  $V$  y  $v$  tendremos:

$$\frac{V}{v} \times \frac{L}{l} \times \frac{\nu}{(\nu)} = 1$$

ecuación que también puede escribirse como sigue:

$$\frac{V}{v} = \frac{\frac{(\nu)}{L}}{\frac{\nu}{l}}$$

o bien:

$$\frac{V \times L}{(\nu)} = \frac{v \times l}{\nu} = \Psi \quad (7)$$

Esta expresión nos dice que el cociente de dividir por la viscosidad cinemática, el producto de la velocidad por la longitud, es una cantidad constante que se llama número de Reynolds y se representa por la letra  $\Psi$ . Dicha constante no tiene dimensiones, porque en efecto, las unidades de su numerador y denominador son  $\frac{\text{Metros}^2}{\text{Segundo}}$ .

Para hallar la ley de fuerzas, nos valdremos de la ecuación (2) que escribiremos:

$$K' = \frac{K}{k} = \frac{(\rho)}{\rho} \times \frac{\frac{L^4}{l^4}}{\frac{T^2}{t^2}} = \frac{(\rho)}{\rho} \times \left( \frac{\frac{L^2}{T}}{\frac{l^2}{t}} \right)^2 = \frac{(\rho)}{\rho} \times \frac{(\nu)}{\nu^2}$$



o bien:

$$K' = \frac{(\rho) \times \frac{(\eta)^2}{(\rho)^2}}{\rho \times \frac{\eta^2}{\rho^2}} = \frac{(\eta)^2}{(\rho)} \quad (8)$$

Como los investigadores modernos procuran expresar los resultados de sus experiencias en números sin dimensiones, como el número de Reynolds  $\Psi$ , que define la ley de velocidades en relación con la longitud y viscosidad del líquido, deberemos así mismo buscar la expresión sin dimensiones que defina la ley de fuerzas. Esta expresión será de la forma:

$$\zeta = f(\Psi) \quad (8')$$

La ecuación (2) podemos escribirla como sigue:

$$K' = \frac{K}{k} = \frac{M \cdot B}{m \cdot b} = \frac{(\rho)}{\rho} \times \lambda^2 \times \frac{\lambda^2}{\tau^2} =$$

$$= \frac{(\rho) \times F \times V^2}{\rho \times f \times v^2}$$

De esta expresión, siendo  $\alpha$  una constante se deduce:

$$\frac{K}{(\rho) \times F \times V^2} = \frac{k}{\rho \times f \times v^2} = \alpha$$

De donde:

$$K = \alpha \times (\rho) \times F \times V^2$$

$$k = \alpha \times \rho \times f \times v^2$$

Siendo

$$\frac{F}{f} = \lambda^2 = \frac{L^2}{l^2}$$

se deduce que

$$\frac{F}{L^2} = \frac{f}{l^2}$$

y si designamos por  $\beta$  el valor constante de esta relación, se tendrá

$$F = \beta \times L^2$$

$$f = \beta \times l^2$$

Llevando estos valores a las ecuaciones (10) y designando por  $\varepsilon$  el producto  $\alpha \times \beta$ , se tendrá

$$K = \varepsilon \times (\rho) \times L^2 \times V^2$$

$$k = \varepsilon \times \rho \times l^2 \times v^2$$

Teniendo presente la expresión que define el número de Reynolds, ecuación (7), las que preceden se podrán escribir

$$\left. \begin{aligned} K &= \varepsilon \times (\rho) \times \Psi^2 \times (v)^2 \\ k &= \varepsilon \times \rho \times \Psi^2 \times v^2 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

y si designamos por  $\zeta$  el producto  $\varepsilon \times \Psi^2$ , las anteriores ecuaciones se escribirán

$$\left. \begin{aligned} K &= \zeta \times (\rho) \times (v)^2 \\ k &= \zeta \times \rho \times v^2 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

de donde

$$\zeta = \frac{K}{(\rho) \times (v)^2} = \frac{k}{\rho \times v^2} \quad (13)$$

Siendo  $\zeta$  un número sin dimensiones, que define la ley de fuerzas en relación con el líquido en que ocurre el movimiento.

Las anteriores fórmulas (13), teniendo presente que  $(v) = \frac{(\eta)}{(\rho)}$  y  $v = \frac{\eta}{\rho}$ , se escribirán como sigue.

$$\zeta = \frac{K}{(\rho) \times \frac{(\eta)^2}{(\rho)^2}} = \frac{k}{\rho \times \frac{\eta^2}{\rho^2}} =$$

$$= \frac{K \times (\rho)}{(\eta)^2} = \frac{k \times \rho}{\eta^2} \quad (14)$$

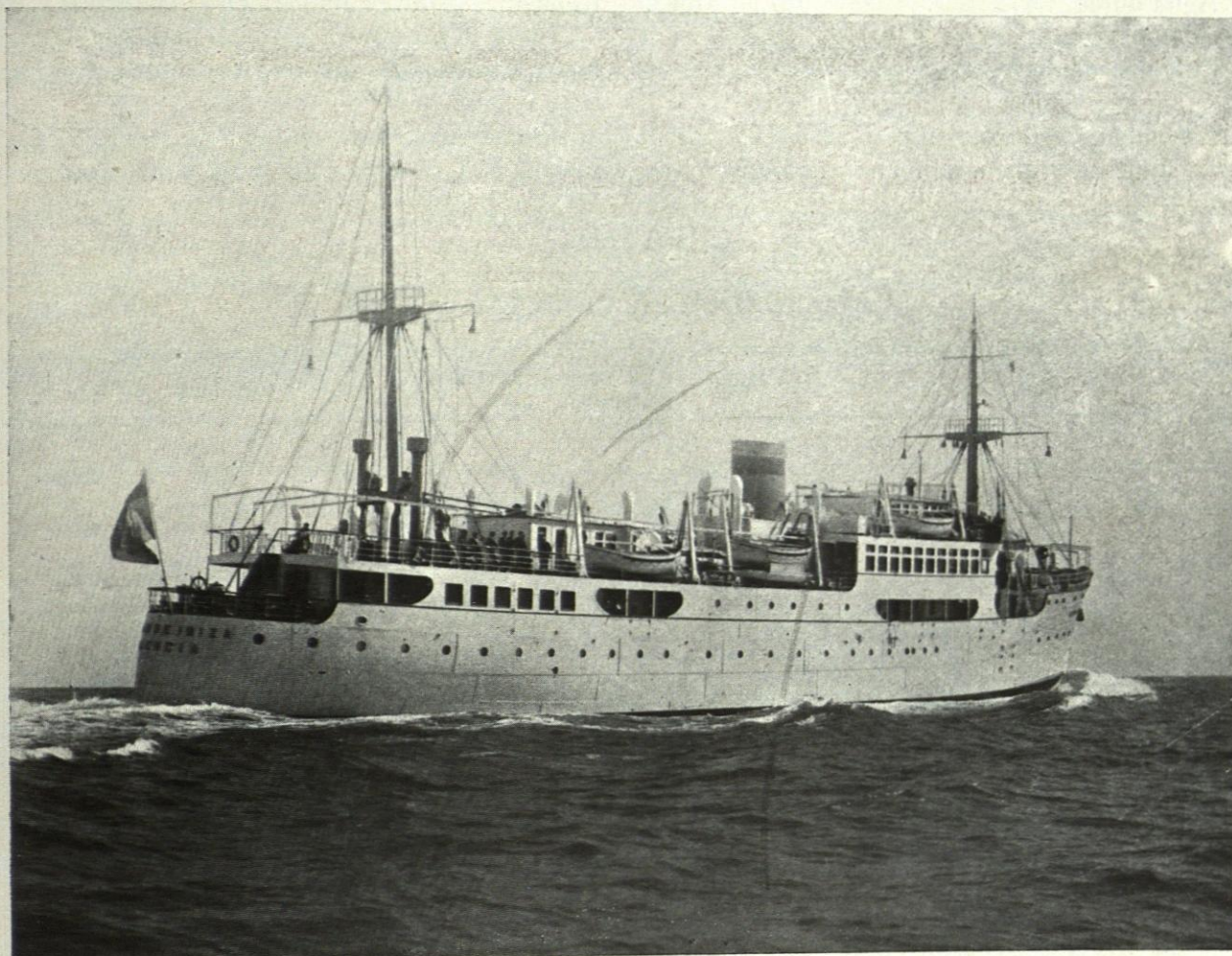


# Los buques a motor "Ciudad de Ibiza" y "Ciudad de Tarragona"

por Enrique Tortosa Ingeniero Naval

Recientemente han sido entregados por la Unión Naval de Levante, a la Compañía Trasmediterránea dos buques gemelos, cons-

Ya en números anteriores de esta revista (1) se ha hablado de estos buques, cuyas características principales son las siguientes:



El «Ciudad de Ibiza» en viaje de pruebas

truidos por aquélla en sus Astilleros de Valencia, y que han sido designados con los nombres de «Ciudad de Ibiza» y «Ciudad de Tarragona».

Eslora entre perpendiculares . . . . .	72 metros
Eslora total . . . . .	75,90 "

(1) Véanse los números de Febrero, Marzo, Abril y Mayo de 1933.



Manga fuera de miembros.	11,14	»
Puntal . . . . .	6,90	»
Calado máximo en carga .	4,20	»
Desplazamiento en carga .	2.292	tons.
Peso muerto . . . . .	810	»
Potencia normal . . . . .	2 × 750	E. H. P.
Potencia máxima . . . . .	2 × 900	»
Velocidad en pruebas (media carga) del «Ciudad de Ibiza» . . . . .	15,01	nudos
Velocidad en pruebas (media carga) del «Ciudad de Tarragona» . . . . .	15,18	»
Volumen de bodegas (grano) . . . . .	1.702	m³
Volumen de bodegas (carga general) . . . . .	1.509	»
Agua dulce . . . . .	187,5	tons.
Combustible . . . . .	64,2	»
Combustible de reserva en tanques del doble fondo	46,4	»
Tonelaje de arqueo, bruto .	2.034,05	»
Tonelaje de arqueo, neto .	1.057,65	»

na 22 y están subdivididos en varios tanques, cuya disposición puede verse en el plano general, (1) y que están destinados a lastre, combustible de reserva y lubricante de servicio y reserva. Las capacidades de estos tanques del doble fondo se detallan en el cuadro I.

Están divididos en su longitud por medio de mamparos estancos transversales situados en las cuadernas 5, 35, 61, 91 y 110.

Tiene tres cubiertas corridas, castillo, ciudadela y puente de mando.

Para la carga dispone de tres amplias bodegas, situadas dos a proa y una a popa. Todas ellas están servidas por plumas y chigres, los cuales como toda la maquinaria de cubierta, son eléctricos, de tres toneladas de fuerza, tipo «Asea» y sus capacidades como la de sus entrepuentes están resumidas en el cuadro II.

Lleva cabrestantes para el manejo de los botes, y otros dos de tres toneladas a popa para el manejo de las estachas.

Cada buque lleva alojamientos para 37 pasajeros de I, 40 de II y 28 de III y 47 tripulan-

CUADRO I  
CAPACIDADES EN EL DOBLE FONDO

TANQUES	Cuad.	N.º de tanques	m³ por tanque	m³ total	Densidad	Tons.
I de lastre.	22 - 36	1	28,5	28,5	1,026	29,2
II de combustible.	36 - 54	2	27,3	54,6	0,85	46,4
III de lubricante.	43 - 51	2	3,54	7,08	0,90	6,3
IV id. reserva	51 - 54	2	3,13	6,26	0,90	5,6
V cofferdam.	54 - 56	1	8,5	8,5		8,5
VI de lastre.	56 - 74	2	37,0	74,0	1,026	75,9
VII id.	74 - 92	2	29,3	58,6	1,026	60,1
VIII id.	92-110	1	28,9	28,9	1,026	29,6
Total . . . .			166,17	2.644		261,6

*Descripción general.*—Son buques mixtos de carga y pasaje, de dos hélices, popa de crucero. Han sido construidos para obtener la más alta clasificación del Bureau Veritas en cuya sociedad están registrados.

Tienen doble fondo corrido de proa a popa, desde el mamparo de colisión hasta la cuader-

tes, además, está habilitado para poder llevar pasaje de III en cubierta, ya que las travesías a que se dedica son de corta duración.

El pasaje de I cuenta para su acomodo con 4 camarotes de lujo individuales, situados en la cubierta principal, 9 de dos pasajeros, con

(1) Véase INGENIERIA NAVAL febrero, 1933.

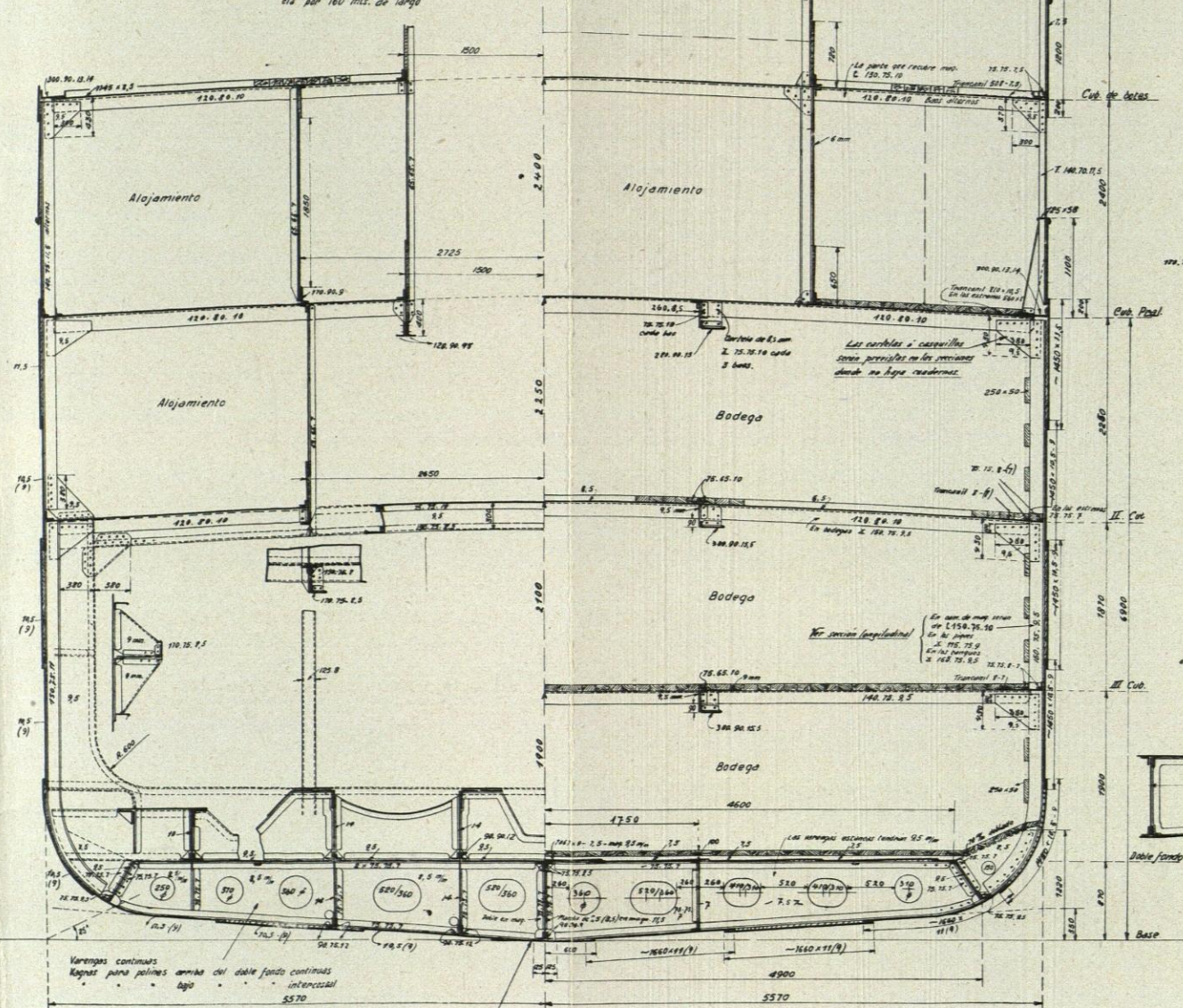


$L = 79 \text{ mcs}$   
 $B = 11.14$   
 $C = 6.90$   
 $T = 3.80$   
 $\frac{T}{L} = 0.55$   
 $M = 1.87 N \cdot 2775$      $K = 0.975$   
 $M_1 L_1 = K_1 L_1^2 \left( \frac{L_1^2 M_1^2}{L_1^2 C} - Q_2^2 \right) = 650 B$      $K_1 = 0.0121$   
 $M_2 L_2 = L_2 (300 - 1290)$   
 $NT = 0.15 C + (1/T + 0.118 M^2 + 1.22 = 754$   
 $NA = L_1 B C \cdot \frac{2}{3} + \frac{5}{6} = 6669$   
 BRIDGE ON CURVED RADIUS 230 mm.  
 $M_1 T_1 = B \cdot K_2 C = 1732$      $K_2 = 0.798$

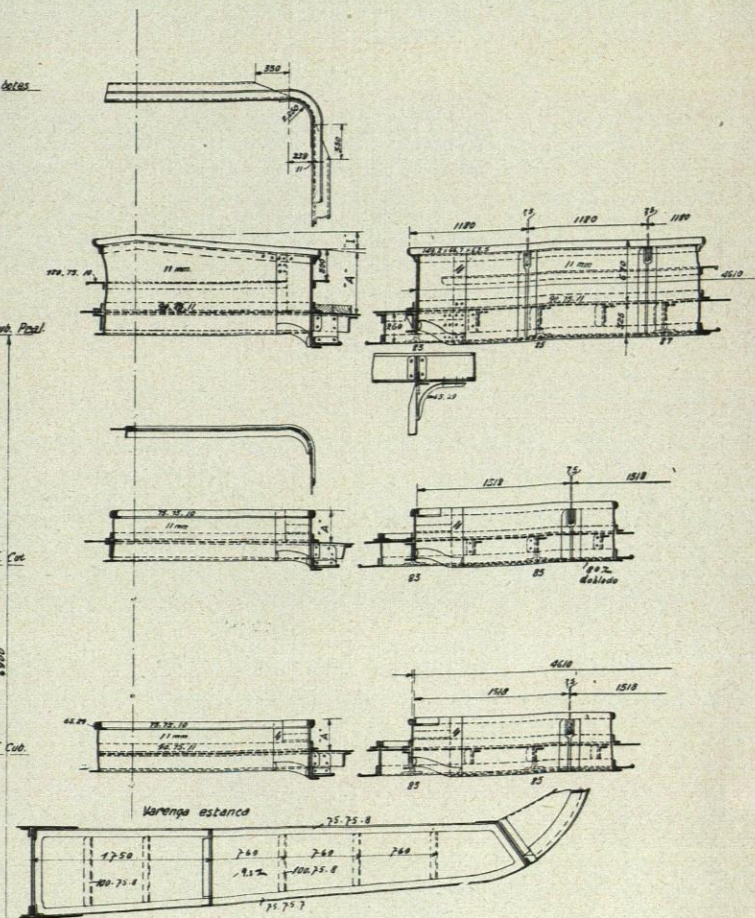
- Espigas 3 anillos sin copo 2 de 1775 Kg; 1 de 1775 Kg
- 1 anillo aspa con copo de 560 kg
- 440 mts de alambres con contrate de 45 mm y paso mínimo de 18000 kg
- Cables de remolque 1 de acero de 105 mm de circunferencia y 160 mts de largo
- de sacos 1 de acero de 88 mm de circunferencia y 160 mts de largo
- de alambre 3 cables de acero galvanizado de 54 mm de circunferencia y 160 mts de largo cada uno

**O BIEN:**

- Cables de remolque 1 cable de alambre de 305 mm de circunferencia por 160 mts de largo
- de sacos 1 de alambre de 241 mm de circunferencia por 160 mts. de largo
- de alambre 3 de alambre de 165 mm de circunferencia por 160 mts. de largo



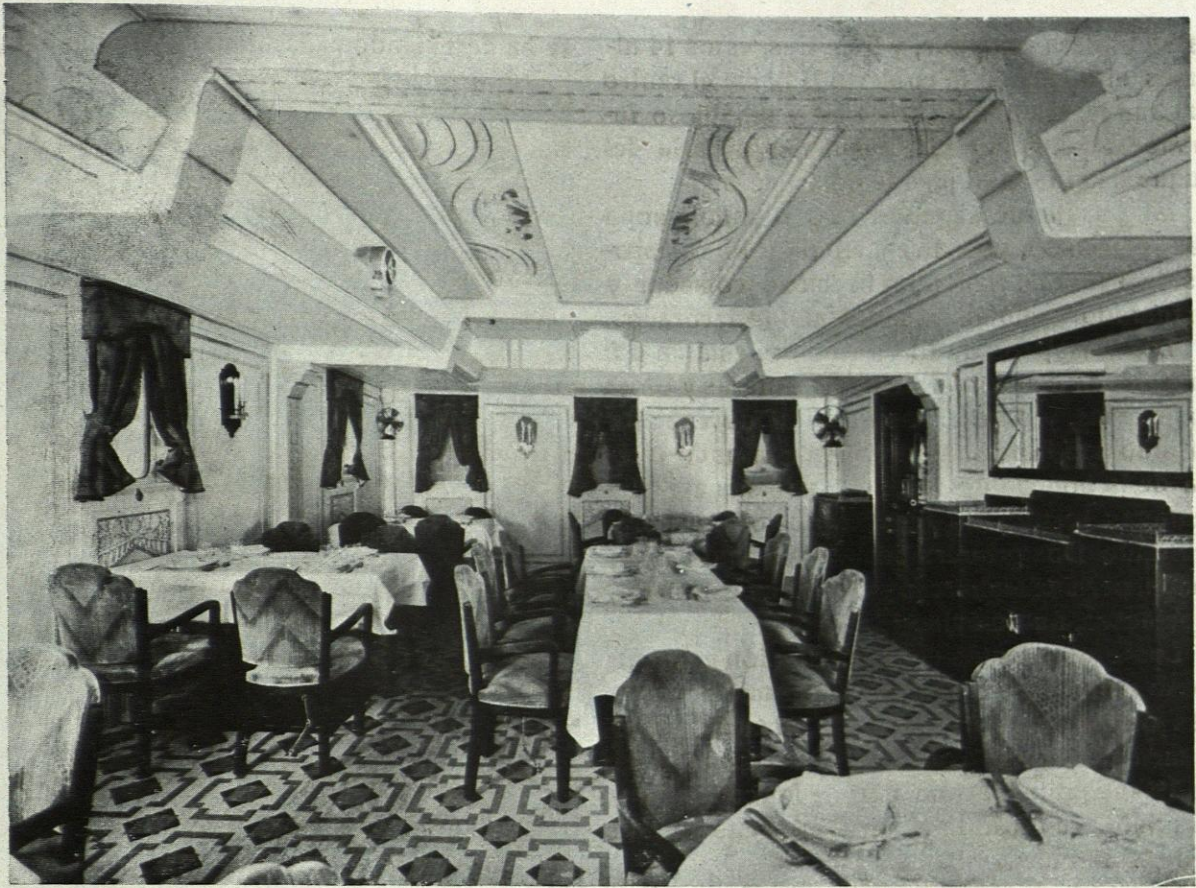
*A Altra T.	en la cuberta	Cuberta 2 <sup>a</sup>	Ampla de la escollida	I <sup>o</sup> Inclinió transversal
460	en de braços	18 hastes 23	3000 mm	I = 150 mm
460	" principal	" " "	" "	paralela cos braços
610	" "	23 " - 90°	3500 mm	I = 175 mm
300	" II	" " "	" "	paralela cos braços
300	" III	" " "	" "	" - cuberta
610	" de castella	97 - 142	2500 mm	I = 125 mm
300	" II	" " "	" "	paralela cos braços
300	" III	" " "	" "	" - cuberta



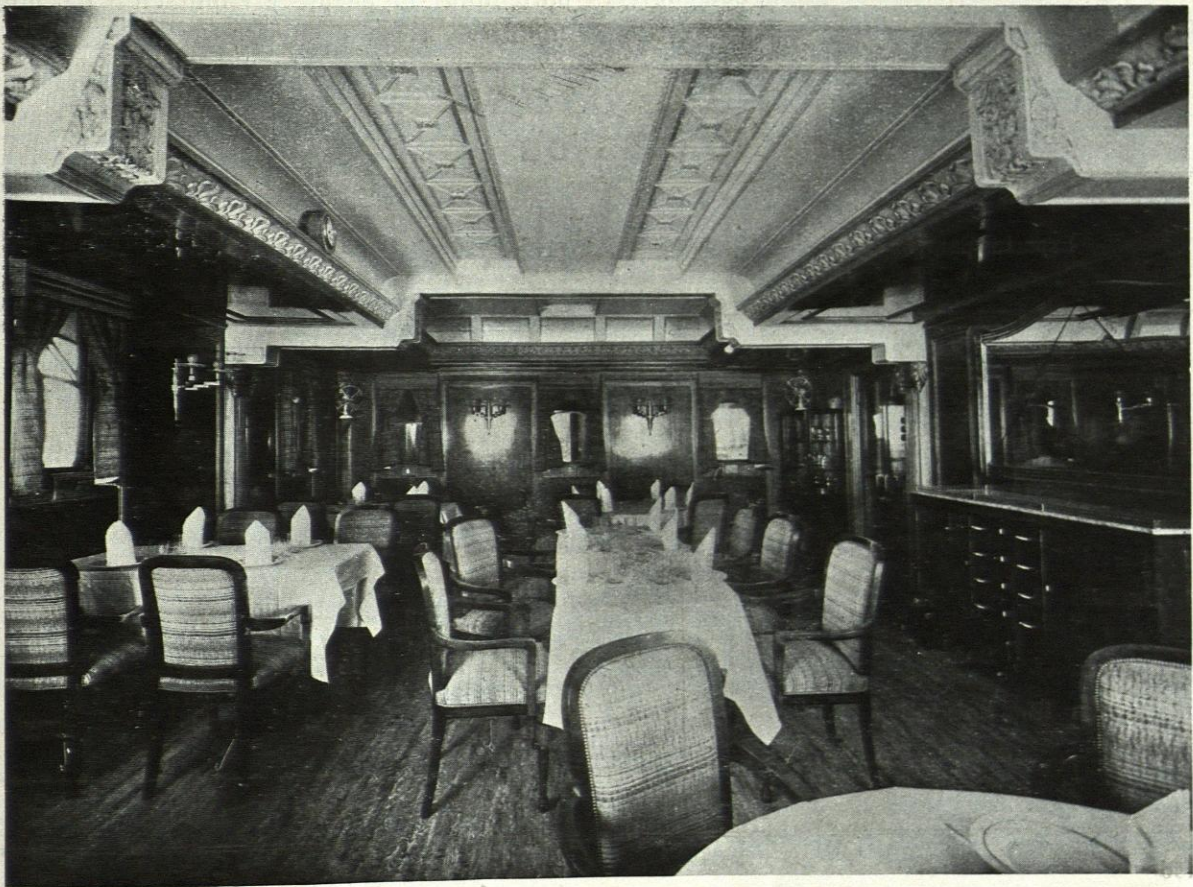








Comedor de I clase del «Ciudad de Ibiza»



Comedor de I clase del «Ciudad de Tarragona»



cama y litera rebatible, y 5 de tres, estos 14 últimos situados en la cubierta II hacia el centro del buque. Un amplio comedor y un lujoso fumador así como el hall completan la parte del buque destinada al pasaje de primera.

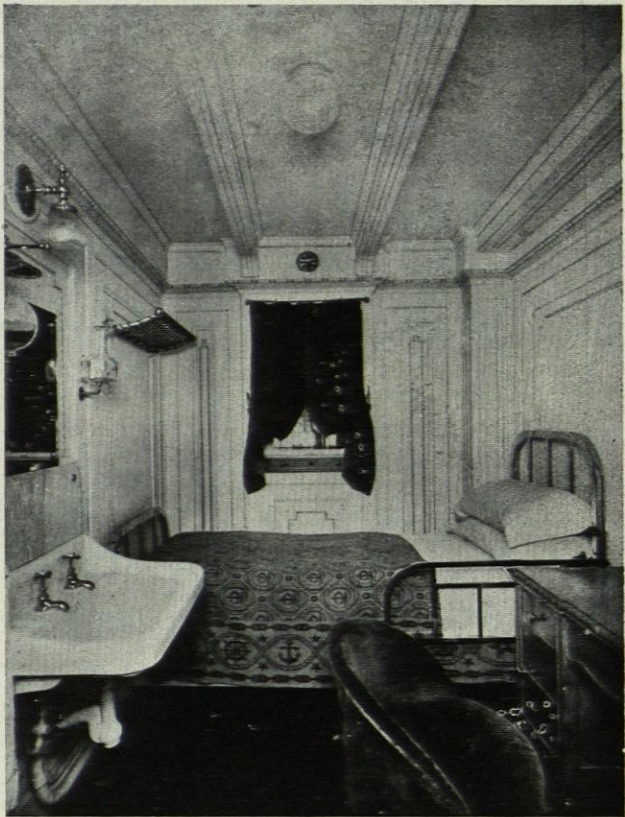
El pasaje de segunda está situado a popa del de primera, y está repartido en 10 camarotes de 4 literas, tienen un hermoso comedor y un fumador también esmeradamente decorados.

Los pasajeros de III en cámara, están a popa y tienen dos camarotes con 8 literas y otros dos de seis, y para el pasaje de III de cubierta ha sido habilitado el entrepuente situado encima de la bodega de popa, que con sus amplias ventanas resulta un lugar espacioso, claro y ventilado. Dos grandes portalones, uno a cada banda, permite embarcar y estivar en este lugar, si se desea, automóviles.

Los alojamientos de la tripulación están en consonancia con el resto de alojamientos que más arriba hemos enumerado, siendo dignos de mencionarse el camarote del capitán y el del 1º maquinista, cada uno de los cuales además del dormitorio tienen un despacho y cuarto de baño independiente.

Como puede observarse por las fotografías que ilustran este artículo, toda la parte de alojamientos como la de fumadores, comedores, etc., han sido decoradas con gran esmero, y no

se ha descuidado ni escatimado ningún detalle



Camarote individual de I clase para dotar al pasaje y tripulación del lujo y confort máximo.

CUADRO II  
CAPACIDADES DE BODEGAS

Espacios para la carga		Cuad.	Carga en grano		Carga en general	
			m³	pies³	m³	pies³
Escotilla I	Entrepuerto I	91 - 104	169	5968	150	5296
	Id II	91 - 107	144	5084	125	4413
	Bodega I	91 - 107	127	4484	109	3849
Escotilla II	Entrepuerto	73 - 91	270	9533	243	8580
	Id.	66 - 91	314	11087	281	9922
	Bodega	66 - 91	294	10382	261	9215
Escotilla III	Bodega	5 - 35	384	13559	340	12005
Total . . . .			1702	60097	1509	53282





Fumador de I clase del «Ciudad de Ibiza»



Fumador de I clase del «Ciudad de Tarragona»

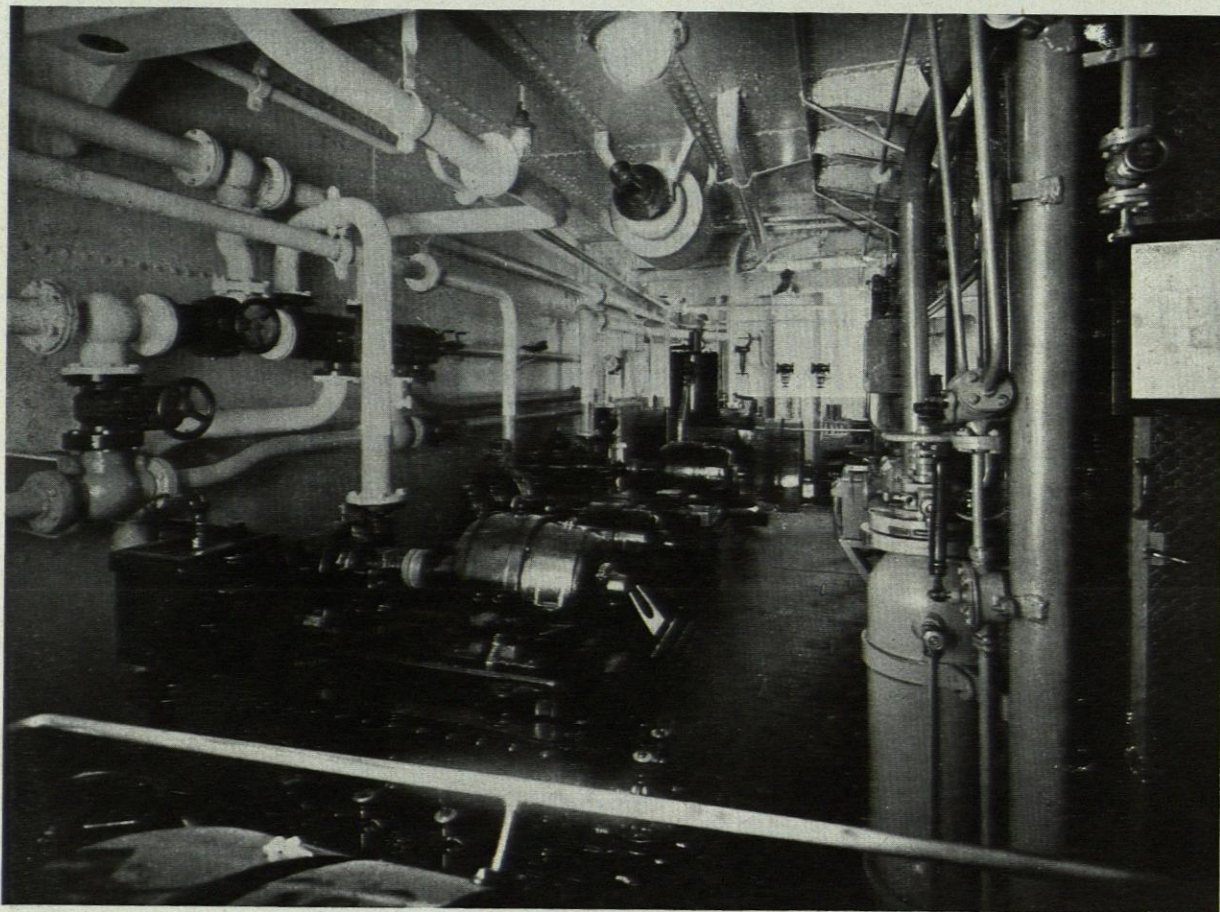


**Máquinas principales.**—Aunque ya en números anteriores de esta revista, dos artículos interesantes y detallados de nuestro compañero D. Julio de la Cierva han dado a conocer todos los detalles y características de la maquinaria principal y auxiliar, creo conveniente poner a continuación un breve resumen de las características más importantes:

Cada buque está propulsado por dos motores Diesel de 6 cilindros, cuatro tiempos, sim-

cilindros, cuatro tiempos, inyección directa, simple efecto, de 113 E.H.P. a 428 r. p. m., también tipo Krupp y que llevan acoplados también un compresor para el aire de arranque. La otra dinamo de 42 kw. está movida por un motor de dos tiempos, simple efecto, tres cilindros, inyección directa, de 62 E.H.P., a 500 r. p. m. del tipo Modaag Krupp.

Todas las bombas y aparatos auxiliares, así como el evaporador, etc., son eléctricos por lo



Otra vista de la cámara de motores

ple efecto, inyección directa, directamente reversibles, de 750 E.H.P. a 210 r. p. m. construidos por la casa Krupp.

Llevan directamente acoplada la bomba de refrigeración y la de aceite lubricante. Formando cuerpo con el motor está la chumacera de empuje tipo Michel.

Durante las pruebas estos motores han demostrado una gran seguridad en su funcionamiento y gran rapidez en las maniobras.

**Máquinas auxiliares.**—La planta eléctrica está alimentada por 3 dínamos, dos de ellas de 75 kw. movidas cada una por un Diesel de tres

que la planta eléctrica de este buque es muy extensa.

Una red de teléfonos, cuenta-revoluciones eléctricos a distancia con repetidores en el puente, camarote del 1<sup>er</sup> maquinista y cámara de máquinas, indicador de posición del timón, etc., etc., completan la moderna instalación de los buques.

El éxito que coronó las pruebas de uno y otro buque, así como el perfecto funcionamiento del mismo durante el tiempo que llevan navegando es un motivo más de satisfacción para la industria naval española.



# Nuevo método de comparación de potencias de buques<sup>(1)</sup>

por Ramón Zubiaga Ingeniero Naval (Newcastle-on-Tyne)

(Continuación)

*Una fórmula completa de fricción de apéndices y del aire.*—Teniendo en cuenta la fórmula de fricción deducida de los experimentos de Froude, hallando, como hemos visto, el efecto de la temperatura, principalmente de los experimentos de Lamb; modificando los coeficientes, tal como hemos explicado al hablar del efecto de la aspereza, con otros experimentos además de los de Froude, principalmente del gráfico de Schoenherr donde se puede comparar todos los experimentos hechos hasta ahora, y reuniendo todas las resistencias que hemos analizado: protuberancias, apéndices, y aire en la misma fórmula, esta la escribiremos así:

$$\frac{R_f}{\delta \cdot A \cdot V^2} = \left(1 + \frac{B}{L}\right) \left(0,0136 \cdot \gamma \cdot \frac{L^{1/5}}{V} + \frac{0,05 + 0,0008 \cdot t + 0,0002 \cdot d}{L^{1/5}}\right) \quad (14)$$

$R_f$  = Resistencia de fricción de carenas de acero (con solapes y remaches) en Kg.

$\delta$  = Densidad del agua en Kgs./dem<sup>3</sup>.

$A$  = Superficie mojada, sin apéndices, en m<sup>2</sup>.

$V$  = Velocidad en nudos.

$B$  = Manga fuera de miembros en m.

$L$  = Eslora en la flotación en m.

$\gamma$  = Módulo de viscosidad en m<sup>2</sup>/seg. 10<sup>6</sup>; bastan los siguientes valores, para 10° C:  $\gamma = 1,31$ ; para 15° C:  $\gamma = 1,14$ ; para 20° C:  $\gamma = 1,01$ .

$t$  = Espesor medio de los solapes en m/m.

$d$  = Número de días desde que el buque limpió fondos.

Para modelos de parafina o carenas muy lisas la fórmula anterior se reduce a.

$$\frac{R'_f}{\delta \cdot A \cdot V^2} = \left(1 + \frac{B}{L}\right) \left(0,013 \cdot \gamma \cdot \frac{L^{1/5}}{V} + \frac{0,0445}{L^{1/5}}\right) \quad (15)$$

Para una plancha rectangular de espesor constante se sustituye  $\frac{B}{L}$  por:  $1,11 \frac{\text{espesor}}{\text{longitud}}$ .

Para que la fórmula (14) nos de además de la resistencia de fricción la resistencia de apéndices (timón, codaste, quillas de balance y arbotantes o hinchamientos) y la resistencia del aire de buques normales, sustituimos la constante 0,05 por 0,055 para buques de una hélice, por 0,057 para buques de dos hélices con arbotantes en A, por 0,059 para buques de dos hélices con hinchamientos del forro que cubren por completo los ejes, también 0,059 para buques de más de dos hélices. Naturalmente que, como ya hemos explicado, estas constantes para apéndices y aire no son más que aproximaciones, que, más bien exageran un poco la resistencia de apéndices, sobre todo si estos están bien dispuestos y bien perfilados como es ya frecuente en buques modernos.

En la tabla núm. 1 comparo los resultados de mis fórmulas de fricción (14) y (15) con las principales fórmulas que hoy se conocen, la comparación se hace para esloras entre 5 y 200 mts., ajustándose las velocidades a dos números de Froude:  $\frac{V^2}{L} = 1$  y 4, que se mantienen constantes para todas las esloras siendo así la

(1) Por dificultades litográficas hemos sustituido los símbolos usuales de las constantes de Froude por (C) (K) (M) etc.



TABLA NÚM. 1  
Tabla de Comparación de las Fórmulas de Fricción para superficies planas

Se dan las resistencias específicas de fricción  $\frac{R_f}{\delta \cdot A \cdot V^2}$  para esloras de 5 a 200 metros y para dos números de Froude:  $\frac{V^2}{L} = 1$ ,  $\frac{V^2}{L} = 4$ , a una temperatura de 15° C ( $\gamma = 1,14$ ), menos en la fórmula núm. 14 que se ha calculado a 12° C.  
Las fórmulas están expresadas:  $R_f =$  Kilogramos,  $\delta =$  Kgs./ $\text{dc}^2$ ;  $A =$  metros cuadrados;  $V =$  nudos;  $L =$  metros;  $\gamma = (\text{m}^2/\text{seg}) \times 16^6$   
En las fórmulas núm. 8, 11 y 14 se asume que para  $L = 25$  m;  $t = 6$  m/m;  $L = 50$  m;  $t = 10$  m/m;  $L = 100$  m;  $t = 13$  m/m;  
 $L = 200$  m;  $t = 21$  m/m.

N.º	Autor	Fórmula: $\frac{R_f}{\delta \cdot A \cdot V^2} =$	Superficie	5 m. = 16,42'		25 m. = 82,1'		50 m. = 164,2'		100 m. = 328,1'		200 m. = 656,2'	
				2,236 nds.	4,472 nds.	5,00 nds.	10,00 nds.	7,071 nds.	14,142 nds.	10,00 nds.	20,00 nds.	14,142 nds.	28,284 nds.
1	Froude	$f \times V^{-0,06}$	Parafina	0,04106	0,03939	—	—	—	—	—	—	—	—
2	Geber	$0,0537 \left(\frac{\gamma}{VL}\right)^{1/8}$	»	0,04036	0,03701	0,02993	0,02737	0,02621	0,02409	0,02302	0,02110	0,02040	0,01853
3	Telfer	$0,01615 + 0,0635 \left(\frac{\gamma}{VL}\right)^{1/3}$	»	0,04581	0,03969	0,02941	0,02667	0,02553	0,02359	0,02278	0,02142	0,02084	0,01987
4	»	$0,01615 + 0,059 \left(\frac{\gamma}{VL}\right)^{1/3}$	»	0,04370	0,03801	0,02747	0,02592	0,02485	0,02306	0,02231	0,02104	0,02050	0,01961
5	Schoenherr	$0,01073 + 0,0565 \left(\frac{\gamma}{VL}\right)^{0,2257}$	»	0,04349	0,03892	0,02973	0,02738	0,02578	0,02361	0,02262	0,02090	0,02016	0,01878
6	Zubiaga	$0,013 \cdot \gamma \cdot \frac{L^{1/5}}{V} + \frac{0,0445}{L^{1/5}}$	»	0,04143	0,03685	0,02909	0,02621	0,02589	0,02360	0,02143	0,01957	0,01844	0,01693
7	»	$0,0136 \cdot \gamma \cdot \frac{L^{1/5}}{V} + \frac{0,05}{L^{1/5}}$	Acero pintado	0,04582	0,04101	0,03216	0,02902	0,02765	0,02524	0,02379	0,02184	0,02048	0,01889
8	»	$\frac{0,008 \cdot f}{L^{1/5}} + \frac{0,05}{L^{1/5}}$	con solapes y remaches	—	—	0,03472	0,03176	0,03132	0,02891	0,02791	0,02596	0,02635	0,02476
9	Froude	$f \times V^{-0,175}$	»	—	—	0,03341	0,02956	0,03048	0,02697	0,02819	0,02503	0,02600	0,02303
10	Tideman	$f \times V^{-0,1493} \quad f \times V^{-0,171}$	»	0,04623	0,04160	0,03514	0,03122	0,03237	0,02874	0,02945	0,02615	0,02714	0,02409
11	W.W. Smith	$0,01073 + 0,0565 \left(\frac{\gamma}{VL}\right)^{0,2257} + r$	»	—	—	0,03388	0,03153	0,03035	0,02818	0,02733	0,02561	0,02677	0,02539
12	Kempf	$0,0293 + 0,0251 \left(\frac{\gamma}{VL}\right)^{0,348}$	»	0,03621	0,03408	0,03120	0,03061	0,03039	0,03005	0,02992	0,02973	0,02966	0,02955
13	»	$0,01455 + 0,0677 \left(\frac{\gamma}{VL}\right)^{1/5}$	»	0,05625	0,05085	0,03998	0,03695	0,03545	0,03275	0,03155	0,02935	0,02835	0,02656
14	Zubiaga	$\frac{0,017 L^{1/5}}{V} + \frac{0,055 + 0,0008 \cdot t}{L^{1/5}}$	Fricción + apéndices + aire (A 12° C)	—	—	0,03787	0,03464	0,03405	0,03142	0,03028	0,02815	0,02835	0,02663



comparación el mismo cálculo que se usa de ordinario en la deducción de resistencia de buques simétricos. Se puede apreciar que para superficies de parafina mi fórmula (15), núm. 6 de la tabla, da resultados un poco menores que la de Froude (parafina) y que la de Geber, esto es porque en la fórmula de Geber no se corrigió del todo el efecto de la superficie, un poco áspera, del espesor de las planchas y quizá tampoco de los remolinos del borde inferior, para modelos hay muy poca diferencia en las dos fórmulas; y porque en el modo de variar con respecto a la eslora mi fórmula se compara aun mejor que con la de Geber con las más recientes de Telfer y Schoenherr, pero estas dan resultados exagerados para superficies completamente lisas, estos resultados se encuentran entre los de mi fórmula (15) de parafina y mi fórmula (7) que deduje directamente de los experimentos de Froude, representando, esta fórmula, superficies lisas bien pintadas, sin pulir.

Para superficies de acero pintadas al estilo Astillero y con solapes costuras y cabezas de remaches, mi fórmula (14); sustituyendo:  $t$ , por el espesor corriente en cada eslora, da resultados entre las de Froude y Tideman, es de notar que estas dos fórmulas se dedujeron para carenas sin solapes, pero más tarde, se vió que sus resultados eran buenos para buques con solapes, mi fórmula dá también resultados muy parecidos a la nueva fórmula de W. W. Smith que usa como base la fórmula de Schoenherr de superficies lisas y le añade un «factor de aspereza» («roughness factor») que varía como la raíz cuadrada del espesor de los solapes; pero esto es contrario a las leyes de resistencia remolinante, porque está claro que en la carena de un buque el número de solapes y cabezas de remache es proporcional al área de la superficie mojada, y, por tanto, el área transversal de las protuberancias que causan remolinos debe considerarse proporcional a  $t \times A$ , como lo hago en mi fórmula, y no a  $t^{1/2} \times A$  como en la fórmula de W. W. Smith. Es muy probable que W. W. se haya visto precisado a usar de este absurdo porque su «factor aspereza» permanece indiferente a la eslora, así:

$$r = \frac{R}{\delta \cdot A \cdot V^2} = t^{1/2} \times \text{Constante}$$

y recordando que para buques pequeños podemos aproximadamente escribir:

$$t = L^{1/2} \times \text{constante, tendremos:}$$

$$r = \frac{R}{\delta \cdot A \cdot V^2} = L^{0.25} \cdot \text{Constante}$$

Para buques mayores se aproxima más usando  $t = L \times \text{Constante}$ ; y el factor de W. W. Smith se convierte en  $r = L^{0.5} \times \text{Constante}$ ; comparemos estas deducciones con mi fórmula (11),

$$r = \frac{R}{\delta \cdot A \cdot V^2} = \frac{t}{L^{1/5}} \times \text{Constante.}$$

Sustituyendo los valores aproximados de  $t$  en función de  $L$ , obtenemos:  $r = L^{0.3} \times \text{Constante}$ , y  $r = L^{0.8} \times \text{Constante}$ . Es decir que se explica que la fórmula de W. W. Smith a pesar de no tener base teórica, de resultados semejantes a la mía para espesores corrientes.

Las fórmulas de Kempf dan resultados demasiado grandes para buques con carenas limpias, como Kempf dedujo en parte estas fórmulas de experimentos en planchas sobre carenas de buques no es extraña esta exageración, es de notar que mi fórmula (14) usando de constante 0,055 en vez de 0,05 da resultados como las de Kempf y esto aproximadamente, supone:  $\frac{0,055 - 0,05}{0,0002} = 25$  días sin limpiar fondos; pero diferencias de esta importancia en la resistencia de fricción se puede encontrar solo en el modo de rascar y pintar la superficie, pues ya se sabe que en buques viejos aumenta la resistencia de fricción.

Todas estas fórmulas, excepto la de Telfer núm. 4 y las mías, solo sirven para superficies planas y hay que usar algún porcentaje aproximado de aumento de resistencia de fricción por curvatura de la carena del buque. Como se vé mi fórmula es la única completa que calcula por si sola los efectos de curvatura, temperatura y protuberancias, aproximando también la resistencia de apéndices, de aire y de suciedad de la superficie mojada.



Relación entre el coeficiente  $Z_f = \frac{P_f}{D \cdot V} \times 100$

y la eslora, en buques simétricos, y separación de la viscosidad y la densidad en las fórmulas de fricción

En este análisis, que abarca prácticamente todas las fórmulas de fricción, hallamos las fracciones de resistencia de viscosidad y densidad en estas fórmulas y su relación con el número de Froude. Este análisis resulta utilísimo para comparar todas las fórmulas de fricción y elegir una que sirva de «standard» para reducir a una misma eslora los resultados de modelos haciendo así posible la comparación de diversas formas de carenas.

Al analizar los experimentos de Froude con planchas lo hice con la idea de encontrar las constantes  $K_v$ ,  $K_e$  de la ecuación:

$$R_f = K_v \cdot \mu \cdot (l \cdot v) + K_e \cdot \delta \cdot (l \cdot v)^2$$

pero hemos visto que estos valores no eran constantes siendo más bien coeficientes que dependen de la eslora, así, de la ecuación (8):

$$K_v = K_1 \cdot L^{6/5}; K_e = K_2 \cdot L^{-1/5}$$

Es interesante sin embargo remarcar que de toda esta investigación resulta patente que el coeficiente  $K_v$  corresponde exclusivamente a la viscosidad y el coeficiente  $K_e$  a la densidad.

Ahora como para una eslora determinada,  $K_v$ ,  $K_e$ , son constantes encontraré la proporción de resistencia viscosa y de densidad que entra en la fricción a cada eslora.

Analicemos primero las fórmulas de fricción de tipo empírico  $R_f = f \cdot A \cdot V^n$ ; en estas fórmulas, como son las de Froude, Tideman, Baker, etc., el coeficiente de fricción disminuye con la eslora, pero, como se han calculado estos coeficientes asumiendo que la fricción por unidad de área no varía después de los primeros 15 metros, los resultados, a mayores esloras, son exagerados para superficies lisas. Para esloras de buques el coeficiente varía poco, así entre 50 metros y 200 el coeficiente «f» solo disminuye 4 %.

El coeficiente «f» podemos representarlo por la siguiente fórmula:

$$f = \text{Constante} \times L^{-y}$$

y en buques simétricos, al mismo número de Froude escribiremos:

$$\begin{aligned} R_f &= f \cdot A \cdot V^n = K \cdot L^{2-y} \cdot V^n = \\ &= K' \cdot F^{n/2} \cdot L^{2-y+\frac{n}{2}} \end{aligned} \quad (16)$$

$$\frac{Z_f}{Z_f'} = \frac{\frac{R_f}{\delta_s L^3}}{\frac{R_f'}{\delta_m L^3}} = \left(\frac{l}{L}\right)^{1+y-\frac{n}{2}} = \left(\frac{l}{L}\right)^q = \left(\frac{v}{V}\right)^{2q} \quad (17)$$

En esta ecuación como  $f$ , es proporcional a la densidad no escribimos  $\frac{\delta_m}{\delta_s}$ , pues se elimina con  $\frac{\delta_s}{\delta_m}$ .

El exponente  $q = 1 + y - \frac{n}{2}$ , nos da la relación entre la resistencia de fricción por tonelada y la eslora.

De las ecuaciones (1) y (16) podemos escribir:

$$\begin{aligned} R_f &= K_v \cdot \mu \cdot F^{1/2} \cdot L^{3/2} + K_e \cdot \delta \cdot F \cdot L^3 = \\ &= K \cdot F^{n/2} \cdot L^{3-q} \end{aligned}$$

y poniendo:

$$K_v \cdot \mu \cdot F^{1/2} = a$$

$$K_e \cdot \delta \cdot F = b$$

$$K \cdot F^{n/2} = c$$

tenemos:

$$\begin{aligned} \frac{d R_f}{d L} &= 3/2 \cdot a \cdot L^{1/2} + 3 \cdot b \cdot L^2 = \\ &= (3 - q) \cdot \frac{R_v + R_e}{L} \end{aligned}$$



y por tanto:

$$\frac{R_v}{R_f} = \frac{2}{3} q; \quad \frac{R_e}{R_f} = 1 - \frac{2}{3} q \quad (18)$$

La expresión (18) nos da las fracciones de resistencia viscosa y remolinante en la fricción.

Ahora analizaremos las fórmulas de fricción basadas en el número de Reynolds, como la de Geber, Baker y otros; así:

$$\frac{R_f}{\delta \cdot A \cdot V^2} = \text{Constante} \cdot \left( \frac{\gamma}{V L} \right)^m$$

Comparando esta fórmula con la (16) vemos que  $m = y$ ;  $2 - m = n$ , suponiendo que el módulo de viscosidad es constante. Por tanto tendremos:

$$q = \frac{3}{2} m; \quad \frac{R_v}{R_f} = m; \quad \frac{R_e}{R_f} = 1 - m$$

y también para el mismo número de Froude:

$$\begin{aligned} \frac{Z_f}{z_f} &= \frac{\frac{R_f}{\delta_s \cdot A \cdot L}}{\frac{r_f}{\delta_m \cdot a \cdot l}} = \left( \frac{\gamma_s}{\gamma_m} \right)^m \cdot \left( \frac{V \cdot l}{V \cdot L} \right)^m = \\ &= \left( \frac{\gamma_s}{\gamma_m} \right)^{\frac{2}{3} q} \left( \frac{l}{L} \right)^q = \left( \frac{\gamma_s}{\gamma_m} \right)^{\frac{2}{3} q} \left( \frac{V}{V} \right)^q \end{aligned} \quad (19)$$

compárese con la ecuación (3), recordando que:

$$q = 3.2 m = \frac{3}{2} \frac{R_v}{R_f}$$

Ahora, las fórmulas modernas de resistencia de fricción, las de Kempf, Telfer y Schoenherr, en las cuales además del número de Reynolds hay un término de resistencia puramente remolinante, se pueden escribir:

$$\frac{R_f}{\delta A V^2} = K_1 \cdot \left( \frac{\gamma}{V L} \right)^y + K_2$$

donde  $K_1$  y  $K_2$  son constantes y poniendo:

$$a = K_1 \cdot \delta \cdot \gamma^y \cdot L^{-2} \cdot A$$

$$b = K_2 \cdot \delta \cdot L^{-2} \cdot A$$

donde «a» y «b» son constantes para buques simétricos, conservando  $\delta$ ,  $\gamma$  constantes, podemos escribir:

$$R_f = a (V \cdot L)^{2-y} + b (V \cdot L)^2 = K \cdot (V \cdot L)^p$$

por comparación con la fórmula de fricción anterior se deduce que:

$$p = 2 - m$$

diferenciando  $R_f$  con respecto a  $(V \cdot L)$  para hallar el exponente  $p$

$$\begin{aligned} \frac{d R_f}{d (V L)} &= (2 - y) \cdot a \cdot (V L)^{1-y} + 2 \cdot b \cdot (V L) = \\ &= p \cdot K \cdot (V L)^{p-1} = p \frac{R_f}{V L} \end{aligned}$$

de donde:

$$\frac{2 - y + 2 \frac{b}{a} (V \cdot L)^y}{1 + \frac{b}{a} (V \cdot L)^y}$$

y la fracción de resistencia viscosa será:

$$\frac{R_v}{R_f} = m = 2 - p = \frac{y}{1 + \frac{K_2}{K_1} \left( \frac{V L}{\gamma} \right)^y} \quad (20)$$

Analizando ahora mi fórmula de fricción:

$$R_f = K_1 \cdot \mu \cdot A \cdot L^{1/5} \cdot V + K_2 \cdot \delta \cdot A \cdot L^{1/5} \cdot V^2$$

sustituyendo para buques simétricos

$$a = K_1 \cdot \mu \cdot L^{-2} \cdot A \cdot F^{1/2}$$



$$b = K_2 \cdot \delta \cdot L^{-2} \cdot A \cdot F$$

podemos escribir:

$$R_f = a \cdot L^{2,7} + b \cdot L^{2,8} = C \cdot L^{3-q}$$

$$\frac{d R_f}{d L} = 2,7 \cdot a \cdot L^{1,7} + 2,8 \cdot b \cdot L^{1,8} = (3-q) \frac{R_f}{L}$$

de donde:

$$q = \frac{0,30 + 0,20 \frac{K_2}{K_1} \frac{F^{1/2} L^{1/10}}{\gamma}}{1 + \frac{K_2}{K_1} \frac{F^{1/2} L^{1/10}}{\gamma}} \quad (21)$$

y como en las fórmulas (18) las fracciones de viscosidad y densidad son:

$$\frac{R_v}{R_f} = \frac{2}{3} q; \frac{R_e}{R_f} = 1 - \frac{2}{3} q; \text{ el exponen-}$$

$$\text{te } y = 3 - q$$

Del mismo modo podemos analizar la fórmula de resistencia viscosa de Schoenherr:

$$\frac{R_v}{\delta A V^2} = K \left( \frac{\gamma}{V L} \right)^{1/2} + K_1 \cdot \gamma \cdot \frac{L^{1/4}}{V}$$

donde  $K = 0,0342$ ;  $K_1 = 0,0301$ , para kilos, metros, nudos y  $\gamma$  en  $m^2/seg \times 10^6$ .

Esta fórmula podemos escribirla:

$$R_v = a L^{2,25} + b L^{2,75} = C \cdot L^{3-q}$$

donde:

$$a = K \cdot \delta \cdot \gamma^{1/2} \cdot L^{-2} \cdot A \cdot F^{3/4};$$

$$b = K_1 \cdot \mu \cdot L^{-2} \cdot A \cdot F^{1/2}$$

y deducimos, como antes:

$$q = \frac{0,75 + 0,25 \frac{K_1}{K} \left( \frac{\gamma^2}{F} \right)^{1/4} \cdot L^{1/2}}{1 + \frac{K_1}{K} \left( \frac{\gamma^2}{F} \right)^{1/4} \cdot L^{1/2}} \quad (22)$$

He calculado para casi todas las fórmulas de fricción los exponentes: «y» «n» «q» y las fracciones

$$\frac{R_v}{R_f}, \frac{R_e}{R_f}, \left( \text{recuérdese que } m = \frac{R_v}{R_f}; p = 1 + \frac{R_e}{R_f} \right)$$

En la tabla 2 se dan estos valores para las siguientes fórmulas:

Fórmula (1):

$$R_f = f \cdot A \cdot V^{1,94}; \quad f = K \cdot L^{-0,1751}$$

he usado los coeficientes de Froude (I. N. A. 1888) para modelos de parafina de esloras 2,8 m. y 6 m. usando como base para el cálculo del exponente «y» la eslora de 3,4 m.

Fórmula (2):

$$R_f = f \cdot A \cdot V^{1,825}; \quad f = K \cdot L^{-0,0292}$$

he usado los coeficientes de Froude, publicados por Baker y Taylor, para buques con la carena lisa, recién pintada, en agua salada a 55° F el cálculo de «y» lo he hecho entre 200 pies y 600 pies tomando por base 400 pies.

Fórmula (3):

$$R_f = K \cdot L^{-0,027} \cdot A \cdot V^{1,825}$$

está deducida de un análisis hecho por Schlichting (Schiffbau = 1 Abril 1933) de los coeficientes de Froude para esloras mayores de 30 m.

Fórmula (4):

$$R_f = \left( 0,1392 + \frac{0,258}{2,68 + L} \right) \cdot A \cdot V^{1,825} =$$

$$= K \cdot L^{-0,081} \cdot A \cdot V^{1,825}$$



de Le Besnerais, se da el coeficiente de fricción sustituyendo los coeficientes de la tabla de Froude por la expresión algebraica entre paréntesis; he calculado «y» entre las esloras de 150 pies y 15 pies tomando por base 50 pies.

Fórmula (6):

$$R_t = f \cdot A \cdot V^{1,829}; \quad f = L^{-0,04406}$$

de Tideman, he usado sus coeficientes para bu-

TABLA NÚM. 2

Fór- mula N.º	$R_t = f \cdot A \cdot V^n$ Autor	$f = K L^{-y}$ y	$V^n$ n	$\frac{Z_t}{z_t} = \left(\frac{L}{L}\right)^q$ $q = \left(1 + y - \frac{n}{2}\right)$	$\frac{R_v}{R_t} =$ $\frac{2}{3} q$	$\frac{R_e}{R_t} =$ $1 - \frac{2}{3} q$
1	Froude	0,1751	1,940	0,2051	0,1367	0,8673
2	"	0,0292	1,825	0,1167	0,0778	0,9222
3	"	0,0270	"	0,1145	0,0763	0,9237
4	Le Besnerais	0,081	"	0,1685	0,1123	0,8877
5	"	0,149	"	0,2365	0,1570	0,8430
6	Tideman	0,04406	1,829	0,1296	0,0931	0,9069
7	Dyson	0,046	1,830	0,1310	0,0877	0,9133
8	Baker	0,1379	"	0,2229	0,1486	0,8514
9	Lovett	0,1215	1,863	0,1900	0,1267	0,8733
10	Baker	0,138	1,862	0,2070	0,1380	0,8620
11	Geber	0,125	1,875	0,1875	0,1250	0,8750
12	Zahn	0,07	1,850	0,1450	0,0967	0,9033
13	Lapresle	0,15	1,850	0,2250	0,1500	0,8500
14	Von Karman	0,20	1,800	0,300	0,2000	0,8000
15	Prandtl	0,50	1,500	0,750	0,5000	0,5000
16	Zubiaga	0,20	2,00	0,2000	0,1333	0,8666
17	"	- 0,20	1,00	0,3000	0,2000	0,8000
18	Schoenherr	- 0,25	1,00	0,2500	0,1666	0,8333
19	"	0,2257	1,7743	0,3375	0,2257	0,7743
20	Telfer	0,3333	1,6666	0,5000	0,3333	0,6666
21	Kempf	0,5348	1,4653	0,8022	0,5348	0,4652
22	Stoke	1,0000	1,000	1,5000	1,000	0
23	Newton	0	2,000	0	0	1,000

Fórmula (5):

$$R_t = K \cdot L^{-0,149} \cdot A \cdot V^{1,825}$$

es la misma fórmula anterior pero he calculado el exponente «y» entre las esloras de 200 pies y 600 pies tomando por base 400 pies.

ques de esloras entre 200 pies y 600 pies tomando por base 400 pies.

Fórmula (7):

$$R_t = (0,01159 - 0,000945 \log. L) \cdot A \cdot V^{1,83} =$$



TABLA 3

N.º	Autor	$\frac{Zt}{zt} = \left( \frac{l}{l'} \right)^q \frac{Re}{Rt} = 1 - \frac{2}{3} q$	Superficie	5 m. = 16,42 pies		25 m. = 82,1 pies		50 m. = 164,2 pies		100 m. = 328,1 pies		200 m. = 656,2 pies	
				2,236 Kts.	4,472 Kts.	5,00 Kts.	10,00 Kts.	7,071 Kts.	14,142 Kts.	10,00 Kts.	20,00 Kts.	14,142 Kts.	28,284 Kts.
3	Telfer	$b = \frac{0,50}{1 + 0,2541 \left( \frac{VL^{1/4}}{\tau} \right)}$	Parafina	0,3215	0,2970	0,2260	0,1973	0,1840	0,1580	0,1457	0,1230	0,1124	0,0955
3	»		»	0,7857	0,7987	0,8493	0,8685	0,8773	0,8947	0,90287	0,9170	0,9251	0,9397
4	»	$q = \frac{0,50}{1 + 0,2740 \left( \frac{VL^{1/4}}{\tau} \right)}$	»	0,3150	0,2380	0,2163	0,1885	0,1754	0,1500	0,1382	0,1163	0,1062	0,0883
4	»		»	0,7900	0,8080	0,8558	0,8743	0,8931	0,9000	0,9079	0,9222	0,9292	0,9411
5	Schoenherr	$q = \frac{0,33855}{1 + 0,19 \left( \frac{VL^{0,2257}}{\tau} \right)}$	»	0,2570	0,2470	0,2190	0,2090	0,2000	0,1871	0,1805	0,1670	0,1608	0,1477
5	»		»	0,8287	0,8353	0,8540	0,8607	0,8667	0,8753	0,8797	0,8887	0,8928	0,9015
6	Zubiaga	$q = \frac{0,3 + 0,684 (F^{1/2} \times L^{1,10})/\tau}{1 + 3,42 (F^{1/2} L^{1,10})/\tau}$	»	0,2220	0,2120	0,2194	0,2100	0,2181	0,2100	0,2175	0,2095	0,2165	0,2090
6	»		»	0,8520	0,8587	0,8537	0,8600	0,8546	0,8600	0,8550	0,8603	0,8557	0,8607
7	»	$q = \frac{0,3 + 0,732 (F^{1/2} L^{1,10})/\tau}{1 + 3,66 (F^{1/2} L^{1,10})/\tau}$	Acero pinto	0,2208	0,2115	0,2182	0,2100	0,2175	0,2095	0,2165	0,2090	0,2155	0,2080
7	»		»	0,8528	0,8590	0,8542	0,8600	0,8550	0,8603	0,8557	0,8607	0,8563	0,8613
8	»	$q = \frac{0,3 + \frac{0,05 + 0,0008 t}{0,088} \left( \frac{F^{1/2} L^{1,10}}{\tau} \right)}{1 + \frac{0,05 + 0,0008 t}{0,0136} \left( \frac{F^{1/2} L^{1,10}}{\tau} \right)}$	Con solapes y remaches	—	—	0,2170	0,2092	0,2153	0,2083	0,2142	0,2075	0,2120	0,2065
8	»		»	—	—	0,8553	0,8605	0,8565	0,8611	0,8573	0,8617	0,8587	0,8623
11	W.W. Smith	$q = \frac{0,33855}{1 + \frac{0,01073 + r}{0,0565} \left( \frac{VL^{0,2257}}{\tau} \right)}$	»	—	—	0,1925	0,1815	0,1715	0,1570	0,1500	0,137	0,1217	0,1097
11	»		»	—	—	0,8717	0,8780	0,8823	0,8952	0,9000	0,9086	0,9189	0,9269
12	Kempf	$q = \frac{0,7912}{1 + 1,167 \left( \frac{VL^{0,5348}}{\tau} \right)}$	»	0,1604	0,1180	0,0515	0,0364	0,0304	0,02175	0,0177	0,01237	0,103	0,00709
13	»		»	0,8931	0,9213	0,9657	0,9757	0,9797	0,954	0,9882	0,9918	0,9931	0,9953
13	»	$q = \frac{0,3}{1 + 0,215 \left( \frac{VL^{1/2}}{\tau} \right)}$	»	0,2238	0,2155	0,1932	0,1835	0,1789	0,1705	0,1633	0,1531	0,1478	0,1488
13	»		»	0,8508	0,8563	0,8712	0,8777	0,8807	0,8863	0,8911	0,8979	0,9015	0,9041
14	Schoenherr	$q = \frac{0,75 + 0,22 \left( \frac{\tau^2}{F} \right)^{1/4} L^{1/2}}{1 + 0,88 \left( \frac{\tau^2}{F} \right)^{1/4} L^{1/2}}$	Movimiento Laminar	0,4110	0,4520	0,338	0,366	0,316	0,338	0,298	0,3165	0,286	0,3005
14	»			0,726	0,6987	0,7747	0,756	0,7893	0,7747	0,8013	0,7890	0,8093	0,7997



$$= K \cdot L^{\frac{0,01159 - 0,000945 \log L}{0,000045}} \times A \times V^{1,83}$$

de Dyson, quien sustituye la tabla de coeficientes de Tideman por la expresión algebraica entre paréntesis. El exponente «y» lo he deducido diferenciando. El valor de «y» en la tabla es para  $L = 400$  pies.

Fórmula (8):

$$R_f = f \cdot A \cdot V^{1,83}; \quad f = K \cdot L^{-0,1379}$$

esta fórmula está formada por los coeficientes dados por Baker (N. E. C. I.-1917) para carenas de buques con solapes normales en agua salada a 55' F., el exponente «y» lo he calculado entre esloras de 200 a 600 pies tomando por base 400 pies.

Fórmula (9):

$$R_f = f \cdot A \cdot V^{1,863}; \quad f = K \cdot L^{0,1215}$$

son los coeficientes deducidos por Lovett para los mismos resultados de la fórmula anterior y que, según Lovett, interpretan mejor los experimentos publicados por Baker. He calculado «y» entre 200 y 600 pies tomando por base 400 pies.

Fórmula (10):

$$\frac{R_f}{\delta \cdot A \cdot V^2} = K \cdot \left( \frac{\gamma}{V L} \right)^{0,138}$$

$$R_f = K \cdot \delta \cdot \gamma^{0,138} \cdot L^{-0,138} \cdot A \cdot V^{1,862}$$

esta fórmula es también de Baker y procede de los mismos resultados experimentales que la núm. (8) pero basando el análisis en el número de Reynolds.

Fórmula (11):

$$\frac{R_f}{\delta \cdot A \cdot V^2} = K \cdot \left( \frac{\gamma}{V L} \right)^{0,125}$$

$$R_f = K \cdot \delta \cdot \gamma^{0,125} \cdot L^{-0,125} \cdot A \cdot V^{1,875}$$

esta es la fórmula de Geber basada en sus experimentos (1919).

Fórmula (12):

$$R_f = K \cdot L^{-0,07} \cdot A \cdot V^{1,85}$$

fórmula de Zahm de resistencia de fricción del aire, deducida de sus experimentos con planchas de diferentes superficies y de 16 pies de eslora máxima.

Fórmula (13):

$$\frac{R_f}{\delta \cdot A \cdot V^2} = K \left( \frac{\gamma}{V L} \right)^{0,15}$$

$$R_f = K \cdot \delta \cdot \gamma^{0,15} \cdot L^{-0,15} \cdot A \cdot V^{1,85}$$

fórmula de Lapresle de resistencia de fricción del aire, deducida de los experimentos de Gibbons y de Wieselsberger (L'Aeronautique 1922).

Fórmula (14):

$$\frac{R_f}{\delta \cdot A \cdot V^2} = K \cdot \left( \frac{\gamma}{V L} \right)^{0,2}$$

$$R_f = K \cdot \delta \cdot \gamma^{0,2} \cdot L^{-0,2} \cdot A \cdot V^{1,80}$$

fórmula de Von Karman de resistencia de movimiento turbulento, deducida teóricamente y de experimentos en agua y aire, se le considera válida para los números de Reynolds entre  $5 \times 10^4$  y  $2 \times 10^7$ . Esta fórmula representa la teoría de Von Karman que recientemente se ha probado, por el mismo autor y por Prandthl, que solo se aplica al comienzo del régimen turbulento.

Fórmula (15):

$$\frac{R_v}{\delta \cdot A \cdot V^2} = K \cdot \left( \frac{\gamma}{V L} \right)^{0,5}$$

$$R_f = K \cdot \delta \cdot \gamma^{0,5} \cdot L^{-0,5} \cdot A \cdot V^{1,50}$$

fórmula de Prandthl y Blasius de resistencia del movimiento laminar, deducida teórica y expe-



rimentalmente; se considera que se aplica entre números de Reynolds de  $10^5$  y  $10^6$ .

Fórmula (16):

$$\frac{R_e}{\delta \cdot A \cdot V^2} = \frac{K_2}{L^{0.2}}$$

$$R_e = K_2 \cdot \delta \cdot L^{-0.2} \cdot A \cdot V^2$$

este es el segundo término de mi fórmula de fricción que representa la parte de resistencia remolinante.

Fórmula (17):

$$\frac{R_v}{\delta \cdot A \cdot V^2} = K_1 \cdot \gamma \cdot \frac{L^{0.2}}{V}$$

$$R_v = K_1 \cdot \mu \cdot L^{0.2} \cdot A \cdot V$$

este es el primer término de mi fórmula de fricción que representa la parte de resistencia viscosa.

Fórmula (18):

$$\frac{R_v}{\delta \cdot A \cdot V^2} = K_1 \cdot \gamma \cdot \frac{L^{0.25}}{V}$$

$$R_v = K_1 \cdot \mu \cdot L^{0.25} \cdot A \cdot V$$

este es el segundo término de la fórmula de Schoenherr de movimiento laminar, ha sido deducida de experimentos con una mezcla de glicerina (75 %) y agua (25 %).

El primer término de esta fórmula es igual a la fórmula de Prandtl (n.º 15).

Nótese el parecido entre las fórmulas números 17 y 18.

Fórmula (19):

$$\frac{R_v}{\delta \cdot A \cdot V^2} = K_1 \left( \frac{\gamma}{V L} \right)^{0.2257}$$

$$R_v = K_1 \cdot \delta \cdot \gamma^{0.2257} \cdot L^{-0.2257} \cdot A \cdot V^{1.7743}$$

Este es el término de resistencia viscosa en la fórmula de fricción de Schoenherr.

El segundo término de esta fórmula es igual a la n.º 23 de la tabla.

Fórmula (20):

$$\frac{R_v}{\delta \cdot A \cdot V^2} = K_1 \left( \frac{\gamma}{V L} \right)^{0.3333}$$

$$R_v = K_1 \cdot \delta \cdot \gamma^{0.3333} \cdot L^{-0.3333} \cdot A \cdot V^{1.6666}$$

Este es el término de resistencia viscosa en las fórmulas de fricción de Telfer.

El segundo término de estas fórmulas es igual a la n.º 23 de la tabla.

Fórmula (21):

$$\frac{R_v}{\delta \cdot A \cdot V^2} = K_1 \left( \frac{\gamma}{V L} \right)^{0.5348}$$

$$R_v = K_1 \cdot \delta \cdot \gamma^{0.5348} \cdot L^{-0.5348} \cdot A \cdot V^{1.4652}$$

Este es el término de resistencia viscosa en la fórmula de fricción de Kempf.

El segundo término de esta fórmula es igual a la número 23 de la tabla.

La otra fórmula de Kempf tiene el término de resistencia viscosa igual a la fórmula de Von Karman, la n.º 14 de la tabla.

Fórmula (22):

$$R_v = K \cdot \mu \cdot L \cdot V$$

representa la ley de resistencia viscosa de Stokes.

Fórmula (24):

$$K_e = K \cdot \delta \cdot A \cdot V^2$$

representa la ley de resistencia remolinante de Newton.

A continuación doy, para referencia, las principales fórmulas de fricción de dos o más términos tal como las han publicado sus autores y reducidas a las unidades que hemos venido usando en nuestros cálculos y en la tabla n.º 1, esto es:



$$R_t = \text{Kgs.}$$

$$\delta = \text{Kgs/dm}^3$$

$$A = \text{m}^2$$

$$V = \text{nudos}$$

$$\gamma = \text{m}^2/\text{seg.} \times 10^6$$

La primera fórmula que publicó Telfer (I. N. A. 1927), se escribe:

$$\frac{R_t}{\delta \cdot A \cdot V^2} = 0,0006 + 0,183 \left( \frac{\gamma}{V \cdot L} \right)^{1/3}$$

está expresada en cm., dinas y segundos; y en nuestras unidades resulta:

$$\frac{R_t}{\delta \cdot A \cdot V^2} = 0,01615 + 0,0635 \left( \frac{\gamma}{V \cdot L} \right)^{1/3}$$

La segunda fórmula de Telfer (N. E. C. I. 1928), es:

$$\frac{R_t}{\delta \cdot A \cdot V^2} = 0,0006 + \left[ 0,035 \cdot \frac{a}{A} \cdot \left( \frac{L}{r} \right)^{1/3} + 0,17 \right] \left( \frac{\gamma}{V \cdot L} \right)^{1/3}$$

$a$  = área de la superficie cilíndrica.  
 $r$  = radio de curvatura.

Esta fórmula en nuestras unidades resulta:

$$\frac{R_t}{\delta \cdot A \cdot V^2} = 0,01615 + \left[ 0,01213 \cdot \frac{a}{A} \cdot \left( \frac{L}{r} \right)^{1/3} + 0,059 \right] \left( \frac{\gamma}{V \cdot L} \right)^{1/3}$$

Fórmulas de Kempf:

Primera fórmula publicada en 1926:

$$\frac{R_t}{\delta \cdot A \cdot V^2} = 0,001116 + 1,075 \left( \frac{\gamma}{V \cdot L} \right)^{0,5348}$$

Segunda fórmula publicada en 1928:

$$\frac{R_t}{\delta \cdot A \cdot V^2} = 0,000555 + 0,036 \left( \frac{\gamma}{V \cdot L} \right)^{1/5}$$

Estas dos tablas se refieren a los mismos experimentos y estan expresados:

$$R_t = \text{Kgs.}$$

$$\delta = \text{Kgs./seg}^2/\text{m}^4$$

$$A = \text{m}^2$$

$$V = \text{m/seg.}$$

$$\gamma = \text{m}^2/\text{seg.}$$

poniendo en nuestro sistema de unidades prácticas resulta:

1.ª fórmula:

$$\frac{R_t}{\delta \cdot A \cdot V^2} = 0,0293 + 0,0251 \left( \frac{\gamma}{V \cdot L} \right)^{0,5348}$$

2.ª fórmula:

$$\frac{R_t}{\delta \cdot A \cdot V^2} = 0,01455 + 0,0677 \left( \frac{\gamma}{V \cdot L} \right)^{1/5}$$

Fórmula deducida de la curva de Schoenherr (1933) por W. W. Smith:

$$\frac{R}{\delta \cdot A \cdot V^2} = 0,0022 + 0,2 \left( \frac{\gamma}{V \cdot L} \right)^{0,2257}$$

está expresada en las siguientes unidades:



$$R = \text{lbs.}$$

$$A = \text{pies}^2$$

$$\delta = 1, \text{ agua dulce}$$

$$V = \text{nudos}$$

$$\gamma = 1,409 \cdot 10^{-5} \text{ agua dulce a } 50^\circ \text{ F}$$

Poniendo en nuestro sistema de unidades métricas tenemos:

$$\frac{R_i}{\delta A V^2} = 0,010733 + 0,0565 \left( \frac{\gamma}{V L} \right)^{0,257}$$

Hay además otras fórmulas de fricción de tipo logarítmico basadas en el número de Reynolds, principalmente las de Schoenherr y Von Karman, pero los resultados se diferencian poco de los de las fórmulas estudiadas en este análisis

En la tabla n.º 3 doy los valores del exponente  $q$ , y de la fracción de resistencia remolinante:

$\frac{R_e}{R_i}$ , para estas fórmulas de dos o más términos, calculada para las mismas esloras y números de Froude de la tabla n.º 1; añadiendo a esta tabla la fórmula de Schoenherr de resistencia viscosa. De la tabla n.º 3 podemos deducir los demás exponentes y fracciones que figuran en la tabla n.º 2, recordando las relaciones:

$$y = m = \frac{2}{3} q = 1 - \frac{R_e}{R_i}$$

$$n = p = 2 - m = 1 + \frac{R_e}{R_i}$$

De los resultados que se dan en estas dos tablas se puede apreciar que las fracciones de resistencia viscosa y de resistencia remolinante varían poco en las fórmulas de fricción, aún cuando se pasa de esloras de modelos a esloras de buques. Es de notar que en la tabla n.º 2 el promedio de las nueve primeras fórmulas da:

$$\frac{R_e}{R_i} = 0,8876$$

luego:

$$R_i = K \cdot (V L)^{1,8876}$$

en estas fórmulas por las razones que hemos dado y,  $n$  son demasiado pequeños y  $p$  demasiado grande.

En las fórmulas n.º 10 a 15  $\frac{R_e}{R_i}$  es constante para todas las esloras siendo igual a 0,862 en la de Baker y a 0,875 en la de Geber. En la tabla n.º 3 estos exponentes y fracciones varían bastante, sin embargo los valores medios de las diferentes fórmulas se comparan bien, así tenemos que el promedio de la fórmula 5 de Schoenherr es  $\frac{R_e}{R_i} = 0,878$ , el de la de Telfer es, 0,876 y el de mis fórmulas en conjunto es, 0,858; es de observar que en estas fórmulas más a pesar de ser de dos o más términos, el exponente  $q$  y la fracción  $\frac{R_e}{R_i}$  varían poco, así el exponente  $p$  varía solo entre 1,8520 y 1,8613 para las condiciones extremas de la tabla n.º 3, anulando en mis fórmulas los términos de la densidad y de la viscosidad respectivamente (fórmulas 16 y 17 de la tabla n.º 2) obtenemos los valores mínimo y máximo de la fracción  $\frac{R_e}{R_i} = 0,8000$  y 0,8666; recuérdese siempre que hemos basado el análisis en el producto  $V \cdot L$ , como representante del estado del movimiento del fluido. Compárese los valores mínimo y máximo de las fórmulas de la tabla n.º 3; en la de Telfer son  $p = 1,7857$  y 1,9397; en la de Schoenherr son  $p = 1,8287$  y 1,9015, y compárense sus valores medios con las fórmulas de Froude para modelos donde  $p = 1,8673$  y en la de Froude para buques,  $p = 1,9222$ ; en la de Tideman de buques,  $p = 1,9069$ . También nótese que en la fórmula de Schoenherr de resistencia viscosa (n.º 14 tabla n.º 3) los valores mínimo y máximo de  $\frac{R_e}{R_i}$  son 0,762 y 0,7997.

Es notable que el promedio de la fracción de resistencia remolinante de mi fórmula



$\left(\frac{R_e}{R_f} = p - 1\right)$  se aproxima mucho al valor fijo de la fórmula de Baker (y al promedio en la fórmula (8) de la tabla 2) que dedujo de los mismos experimentos de Froude y otros suyos, pero basándose el análisis en la integridad del número de Reynolds lo que le conduce a una fórmula muy distinta a la nuestra. Lo mismo ocurre con la fórmula de Telfer y la de Geber, el primero dedujo su fórmula principalmente de los experimentos de Geber y aunque el valor de  $\frac{R_e}{R_f}$  varía bastante el promedio es casi igual al valor fijo que tiene en la fórmula de Geber. Observemos también que el valor medio de la fracción de resistencia remolinante en la fórmula (14) de resistencia viscosa (en realidad no es de resistencia viscosa pura aunque quizá sea laminar) de Schoenherr es  $\frac{R_e}{R_f} = 0,772$  y en la fórmula de Von Karman y en el primer término de mi fórmula:  $\frac{R_e}{R_f} = 0,8000$ , es decir que esto parece indicar que estas fórmulas se refieren al período preestable del movimiento turbulento según la nueva teoría de Von Karman. El segundo término de mi fórmula tiene en cambio el valor de  $\frac{R_e}{R_f} = 0,866$ , está por tanto entre las fórmulas de Baker y Geber que representan el período estable del movimiento turbulento. Téngase también en cuenta que la fracción  $\left(\frac{R_v}{R_f} = 2 - p\right)$  de resistencia puramente viscosa:  $R_v = \text{constante} \times \mu (L \cdot V)$ , es muy pequeña en casi todas las fórmulas de fricción.

Examinando detenidamente las tablas 2 y 3 se nos ocurre la misma duda sobre la validez del número de Reynolds que al examinar los gráficos 1 y 2. ¿Es el número de Reynolds una realidad física o una coincidencia matemática que se verifica con las esloras y velocidades que se estilan en la mayor parte de los experimentos? Y digo esto porque matemáticamente también mis fórmulas se podrían representar por el número de Reynolds muy aproximadamente así:

$$\frac{R_f}{\delta \cdot A \cdot V^2} = \text{constante} \cdot \left(\frac{\gamma}{V L}\right)^{0,14}$$

aunque con esta expresión se desvirtúa completamente el significado físico de los dos términos. Para quien desea siempre anteponer el sentido común a las matemáticas puras, resulta muy difícil admitir que se obtenga el mismo movimiento de fluido desplazando, por ejemplo, una plancha de 1 metro a 100 nudos que una plancha de 100 metros a 1 nudo, como se deduce del número de Reynolds.

En mi fórmula se diferencia bien estos dos casos: al aumentar la velocidad con eslora constante se aumenta la fracción de densidad, y al aumentar la eslora a velocidad constante se aumenta la fracción de viscosidad; y esto no implica para que, como hemos visto en las tablas 1, 2 y 3, los resultados numéricos sean muy parecidos a los de las fórmulas basadas en el número de Reynolds que no distinguen entre viscosidad, densidad, velocidad y eslora.

Por otra parte parece que el número de Reynolds empieza a tambalear en el alto pedestal que se le había colocado por los mismos especialistas, hace aún pocos años, pues, aparte de las opiniones y experimentos que hemos citado, hay otros varios que hacen dudar de la efectividad de este parámetro, por ejemplo en el tanque de Haslar, dice Payne (I. N. A. 1932) que: experimentando con tubos y modelos los cambios de velocidad, eslora y viscosidad (temperatura) producían diferentes resultados, como caso típico cita que el aumentar el módulo de viscosidad el 1 % produjo solo un aumento de 0,03 % en la resistencia específica y en cambio al aumentar la velocidad el 1 % la resistencia específica aumentó 0,25 %; además Payne dice: la influencia de la temperatura en la resistencia disminuye al aumentar la velocidad. Nótese que en mi fórmula ocurre lo mismo.

Otro aspecto del número de Reynolds que ha originado numerosas explicaciones, más habilidosas que convincentes, es el fenómeno que se observa al aumentar este número: la resistencia específica tiende a un valor constante de resistencia puramente remolinante. Esta es la significación de la constante independiente del número de Reynolds en las fórmulas de fricción de Telfer y Schoenherr; pero es de observar que en la mayor parte de los experimentos se aumenta el número de Reynolds aumentando solo la velocidad y así también mi fórmula tiende a una resistencia específica constante, en cuanto al aumentar la eslora puede ser que



lo que sucede es el rompimiento de la capa límite por exceso de tensión viscosa a ciertas esloras y en este caso el primer término de mi fórmula sería constante desde esa eslora crítica y por tanto para una eslora infinita la resistencia específica sería constante.

Hemos de notar también que de las ecuaciones (17) y (18) tenemos:

$$\frac{R_v}{R_e} = \frac{K_v}{K_e} \cdot \frac{\gamma}{V L} = \frac{R_v}{1 - R_v} =$$

$$= \frac{2 q}{3 - 2 q} = \frac{m}{1 - m} \quad (23)$$

y dándole al exponente «q» el valor:  $\frac{1}{5}$  que es un valor medio de las tablas 2 y 3, deducimos que:

$$K_e = 6,5 \cdot K_v \cdot \frac{\gamma}{V L}$$

Esto prueba que la relación entre  $K_e$ ,  $K_v$  es constante para el mismo número de Reynolds.

(Continuará)

## Estudio de los defectos de fundición

por M. E. Ronceray

(Conferencia dada a los contra maestres de talleres de fundición de la región Ardennaise, publicado por INGENIERIA NAVAL con autorización expresa del autor).

Los defectos de fundición son numerosos, sus causas son múltiples y a pesar de todo el cuidado posible nadie puede suprimirlos completamente. Los defectos de fundición influyen grandemente el precio de coste. Hay por lo tanto un gran interés en esforzarse para evitarlos, o mejor dicho para reducirlos, pues cualquiera que haya frecuentado algo la fundición no puede pensar que se pueden suprimir completamente. Para reducirlos es indispensable conocer sus causas y los remedios. Desgraciadamente si los tratados de fundición se extienden cumplidamente sobre la nomenclatura de los defectos, ellos son más discretos en explicar sus causas precisas y por lo tanto los remedios que han de emplearse para combatirlos.

En este estudio se pretende, en la medida de lo posible, remontarse hasta las fuentes de los defectos. Los remedios se deducirán fácilmente. Y para encontrar las fuentes hay que comenzar por tratar de ver claro en algunos fenómenos corrientes en la fundición.

Veamos en primer lugar que es lo que pasa cuando se llena con metal líquido un molde de arena.

*Evacuación de los gases en los moldes.*—

Los gases que se encuentran en un molde durante y después de su llenado son de diversas naturalezas y las principales son:

- 1.º El aire que ocupa el vacío que debe llenar el metal y aquél que ocupa el espacio libre comprendido entre los granos de arena.
- 2.º El aire arrastrado por el metal durante la colada.
- 3.º Los gases producidos por la acción del metal caliente sobre el conjunto de molde y machos: humedad, aglomerantes, impurezas, materias componentes del molde, etc.
- 4.º Los gases que pueden encontrarse ocluidos o disueltos en el metal y aquellos que pueden resultar de reacciones recíprocas entre los constituyentes del metal.

Salvo raras excepciones, el aire que ocupa el vacío del molde se evacua fácilmente, sea por la sección que queda libre por el agujero de colada, sea por los respiros cuando los hay, las juntas imperfectas, los pinchazos, y en fin



a través de la arena como consecuencia de su permeabilidad natural o artificial. El aire que ocupa los poros de la arena no tiene por que ceder su lugar si aquel que ocupa el vacío del molde encuentra el camino fácil. Unicamente hay que tener en cuenta el aumento de su volumen por calentamiento de las capas próximas a la pieza, que puede en ciertos casos adquirir un valor considerable, sobre todo en el caso de la necesidad de un llenado rápido, como para las piezas delgadas, donde este factor desempeña un papel apreciable.

El aire arrastrado mecánicamente por el metal no siendo por causa de reacciones con los constituyentes de este último, se evacua siempre que pueda alcanzar una vía de salida, lo cual sucede generalmente cuando el metal es fluido. Cuando el metal es pastoso, el aire o los productos gaseosos resultantes de su reacción con ciertos elementos del metal puede no poderse evacuar. Igualmente puede haber un fenómeno complejo bajo la forma de una disolución de los productos gaseosos a alta temperatura seguida de una expulsión a temperatura más baja.

Los gases producidos por la acción del metal caliente representan el volumen más importantes de productos a evacuar. Se componen de una proporción considerable de vapor proveniente de la evaporación del agua en los moldes en verde (una parte de este vapor es disociado dando hidrógeno y oxígeno), después productos gaseosos resultantes de la acción del metal caliente sobre la arcilla y sobre las materias destilables que componen el molde; el agua de constitución de la arcilla es expulsada, los hidrocarburos son destilados, así como las materias orgánicas y productos diversos que componen el molde. La cantidad de gas producida depende de la temperatura del metal colado, de su calor específico, de su masa y de la naturaleza de los materiales que componen el molde. Según los casos el espesor sobre el cual se ejerce esta acción puede variar de algunos milímetros a algunos centímetros. Felizmente la arena es un mal conductor del calor, circunstancia sin la cual esta acción sería todavía más importante. Ella se intensifica cuando la arena se encuentra bañada por el metal por dos o más lados; es también netamente más importante en los ángulos entrantes que en las partes rectas, y su máximo se produce en el caso

de pequeños machos completamente rodeados de metal.

Por último, los gases disueltos en el metal que encuentran su libertad en el momento del enfriamiento deben encontrar una vía de salida a través del metal. Su volumen comparado a aquel de los casos precedentes es relativamente modesto; sin embargo los defectos a que da origen pueden ser extremadamente graves porque estos gases continúan desprendiéndose a través del metal hasta la solidificación completa produciendo cavidades importantes.

Vamos en primer lugar a tratar de determinar el mecanismo de la evacuación de los gases en un molde.

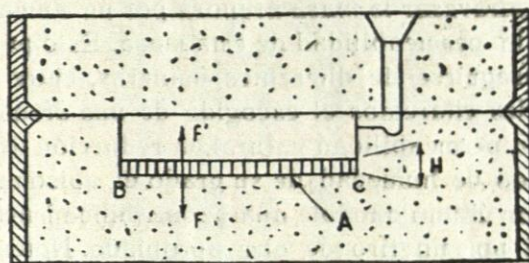


Fig. 1

Tomemos por ejemplo el molde de una placa, según la figura 1, y consideremos la pared inferior del molde, el punto A por ejemplo. El primer metal que llega al molde recubre la arena de la parte inferior del molde y produce una evaporación y una disociación del agua, así como una destilación de los productos volátiles de la arena del fondo del molde. El vapor y los gases así producidos, que designaremos en adelante para simplificar con el nombre de gas, pueden evacuarse sea a través de la arena en la dirección de la flecha F, sea a través del metal en la dirección de la flecha F'. Si la resistencia opuesta a la evacuación del gas por el espesor de arena que separa el punto A del fondo del molde, es superior a la presión ejercida en este mismo punto A por la altura H del metal, y la presión interna del molde, los gases se evacuarán al través del metal en el sentido de la flecha F' y llegarán al exterior sea por el bebedero incompletamente lleno por el chorro del metal, sea por los respiros, o sea por la cerradura imperfecta de la junta si ella existe, sea en fin al través de la arena de la caja superior.



Probablemente en esta dirección  $F_1$  se evacuarán los gases al principio cuando la altura  $H$  es muy pequeña. Es fácil comprobarlo mirando por un respiro al llenar lentamente un molde cuyo fondo haya sido atacado muy duro. A medida que el metal sube, en el molde la presión  $H$  crece y poco a poco se aproximará a la presión necesaria para vencer la resistencia opuesta por la arena; en un cierto momento el equilibrio se establecerá, el sentido de la evacuación de los gases se invierte y los gases producidos por la pared B-C se evacuarán por debajo.

Se podrá adelantar el momento de la inversión del sentido del desprendimiento de gases reduciendo la presión necesaria para permitirles atravesar la masa arenosa por un aumento de la permeabilidad de esta masa. Esto puede conseguirse de diferentes maneras, entre las cuales citaremos el escogido de una arena de gran permeabilidad natural, la reducción de su grado de humedad, de su grado de apisonado, y por último dándole una permeabilidad artificial por un tiro de aire apropiado. Notemos que si el molde reposa sobre un fondo estanco todas estas precauciones serán vanas puesto que los gases no podrán evacuarse; de aquí se deduce inmediatamente la necesidad de tomar disposiciones para que los moldes colocados sobre una superficie puedan evacuar fácilmente el gas. Si la arena situada debajo de la pared B-C es tan poco permeable que los gases estén obligados a escapar a través del metal hasta su solidificación, resultará un inconveniente grave que el examen de la pieza después de la colada no permitirá siempre localizar de una manera precisa. En efecto, el hervido que se produce levanta el metal que cae para ser levantado de nuevo y el proceso continua hasta la solidificación. En el momento de la solidificación el metal cae sobre la pared y puede recubrirla bastante completamente para hacer invisible la traza del fenómeno. Frecuentemente no existen otras causas del defecto al que indebidamente se le llama «rechape». Este caso es sin embargo raro, puesto que la presión en el fondo del molde es casi siempre suficiente para vencer la resistencia que la arena pone al paso del gas.

Consideremos entretanto la parte superior del molde de la figura 2 y lo que va a pasar en el punto F.

Como en el caso precedente los gases tienen dos caminos para escapar, el uno a través del metal  $F_1$  y el otro al través de la arena  $F_2$ . Si la resistencia  $F_2$  es mayor que la resistencia  $F_1$ , se producirá el mismo hervido que en el caso precedente.

A medida que el metal sube en el bebedero la presión ejercida por el metal sobre las paredes aumenta y como consecuencia el gas encuentra una resistencia mayor para atravesar el metal. Si esta resistencia llega a ser superior a la opuesta por la arena se producirá una inversión de sentido y a partir de este momento los gases se evacuarán al través de la masa arenosa.

Hay por lo tanto al comienzo una tendencia al hervido al través del metal, después un pe-

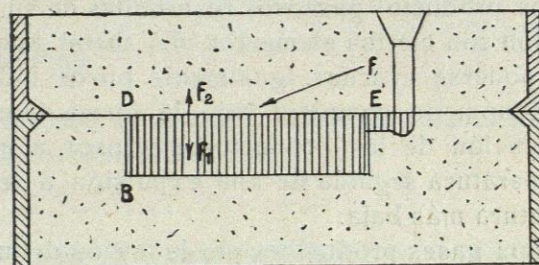


Fig. 2

riodo de equilibrio, y por último una inversión de sentido si la presión del metal es suficiente. Si la inversión de sentido se hace en el momento en que el metal es suficientemente líquido no se producen incidentes graves; si la inversión es en el momento en que el metal está ya pastoso se encontrarán inclusiones de gas después del enfriamiento; por último si la inversión no se produce, el hervido continuará hasta la solidificación dando lugar a un defecto que generalmente se llama «rechazo» («Refus») el cual se estudiará más adelante.

Consideremos por fin la pared vertical B-D; figura 3, en el punto G y en el momento en que el nivel del metal le sobrepasa ligeramente.

En esta circunstancia los gases producidos encuentran 3 caminos para evacuarse: el primero a través de la arena  $F_3$ ; el segundo según  $F_4$ , al principio a través de la arena a lo largo de la pared, y después por el vacío que queda del molde; y el tercero al través de metal y del vacío del molde según  $F_5$ .

Es probable que los gases se escapen du-



rante el llenado, al principio según  $F_4$ , o según  $F_5$ ; después cuando el metal sube, el desprendimiento cambia de dirección para establecerse a través de la arena. Unicamente en el caso de que la presión necesaria al gas para atravesar la arena, sea superior a la constituida por la columna de metal la ebullición continuará.

Se ve por lo tanto que la evacuación del gas en los moldes es un fenómeno de naturaleza compleja, y que su forma cambia según las condiciones en las cuales está constituido el molde y según las condiciones de momento consideradas.

Para regular el fenómeno se dispone de varios medios: el uno consiste en disminuir la resistencia al paso del gas a través de la arena; el segundo en aumentar la resistencia al través del metal, es decir, a aumentar la altura de colada; y un tercero en fin, en reducir el volumen de gas producido mediante el escogido de los materiales que componen el molde. La intensidad de los fenómenos variará; no solamente en relación con la naturaleza de los materiales sino de la cantidad de calor a que están estos

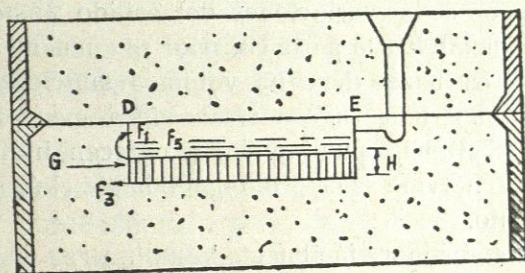


Fig. 3

sometidos. En igualdad de circunstancias serán más importantes cuanto los materiales escogidos den más gas a alta temperatura y cuanto más enérgicamente sean calentados, es decir, cuanto el calor específico del metal y su masa sean mayores. Se concibe por lo tanto fácilmente que las partes de arena muy rodeadas de paredes espesas, y teniendo canales de evacuación reducidos y largos, sean mucho más susceptibles de causar defectos que aquellas ampliamente abiertas y en contacto con modestos espesores de metal; la arena que se encuentra en un ángulo diedro será calentada más que la que está en contacto con paredes planas; de la misma manera una arena contenida entre dos paredes paralelas, en un triedro, o en un macho

rodeado de metal estará en condiciones más difíciles puesto que las secciones de evacuación de los gases del macho serán más restringidas y la producción de gas más abundante.

Si consideramos el mecanismo de la evacuación del gas en un macho semejante al de la figura 4, se concibe fácilmente después de la explicación precedente que los gases producidos en el punto P se evacuarán, sea a través del metal, sea al través del macho hacia la capacidad todavía vacía del molde.

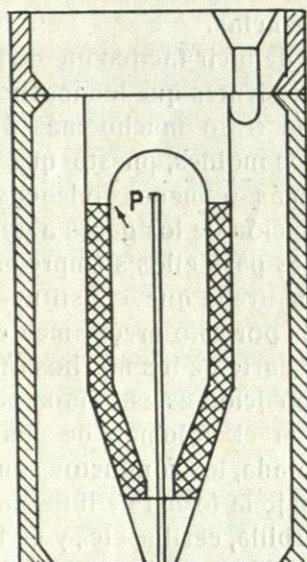


Fig. 4

De esto se puede dar fácilmente cuenta observando el fenómeno de un molde colado al descubierto.

El sentido de evacuación podrá ser variable según las resistencias relativas de la arena y del metal. Cuando el macho esté completamente cubierto, si todas las precauciones han sido tomadas, el gas, después de haber pasado al través del metal, encontrará a medida que este vaya elevándose en la colada, una resistencia al paso al través del metal, superior a aquella necesaria para ganar los conductos de evacuación previstos en el macho y en su portada.

Hay por lo tanto para cada punto del núcleo un momento en que el sentido de la corriente se invertirá, y si todas las precauciones están tomadas, a partir de este momento ninguna cantidad de gas del núcleo atravesará el metal y la arena del molde; pero si la resistencia al paso del gas en el macho sobrepasa a la de la altura de la columna líquida, los gases se eva-



cuarán a través del metal durante toda la solidificación. Esto ocurrirá fatalmente si los conductos de evacuación están obstruidos accidentalmente por el metal, por el fenómeno conocido del caldo que se introduce subrepticamente en un respiro.

Se puede incluir en este mecanismo el caso de un macho roto y el de una parte de arena libre en un molde. Los conductos de evacuación al exterior serán en este caso prácticamente inexistentes y el desprendimiento de gas se hará a través el metal con todas sus lamentables consecuencias.

Se puede deducir fácilmente de las consideraciones precedentes que los machos están sometidos a un trato mucho más duro que las paredes de los moldes, puesto que por definición están más o menos rodeadas de metal y que la evacuación de los gases abundantes que desprenden es para ellos siempre menos directa que para la arena que constituye el cuerpo del molde. Es por esto precisamente por lo que en la mayor parte de los machos que no se secan, su composición es estudiada para reducir a un minimum el volumen de gas producido durante la colada, los conductos son bien acondicionados bajo la forma de linternas, agujeros de aire, escarbilla, cerilla, etc., y en fin, se toma un cuidado muy especial para evitar la obstrucción accidental del conducto de evacuación.

Lo dicho precedentemente trae como consecuencia lo conveniente del secado de los moldes y de los machos a una temperatura de 200 a 300° que permite reducir por la evaporación y la destilación de las materias volátiles a esta temperatura la producción de gas durante la colada. El secado determina una masa más permeable y esta permeabilidad es complementada por los medios ordinarios.

Las precauciones deberán ser tanto o más cuidadosamente tomadas cuanto las partes arenosas sean más delgadas y rodeadas de paredes metálicas más espesas y cuanto el calor específico sea mayor. Los orificios de aire serán colocados más particularmente en los ángulos y partes cerradas y la evacuación de aire de los machos será tanto más cuidadosamente establecida cuanto la cantidad de gas producida sea más elevada.

*Rechazos, efectos Leonard.*—Hemos visto el mecanismo del hervido en un molde cuya pared arenosa es poco permeable para dejarse atra-

vesar por los gases en el momento de la colada, los cuales se ven forzados a escapar al través del metal a pesar de la presión debida a la altura del bebedero. Cuando el hervido continúa hasta el fin de la solidificación el fenómeno produce un defecto que se llama «rechazo». Además de localizarse ordinariamente en la parte superior de los moldes en que la presión del metal es mínima, y también muy frecuentemente allí donde la poca habilidad de los moldadores hace que la arena sea menos permeable, sobre una pared saliente por un golpe de pisón desgraciado, el «rechazo» puede encontrarse también en las partes inferiores, pero la apariencia de estos defectos sobre las piezas frías se diferencia ligeramente del de los casos anteriores.

Sobre una parte inferior—a menos de un hervido muy violento y prolongado—el «rechazo» afectará una forma vesicular más o menos abierta sobre la pared arenosa. Parece ser que en un momento determinado se establece una especie de equilibrio y que el hervido se suspende cerca del punto de solidificación para determinar un hueco que adquiere su forma en función de las variaciones del estado pastoso del metal. En la parte superior se encuentra—si el «rechazo» tiene un volumen suficiente—una superficie rugosa sembrada de pequeñas protuberancias puntiagudas y parecen indicar que el hervido se ha prolongado hasta el último minuto.

Se reconoce fácilmente la naturaleza de estos defectos por la rugosidad que se siente pasando el dedo sobre la pieza. Si el «rechazo» superior tiene superficie pequeña, se parece más al «rechazo» de la parte inferior; sin embargo difiere de él en que casi siempre está cerrado, es decir que constituye una cavidad revestida de una película delgada que se reconoce a simple vista cuando la pieza está fría, por tener una parte superficial más brillante que el conjunto de la pieza; en caliente se ve netamente que la parte «rechazada» ennegrece antes antes que el resto de la pieza que está todavía roja. Si de un ligero golpe de martillo se rompe la película se descubre la bolsa que constituye el «rechazo». El conocimiento de las causas del fenómeno determina fácilmente el remedio; es necesario tener los moldes convenientemente permeables y una presión de metal suficiente.



El «rechazo» afecta muy frecuentemente una forma que se presta a confusión con los rechupes. Este es el caso en que los defectos son debidos a ciertas condiciones de las que hemos hablado antes: paredes espesas aproximadas, evacuación difícil de los gases de las partes ocultas, etc., estos fenómenos son conocidos desde hace tiempo y generalmente se atribuían a otras causas; han sido objeto de estudios muy concienzudos de M. Leonard, y les ha dado nombres múltiples: negros, podriduras, etc. El autor ha estudiado también estos defectos con alguna perseverancia para fijar de una manera más cierta las causas del fenómeno y ha creído conveniente bautizarlos con el nombre de «efectos Leonard» para distinguirlos del «rechazo» ordinario en pared plana.

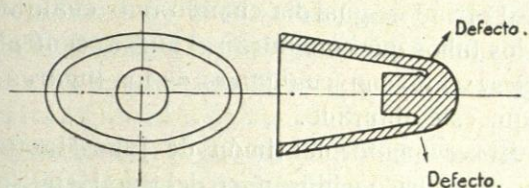


Fig. 5

El «efecto Leonard» es por lo tanto un «rechazo» situado en un diedro, o una parte cerrada fuertemente recalentada. Las primeras observaciones de M. Leonard fueron hechas en la colada de un cilindro de motocicleta.

Habiendo sido muy discutida su opinión, trató de confirmarla por medio de un modelo de forma especialmente estudiada. Este modelo estaba constituido por una especie de pequeña cuba cónica y oval y llevaba en el fondo de su centro una protuberancia.

Se concibe que la forma de este modelo da una pieza que presenta en su eje menor dos partes de arena cerradas con paredes metálicas próximas, y en el eje mayor una disposición análoga pero con paredes mucho más alejadas. Las paredes delgadas de arena son evidente-

mente calentadas más enérgicamente en el eje menor que en el mayor, mientras que los gases encuentran para su evacuación un camino mucho más difícil de recorrer en el primer caso que en el segundo.

Como era de esperar, después de las indicaciones precedentes se encontraron defectos graves en las partes cerradas mientras que las partes no cerradas estaban sanas.

Como en el defecto del cual hemos hablado antes, estos defectos de la pieza de ensayo comunican con el exterior por una abertura bastante ancha unas veces, y otras por un agujero que tiene las dimensiones de una punta de alfiler y muchas veces es invisible.

Se han confundido estos defectos con un rechazo producido por la proximidad de una parte delgada y una parte espesa; tal ha sido el caso de las protuberancias de los pistones de automóvil, notablemente cuando por la presencia de nervios constituyen bien ángulos peligrosos en que el apretado de la arena hecho a mano o con atacador, se ejerce sobre porciones arenosas de pequeña superficie muy encerradas, produciéndose partes extremadamente duras y poco permeables.

El autor ha hecho numerosas experiencias que permiten afirmar desde luego que una gran cantidad de defectos debidos a estas causas son frecuentemente incomprensidos por los fundidores que tienen tendencia a atribuirlos a rechupes, y tratan de corregirlos en las piezas de fundición, de bronce, y de otros metales, por la adición de macelotas, de respiros, por bombeado; procedimientos que no evitan siempre el defecto.

Por un cuidado suficiente en determinar la permeabilidad de los moldes a la evacuación de los gases, el autor ha podido suprimir de una manera casi absoluta las macelotas sobre las piezas de fundición que fabrica ordinariamente, y sabe que lo mismo puede hacerse tratándose de bronce.



## NOTAS BIBLIOGRAFICAS

## BUQUES MERCANTES

**El buque a motor de dos hélices "Isipingo".** (*The Marine Engineer*, Marzo 1934)

Recientemente se han llevado a cabo las pruebas del buque a motor «Isipingo» construido en Belfa'st por Workman Clark. Es el primero de una serie de 3 buques análogos, el segundo de los cuales, el «Inchanga» fué botado a últimos del pasado año y el tercero el «Incomati» fué al agua a mediados del pasado mes de febrero.

Es interesante observar que los dos primeros llevarán la misma instalación de motores Workman Clark-Sulzer mientras que el «Incomati» los llevará de tipo «Doxford».

Están destinados por sus armadores los señores Andrew-Weir & Co. para el servicio entre la India, Ceylan y Africa del Sur, siendo del tipo Shelter-Deck cerrado, con popa de cruce-ro y extremidades notablemente finas. Lleva un pequeño castillo a proa y a popa va una superestructura en que se ha dispuesto la enfermería. En el centro del buque va una gran superestructura para el alojamiento, habiéndose puesto una gran atención en acondicionar este para que el pasaje y la tripulación sufran lo menos posible los rigores del clima tropical en que el buque va a prestar servicio.

Puede llevar 50 pasajeros de primera clase y 20 de segunda, habiendo dispuesto 2 camarotes de lujo. Además de esto el buque puede transportar 500 indígenas.

Todos los camarotes llevan agua fría y caliente y ventilación mecánica del sistema Pleno Unit, existiendo a bordo además de los salones destinados a comedores, fumador, café, etc. una piscina descubierta y espacios destinados a juegos al aire libre.

Las dimensiones principales del buque son:

Eslora . . . . .	425 pies
Manga . . . . .	57 »
Puntal . . . . .	37 »
Calado . . . . .	25 » 3 plds.
Peso muerto . . . . .	8.000 tons.

Espacio para carga re-

frigerada . . . . .	17.000 pies cub.
Pañoles refrigerados . . . . .	1.600 » »
Tonelaje bruto . . . . .	7.100 tons.

Lleva 5 bodegas de carga servidas por 10 plumas con sus correspondientes chigres todos ellos eléctricos así como el cabrestante. Se ha prestado cuidadosa atención a la instalación contra-incendios, habiéndose colocado el sistema Pyrene de detección de humo y extinción por CO<sub>2</sub>, con dispositivos automáticos para aviso al oficial de guardia cuando uno cualquiera de los tubos que comunican el puesto central de observación con cualquiera de los lugares del buque esté obturado.

El servomotor del timón de John Hastie & Co. es eléctrico e hidráulico del tipo Hele-Shaw Martineau, con dos bombas, de las que cada una basta para gobernar el buque a toda marcha quedando la otra de respeto.

Para atender a las amplias bodegas refrigeradas, hay instalado un compresor doble vertical para CO<sub>2</sub> movido por motor eléctrico de 25 1/2 b. h. p. con las bombas necesarias para su servicio así como ventiladores para hacer circular aire frío por las bodegas refrigeradas.

Para los pañoles refrigerados de víveres hay un pequeño compresor independiente que se emplea también para la obtención de hielo a bordo.

Todo el equipo es del tipo más moderno, tanto los aparatos de navegación, como telegrafía sin hilos etc.

Los motores son tipo Sulzer siendo de inyección sin aire, 2 tiempos, simple efecto, con cruceta, 6 cilindros desarrollando cada motor 2.400 B. H. P. a 135 r. p. m. Son del diseño normal de la casa proyectista y durante las pruebas se alcanzó una velocidad máxima de 16,15 nudos, con una media en servicio de 15,6.

El consumo resultó 0,30 libras por B. H. P. hora.

Para suministro de energía eléctrica hay 4 motores Ruston & Hornsby verticales cada uno de 5 cilindros, de 8 pulgadas de diámetro por



10 <sup>3</sup>/<sub>4</sub> de carrera que desarrollan 150 B. H. P. (cada motor) a 600 r. p. m. y van acoplados directamente a generadores de corriente continua de 100 kilovatios y 200 voltios. Existe además una pequeña dinamo, de 16 kilovatios, de emergencia colocada muy por encima de la línea de flotación.

Las bombas de circulación para motores principales tanto para cilindros como émbolos son independientes del tipo Drysdale vertical, centrífugas habiendo dos en servicio y una en respeto. Es de notar que para ambos servicios se emplea exclusivamente agua destilada. De la misma patente son las bombas para refrigeración de las válvulas de inyección de combustible, así como la de sentina, lastre, sanitarias etc. etc.

Las de lubricación de los motores principales son: Stothert & Pitt, rotativas de émbolos, existiendo 3 bombas independientes cada una capaz de suministrar 20 tons. por hora a presión de 45 libras/pulgada cuadrada.

Esta misma casa suministró las bombas de trasiego y servicio de combustible.

Entre los aparatos auxiliares de la instalación figura como ya es corriente en buques de su clase una caldera vertical Cochran trabajando a 100 libras y con aparatos registradores eléctricos.

En el puesto de mando, además de centralizar los manómetros de los distintos servicios se ha instalado un aparato automático de alarma para avisar al maquinista de guardia cualquier avería en los circuitos de refrigeración de los émbolos y cilindros. (L. B. D.)

## CALDERAS

### Nota sobre el tratamiento del agua de alimentación de las calderas (*Bulletin Technique du Bureau Veritas*, Febrero 1934)

(Memoria presentada en la Society of Naval Architects and Marine Engineers de New-York, por M. H. C. Purdy)

El tratamiento del agua de alimentación tiene por objeto impedir: 1) la formación de depósitos; 2) evitar la corrosión; 3) producir vapor seco sin arrastres de agua.

En las actuales calderas acuotubulares de evaporación rápida tiene una gran importancia

la eliminación de los depósitos, que aún en pequeñas cantidades pueden dar lugar a accidentes serios. Con presiones de 24,6 Kg. y con tubos de acero dulce ordinario que pueden soportar una elevación de temperatura de 477° C., el margen posible de elevación de temperatura es 253° habiendo demostrado los cálculos de Partridge que basta una costra de 1,5 m/m de espesor para producirla (1).

A 28 Kg. de presión la elevación posible es únicamente de 248° C., límite que se alcanza con la presencia de depósitos tan delgados que hace 4 ó 5 años no hubiesen preocupado lo más mínimo.

El tratamiento del agua para evitar los depósitos consiste en buscar un equilibrio químico entre los distintos cuerpos que constituyan los posibles depósitos para que en vez de ser adherentes pueden en forma de sedimento inofensivo. La elección de los productos que se empleen con este objeto hay que hacerla teniendo en cuenta su precio y eficacia así como las prescripciones del American Society of Mechanical Engineers para no producir fragilidad químicas en las planchas. Los trabajos de R. E. Hall demostraron que la formación de depósitos depende de los principios siguientes:

1) Cuando las soluciones acuosas que contienen sustancias cuya solubilidad aumenta con la temperatura, están sobresaturadas se forma una especie de poso en las superficies calientes y depósitos adherentes en las paredes frías. Cuando la solubilidad disminuye con la temperatura los fenómenos son inversos.

2) La formación de los depósitos adherentes tiene lugar en el mismo sitio en que aparecen, es decir los principales constituyentes de los depósitos se depositan sobre la superficie y no como partículas individuales que se aglomeran después para formar los depósitos.

Un ejemplo corriente del tratamiento del agua para evitar los depósitos adherentes consiste en la adición de carbonato de sodio para evitar el depósito de sulfatos. Para presiones de 10,5 Kg. y debido a la inestabilidad de los carbonatos a altas temperaturas, es preferible el empleo de fosfatos. En ambos casos en vez

(1) Recientemente hubo un accidente en una caldera marina de 24,6 kg. de presión ocasionado por un depósito de 1,1 m/m, el análisis demostró que estaba compuesto de 90 % de sulfato de calcio. Si se trata-se de silicato cuyo coeficiente de conductibilidad es menor por su gran porosidad, hubiese bastado un depósito más fino.



del depósito adherente se forma una especie de sedimento ligero que no es perjudicial. (Véase en el Bulletin n.º 24 del Instituto de Tecnología Carnegie, bajo el título de «Physico-Chemical study of scale formation and boiler water conditioning».

La adición de fosfatos puede hacerse en forma de orto-fosfatos (es decir fosfatos trisódicos, bisódicos y monosódicos) metafosfatos y de pyrofosfatos.

El ácido fosfórico puede también utilizarse pero es de manipulación difícil. Antes de los estudios de Hall, se empleaban bastante los fosfatos en sus diversas formas, especialmente el fosfato trisódico, y a base de ellos están fabricados la mayoría de los compuestos que se encuentran a la venta en forma de patentes.

Hall ha demostrado que para las adiciones de fosfatos se debe guiar en el control del radical «fosfato».

El fosfato disódico puede emplearse cuando se desee una alcalinidad pequeña, y el monosodiu también puede ser útil pero como es ácido hay que agregarlo directamente en la caldera con grandes precauciones.

El autor prefiere el empleo del fosfato con un ajuste conveniente de los iones de hidrógeno de modo que el exceso de fosfato puede regularse independientemente de la alcalinidad del agua de alimentación.

Para obtener los resultados óptimos, es decir impedir los depósitos, la corrosión de las planchas y la fragilidad química de las mismas es preciso que la relación entre el fosfato presente y el sulfato se conserve dentro de ciertos límites, por otra parte la alcalinidad no debe ser ni muy baja (para evitar la corrosión) ni muy alta (para no dar lugar a arrastres de agua ni a fragilidad química). Las cifras que se dan no pueden tener sino un valor relativo, pero en instalaciones normales se conservará entre 50 y 250 partes por millón en peso o sea 0,040 ó 0,050 gr. por litro (en forma de sosa cáustica).

Salvo pues casos especiales en que la composición del agua de alimentación sea tal que permita elegir un fosfato sódico que gradúe a un tiempo el exceso de fosfato y la alcalinidad es preciso atender a los dos factores independientemente uno de otro. La mejor combinación que se ha empleado por ahora es la mezcla de metafosfato de sodio y sosa cáustica.

Teniendo cuidado en analizar de tiempo en

tiempo el agua de las calderas se puede conseguir conservar los tubos limpios absolutamente, corrigiéndose fácilmente cualquier fuga que que haya en los condensadores.

En la práctica con calderas marinas se han conseguido resultados magníficos. En el «Morro Castle» y en el «Oriente» que llevan calderas de 21 Kg.; se han espaciado las visitas de calderas a 6 meses y nunca se ha encontrado la necesidad de cepillar los tubos.

En el «New-York» y «Havana» que utilizan agua sin destilar en sus calderas de 29,53 Kg. únicamente se inspeccionan las calderas de 5 en 5 meses, y en el «Majestic» con sus 48 calderas de 18,28 Kg. se ha comenzado recientemente el tratamiento del agua por fosfatos habiendo podido evitar por primera vez omitir la limpieza de la mitad de las calderas cada viaje.

Todas las consideraciones que hemos hecho se refieren únicamente a las calderas, pero hay que tener en cuenta el efecto que el tratamiento puede tener sobre la circulación entre los diversos órganos por los que el agua pasa antes de llegar a la caldera. En efecto, se han encontrado a veces, abundantes depósitos en gran parte constituidos por fosfatos de cal, en los recalentadores de agua, tubería y bombas de alimentación y economizadores, estando favorecida la formación de estos depósitos por la alcalinidad que hay que dejar en el agua para evitar la corrosión.

Se puede evitar esto en parte utilizando materias orgánicas en forma coloidal que tienden a estabilizar las soluciones sobresaturadas. Sin embargo no es de aconsejar este procedimiento por no ser conveniente la presencia de materias orgánicas en las calderas.

Cree el autor preferible usar el metafosfato que forma un producto complejo soluble que no deja depósitos en el circuito, una vez en la caldera se transforma en ortofosfato y asegura la presencia de bastante exceso de fosfato para evitar el depósito de sulfato.

Sabido es que si el vapor no es completamente seco, pueden tener lugar graves accidentes en los recalentadores o en las turbinas. Tanto la experiencia como los ensayos en laboratorios han demostrado que las materias sólidas disueltas o en suspensión pueden alcanzar una concentración relativamente elevada sin perjudicar seriamente al funcionamiento de la instalación siempre que el agua no contenga mate-



rias orgánicas. (Especialmente las que puedan dar lugar a jabones) y su alcalinidad sea tan pequeña como sea posible sin peligro de corrosiones.

Los buques de la compañía «Export-Line» llegan a América con concentraciones de 4.000 a 5.500 por millón, por tener que tomar el agua de alimentación en el Mediterráneo, y desde que emplean fosfatos no se han registrado arrastres de agua.

Al analizar los depósitos encontrados en las últimas expansiones de las turbinas de B. P. resultó que contenían de 11,22 a 15,6 % de materias orgánicas que servían de aglomerante a las sales existentes en el agua de la caldera y óxidos. Estas materias orgánicas son pues los principales responsables de la corrosión de las aletas y de la pérdida de rendimiento.

A la temperatura a que funcionan los recalentadores de agua de alimentación se transforman los sulfatos, que entran en la composición de las materias orgánicas, en sulfuros los cuales en presencia del vapor de agua a elevadas temperaturas se descomponen en ácido sulfuroso e hidrógeno. Arrastrado el ácido sulfuroso por el vapor prodúcese una corrosión en las aletas de las turbinas en cuanto hay la menor humedad, bastando una pequeña cantidad de ácido sulfuroso para producir un ciclo en el que el producto final es óxido de cobre.

En un caso en que la corrosión fué muy marcada se analizaron los depósitos así como el material de las aletas, estas estaban compuestas de 54 % de cobre 44 % de zinc y 1 % de níquel y los productos de la corrosión eran 42,6 % de  $ZnO$ ; 1,11 % de  $NiO$ ; 53,2 % de  $Cu_2O$  0,45 %  $Cu_2S$ ; 2,28 % de  $Fe_2O_3$  y 0,54 % de  $H_2O$ .

Un asunto muy interesante es la corrosión de las calderas, problema que no depende solo del agua sino de la instalación general del circuito. Si la instalación es tal que el agua que sale del condensador únicamente tiene una pequeña cantidad de oxígeno disuelto (es decir de 0,25 a 0,50 m/m<sup>3</sup> de O por litro) se puede tratar fácilmente el agua de modo que se anule este residuo y no haya peligro ni para los tubos de los recalentadores. Pero si la cantidad de oxígeno disuelto aumenta el problema es más difícil tanto por su aspecto económico como por los arrastres de agua.

Los métodos químicos empleados para evitar la corrosión son de dos clases principales,

los que se basan en la protección por una película depositada en las superficies metálicas y los que la evitan por fijación del oxígeno.

Entre los del primer grupo, el más corriente es mantener el agua con una cierta alcalinidad formándose una película protectora de óxido de hierro hidratado. Los cromatos se han empleado mucho en tuberías de salmuera con buen resultado pero aunque en calderas que no funcionan pueden ser útiles en calderas en funcionamiento no son de aconsejar porque para que sean eficaces su concentración debe llegar a 3/10.000 en forma de cromatos de sosa, pudiendo dar algunos depósitos adherentes. Además la película se disgrega por el calor en contacto con cloruros, y las materias orgánicas la descomponen.

Para fijar el oxígeno se han empleado productos a base de tanino, pero su eficacia disminuye a altas temperaturas. En instalaciones terrestres de alta presión se prefiere el uso de óxido de hierro hidratado pero por la dificultad de preparar este producto no parece que se generalizará su empleo en marina. El sulfito de sodio da muy buenos resultados y cuando la instalación tenga economizadores que exigen que el agua esté exenta en absoluto de oxígeno libre, puede ser utilísimo su empleo.

En contra de la opinión tan extendida de que para calderas marinas de presión relativamente alta (de 21 a 31 Kg.) es indispensable el empleo de agua destilada, el autor por sus experiencias cree lo contrario y llega a afirmar que dada la influencia que puede tener la menor fuga en el condensador, la ventaja de emplear agua destilada no es duradera. Es preferible analizar muy a menudo el agua de las calderas y tratarla según lo que se ha dicho anteriormente.

Aparte del precio elevado que cuesta destilar el agua del mar, las aguas dulces ordinarias contienen sulfatos que pueden ayudar a mantener la alcalinidad dentro de los límites señalados. Además los compuestos fangosos fosfatos que se forman en estas condiciones con el tratamiento por los fosfatos pueden absorber aceite hasta el 20 % de su peso en seco, lo que puede ser interesante.

Todo esto no es un estudio teórico únicamente pues hay en servicio varios buques cuyas calderas de presiones aproximadas a los 28 Kg. funcionan únicamente con agua ordina-



ria y han conseguido excelentes resultados.  
(L. B. D.)

### MOTORES

#### El mayor motor "Sulzer" de inyección sin aire, doble efecto (*The Motor Ship*, Marzo 1934)

Se trata de un motor «Shinko-Sulzer» construido en Japón para el buque de carga rápido «Komaki Maru», estando actualmente en construcción otros 7 motores iguales para otros tantos buques análogos.

Sus características principales son:

Potencia . . . . .	7.600	B. H. P.
Diámetro . . . . .	760	m/m.
Carrera . . . . .	1.200	"
N.º de cilindros . . . . .	7	
R. P. M. . . . .	113	
Diámetro de la bomba de barrido . . . . .	2.100	"
Carrera de la bomba de barrido . . . . .	860	"
Longitud total del motor (incluso volante) . . . . .	16,015	mts.
Altura total . . . . .	8,946	"
Anchura de la placa de asiento . . . . .	3,5	"
Peso total (incluso volante, empujes, etc.) . . . . .	529	tons.
Peso neto por B. H. P. . . . .	66,2	Kgs.

Como puede verse tiene la misma potencia que el mayor motor «Sulzer» construido en dos tiempos, como es sabido instalado en el «Tajandoen», pero este era de inyección con aire.

El aire de barrido está suministrada por una bomba de barrido movida por un cigüeñal calado en el eje del motor y entra a los cilindros por dos únicas filas de lumbreras (una para cada mitad del cilindro) a través de válvulas automáticas.

Las bombas de combustible van situadas debajo del colector de barrido teniendo cada bomba dos cilindros con sus émbolos correspondientes, cada uno para una mitad del cilindro de trabajo.

El cilindro alto tiene una sola válvula de combustible, mientras que los bajos tienen dos. La inyección comienza a los 280 Kg/cm<sup>2</sup>, lle-

gando a los 500 Kg/cm<sup>2</sup> a la velocidad de régimen. El diámetro de las partículas de combustible pulverizado, según resulta de las experiencias realizadas es de 0,01 a 0,02 m/m, y el tamaño de la mayoría de ellas de 0,019 m/m mientras que su penetración es de 250 a 280 m/m. Las válvulas van refrigeradas hasta su extremo para evitar los depósitos de carbón.

El regulador, de tipo hidráulico, colocado a proa, corta el suministro de combustible cuando las revoluciones pasan de cierto límite. Las válvulas de succión de las bombas, que por la acción del regulador quedan abiertas permanentemente al pasar las revoluciones de su límite, van ligeramente decaladas y la del cilindro n.º 7 está dispuesta de modo que el regulador no actúe sobre ella, de este modo se evita los cambios bruscos en el número de revoluciones.

Las lumbreras de barrido se limitan a una altura superior a las de escape, para permitir una ligera sobrecarga. El colector de escape ve forrado por amianto pero no refrigerado por agua. En el vástago del pistón se han tomado grandes precauciones para evitar la corrosión, para lo cual, el vástago propiamente dicho solo soporta el esfuerzo debido a la combustión y fuerzas de inercia, yendo rodeado interior y exteriormente por 3 tubos protectores de material apropiado.

El agua (dulce) sube por el espacio comprendido entre los dos tubos exteriores y baja por el tubo interior. En el espacio comprendido entre el vástago y los dos tubos colocados junto a él circula una pequeña cantidad de aceite para evitar la corrosión.

El tubo exterior y el agua que circula entre este y el que está colocado junto al vástago por el exterior lo aíslan y así trabaja en las mejores condiciones posibles.

Los pistones se han fabricado, calculando sus pesos de modo que se eviten las vibraciones, así han resultado 2 émbolos mucho más pesados que los otros cinco.

El sistema de arranque y cambio de marcha no varía mucho del normal en «Sulzer» y el aire de arranque solo llega a los cilindros inferiores.

El consumo deducido de una prueba a toda potencia de 12 horas sobre bancada (sin una sola parada) fué de 170 gramos por b. h. p.-hora teniendo el combustible empleado 10.300 calo-



rías por Kgs. Hay que tener en cuenta al comparar esta cifra con la de otros motores que en ella está incluida la potencia necesaria para mover las bombas de barrido que en otros motores no se tiene en cuenta por ser turbo-soplantes movidos eléctricamente. La presión de barrido fué 0,25 Kg/cm<sup>2</sup> debido al silenciador y al mejorar este, fué reducida a 0,2 Kg/cm<sup>2</sup>.

La temperatura del aire era de 32° C. y la de los gases de escape fué 204° C.

El perfil de las levas de combustible que inicialmente era cóncavo (hacia arriba) hubo que modificarlo, dejándolas tangenciales, la presión de combustión que resultaba al principio demasiado alta se conservó después en 46 a 48 Kg/cm<sup>2</sup>.

La presión media en los cilindros superior e inferior fué 5,417 Kg/cm<sup>2</sup> y 4,74 Kg/cm<sup>2</sup> girando a 113,3 r. p. m. y desarrollando una potencia de 7.600 b. h. p. Estas presiones tan bajas así como la poca temperatura de los gases de escape indican el gran margen que queda por encima de la potencia de régimen.

El rendimiento mecánico resultó de 84,3 % a plena potencia.

El tiempo necesario para el cambio de marcha fué de 2 a 4 1/2 segundos pudiéndose realizar 16 maniobras con cada recipiente cayendo la presión de 29,6 Kg/m<sup>2</sup> a 7,3 Kg/m<sup>2</sup>, llevando el buque 2 recipientes del mismo tamaño.

Durante la prueba de 12 horas se tomaron temperaturas en varios puntos del motor siendo la temperatura máxima 45° C en el muñón de la cruceta.

(L. B. D.)

## METALURGIA

### Fundición de bronce (*Foundry Trade Journal*, Febrero y Marzo 1934)

Con este título publica una serie de artículos sobre las fundiciones de bronce de distintas clases haciendo algunas consideraciones interesantes.

1.—*Bronces de cañón*.—Los bronce propiamente dichos, es decir, las aleaciones binarias de cobre y estaño se usan raramente en fundición, únicamente los bronce de campana (80 % cobre y 20 % estaño) y una aleación empleada en viejos cañones grandes (90 cobre y 10 estaño). Entre los bronce de cañón más empleados el más conocido, sin discusión, es el del Almirantazgo (88 cobre - 10 estaño - 2 zinc) del cual

se han deducido otros muchos aumentando la proporción de zinc, usualmente a costa del estaño; en algunos casos se ha agregado plomo y en otros no.

En el cuadro n.º 1 se dan las composiciones de los bronce de cañón más utilizados.

CUADRO 1

Composición de los bronce de cañón típicos				
TIPO	Cobre	Estaño	Zinc	Plomo
Bronce resistente a presiones. . . .	el resto	12-13	1-2	—
Bronce cañón Almirantazgo (1). . .	88	10	2	—
Bronce para servicios generales . .	84	8	6	2
Bronce económico fácil de fundir . .	85	5	5	5

(1) N. del T.—Es corriente agregar a la aleación 0,25 % de fósforo de cobre al 15 % mejorándose el bronce obtenido.

Para piezas delicadas solo debe emplearse lingotes de cobre electrolítico mientras que para piezas corrientes puede utilizarse chatarra gruesa, limpia de cobre.

Calientese el crisol al rojo, antes de cargar el cobre colocando una pequeña cantidad de carbón de madera, bien seco, en el fondo del crisol procurando fundir el cobre de modo que esté lo menos expuesto que se pueda, a una atmósfera oxidante. Hay que evitar la costumbre de que sobresalgan los trozos de la carga por encima del borde alto del crisol, si es preciso se utilizará un trozo de un crisol viejo para prolongar el nuevo y proteger así los trozos más altos de la carga, de la acción de las llamas.

Una vez fundido el cobre se agrega el zinc necesario en una o varias veces, según la cantidad que hay que agregar y se agita despacio, al cabo de un corto intervalo se agrega el plomo, si la aleación lo exige, y se agita otra vez, finalmente se agrega el estaño y se agita bien pero no demasiado (1).

(1) N. del T.—Nuestra práctica por el contrario consiste en agregar una vez fundido el cobre y al cabo de unos minutos el zinc, obteniéndose unos resultados por encima de las especificaciones del Almirantazgo y sin encontrar ningún inconveniente.



No hay ninguna ventaja en calentar excesivamente el cobre para alearlo con el estaño y el zinc y debe evitarse en lo posible la práctica a veces adoptada de recalentar el bronce por encima de la temperatura de colada y esperar luego a que se enfríe antes de verterlo a los moldes.

Cuando se quieran obtener piezas complicadas de bronce de cañón sobre todo si tienen que sufrir pruebas hidráulicas es preciso poner gran atención en todas las fases del moldeo que debe efectuarse con arreglo a la técnica más avanzada. Los moldes deben gascar libremente, empleándose arena bastante abierta, y más bien algo seca durante las manipulaciones; debe estudiarse, cuidadosamente, la forma, dimensiones y situación de las entradas, bebederos y mazarotas y al verter el bronce se ha de procurar que caiga al molde una corriente continua uniforme y cuidadosamente espumada; debe procurarse que el bronce se airee lo menos posible por lo que se procurará no pasar el bronce de unos recipientes a otros y al fundir las piezas que la longitud del chorro de bronce no sea demasiado grande.

Actualmente se considera imprescindible el uso de pirómetros para medir las temperaturas de colada. Para la mayoría de las piezas puede fundirse a una temperatura comprendida entre los 1.150 y 1.200° C.

Las mazarotas y entradas de las piezas pueden refundirse sin ningún inconveniente pero la chatarra de piezas desconocidas únicamente es admisible para piezas sin importancia y siempre pre que se analicen y se calculen las cargas para obtener el análisis requerido. Los residuos de coladas, así como el bronce que cae al suelo al espumar las cucharas o crisoles, las rebabas y polvo de bronce que se origina al pasar las piedras de esmeril, así como las virutas del taller de maquinaria siempre tienen gran cantidad de impurezas por lo que si bien pueden dar piezas de buen aspecto, no deben esperarse buenos resultados de su utilización.

El bronce de cañón Almirantazgo conserva este nombre aún con la adición de plomo hasta el 0,5 % disminuyendo el cobre en la misma cantidad y sus características no sufren disminución por esta substitución conservándose las 16 tons.<sup>2</sup> por pulgada cuadrada de resistencia a la rotura.

Cuando haya que fundir grandes series de piezas iguales, es aconsejable trocear la prime-

ra pieza para ver cualquier defecto en el moldeo y estar así seguro de la bondad de las piezas.

Las barretas de prueba, fundidas en condiciones normalizadas, dan una idea muy aproximada del material de que se va a fundir una pieza.

Las manchas de distintos colores que a veces aparecen en la sección de fractura de las barretas no deben achacarse ni a oxidación del bronce ni a una heterogeneidad en la composición, si se examina con una lente de aumento puede apreciarse que la causa de estas diferencias de color estriba en que debido a una alimentación insuficiente la estructura no es homogénea quedando el material algo esponjoso en aquella parte a que no pudo llegar líquido para rellenar los canalillos que quedan entre los cristales al solidificarse éstos.

La presencia de inclusiones de óxido únicamente es posible cuando se ha fundido el bronce con un manifiesto descuido y por lo general no se debe achacar los fracasos a esta causa más que muy raramente.

Otra causa más frecuente de piezas estropeadas es el empleo de arena en malas condiciones aunque tampoco es un problema excesivamente difícil conseguir una calidad uniforme en las arenas de moldeo.

**2.—Bronces de plomo.**—En esta categoría no se deben considerar los bronce de cañón con adiciones de plomo sino aquellos en que el último elemento entre en gran proporción.

Forman un grupo muy interesante por su utilidad en piezas de rozamiento y en algunos casos se emplean en instalaciones químicas por su resistencia a los ácidos.

En el cuadro 2 se dan algunas composiciones usuales de bronce de plomo.

La práctica a seguir para alear estos bronce es parecida a la de los bronce de cañón; por lo general se agrega al bronce de plomo una pequeña cantidad de fósforo, bajo la forma de fosfuro de cobre al 15 %, agregando este último en la proporción de 1/2 a 2 % del total de la carga.

El objeto del estaño en los bronce de plomo es, primero endurecer el cobre formando además una masa dura en la cual el plomo insoluble se depositará en pequeños cristales, así se consigue una aleación heterogénea en que hay un constituyente blando embebido en una masa dura, estructura que se persigue en casi todos los metales antifricción.



Como el plomo tiene tendencia a segregarse en grandes masas, que inutilizan la pieza es preciso tomar grandes precauciones para cortarlo y generalmente se echa mano de ciertas adiciones. Si el contenido de plomo no es muy elevado, basta la presencia del estaño para evitar la segregación, pero en caso de ser mayor la proporción del plomo es insuficiente su efecto y se debe emplear alguna otra substancia. Entre éstas pueden citarse el níquel, sulfito de plomo, arsénico, azufre, etc. pero corrientemente se emplea el níquel en forma de perdigones, que se agrega al cobre fundido en una proporción del 1 % de la carga, e inmediatamente antes del estaño. Hay que asegurarse que el níquel se ha disuelto bien agitando el baño al agregarlo.

CUADRO 2

Composición ordinaria de bronce de plomo			
T I P O	Cobre	Estaño	Plomo
Aleación dura para cojinetes . . . . .	80	12	8
Metal 80-10-10 . . . . .	80	10	10
Bronce de plomo al 15%	77	8	15
» » » » 30%	65	5	30

Las observaciones hechas para el bronce cañón son aplicables a los bronce de plomo evitando como se dijo el uso de arena muy húmeda o atacada demasiado fuerte.

Debe agitarse bien antes de fundir las piezas y la temperatura de colada más indicada será aproximadamente unos 1050° C, desmoldando las piezas tan pronto como se solidifique el metal.

Deben examinarse cuidadosamente las piezas y rechazar sin titubeos aquellas en que se note segregación del plomo.

3.—*Bronces fosforosos.*—No hay que confundir con los bronce fosforosos aquellos en que el fósforo es únicamente una pequeña adición agregada para refinar el bronce en los que, al analizar la pieza después de fundida no se encuentran más que ligeras trazas del fósforo añadido que en su mayor parte ha desaparecido. Así pues únicamente merecen tal nom-

bre aquellos bronce en que el fósforo esté en suficiente proporción para formar un nuevo constituyente separado, rico en fósforo.

Thurston cita bronce fosforosos en que la proporción de fósforo alcanza el 4 % pero este es un caso excepcional y rara vez pasa en la práctica del 2 % y en la mayoría de los casos es inferior al 1 %.

Mr. A. Philip, químico del Almirantazgo, propuso para sus especificaciones de bronce fosforosos las cifras de 7,4 a 9,7 % estaño, 0,3 a 0,6 % fósforo y el resto cobre, pinta con una resistencia a la rotura de 17 toneladas por pulgada cuadrada. Actualmente el Almirantazgo exige 90 % de cobre, 9,7 % estaño y 0,3 % fósforo. En casos en que se necesite una gran resistencia al desgaste junto con pequeño coeficiente de fricción y una gran carga de rotura puede forzarse algo el contenido de estaño y llevar el fósforo hasta el 1 %. Estos bronce se emplean como aleaciones para cojinetes, y el análisis micrográfico confirma una estructura apropiada para este empleo.

En el cuadro 3 se indican las composiciones de los bronce fosforosos más empleados normalmente.

CUADRO 3

Composición de los bronce fosforosos			
T I P O	Cobre	Estaño	Fósforo
Bronce fosforoso Almirantazgo . . . . .	90,0	9,7	0,3
Bronce para casquillos .	resto	10-11	0,75-1,0
Bronce para cilindros .	89,0	10,0	1,0
Cojinetes de alta calidad . . . . .	87,5	12,0	0,5
Bronce para engranajes.	resto	11-13	0,15 a 0,5

El fósforo se agrega en forma de fosfuro de cobre de 10 a 15 % de fósforo, y es preferible agregarlo en trozos de pequeño tamaño. Cuando es elevada la proporción de fósforo (por encima de 0,5 %) es aconsejable introducir la mitad de él al mismo tiempo que se carga el cobre, reservando la otra mitad hasta que se haya fundido el cobre y dejando bastante tiempo entre la adición de la última porción de fós-



foro y la del estaño. Por lo demás son aplicables las mismas observaciones hechas al tratar de los bronce de cañón.

Una adición de 0,5 a 1 % de níquel mejora el bronce fosforoso destinado a la fabricación de ruedas dentadas.

La temperatura de colada es aproximadamente 1.100° C; el aspecto de la superficie del metal de una buena indicación de su temperatura, esperando antes de fundir a que presente una superficie tranquila. (L. B. D.)

---

### LIBROS RECIBIDOS

#### *Estudio teórico práctico.—Trazado del buque*

por D. Manuel Orbeta y Lopategui

El autor, graduado de Ingeniero Naval en la Universidad de Glasgow, ha titulado su obra modestamente, «Trazado del buque», aún cuando en realidad es un bien realizado Compendio de los conocimientos necesarios, no solo al trazado sino a la técnica general del proyecto de buques.

Dedica los capítulos I y II a definir las dimensiones y coeficientes fundamentales en cuanto se refiere a la fijación de las características principales. Define el franco bordo, arrufo y brusca y hace a continuación un somero análisis de los pesos de los elementos que componen el buque; expone la ley de comparación para la determinación de la potencia, haciendo

aplicaciones seguidamente de las anteriores definiciones para la determinación de las características principales de varias embarcaciones.

Los capítulos III y IV, están dedicados a la determinación y dibujo del plano de formas, indicando las operaciones elementales para el trazado de la curva de área de cuadernas y línea de flotación. Menciona los experimentos de Taylor, Froude, Sadler y Baker y expone después las reglas generales a que debe sujetarse el dibujo del plano de formas.

Trata en los capítulos V y VI de la distribución general del buque y aunque por la extensión de la obra no puede darse una explicación completa de materia tan vasta, constituye no obstante, una reseña útil de la casi totalidad de los elementos que deben ser tenidos en cuenta al tratar de la distribución y del cálculo detallado de pesos de un buque.

El capítulo VII está dedicado a la determinación de la potencia propulsora, definiendo las varias clases de resistencias que integran la total de un buque.

El capítulo VIII se refiere al trazado de la hélice y finalmente en el capítulo IX se trata del coste y de la forma de redactar un presupuesto, una oferta y su especificación correspondiente.

El autor ha conseguido incluir en las dos centenas de páginas de su obra, una gran cantidad de datos útiles en forma de numerosas tablas, cuadros y gráficos de utilidad manifiesta para todo el que pretenda iniciarse en el estudio de materia tan compleja.