Ingeniería Naval

REVISTA TECNICA

ORGANO OFICIAL DE LA ASOCIACION DE INGENIEROS NAVALES

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

DIRECTOR: JUAN MANUEL TAMAYO ORELLANA, INGENIERO NAVAL

AÑO XII — MADRID, MAYO DE 1944 — NÚM. 107

Sumario

Págs.

Resumen crítico de los métodos de cálculo empleados en los ensayos con modelos de buques, por *Manuel L.-Acevedo*, Ingeniero Naval 264

Sobre la gran utilidad de la balanza en los cálculos de estabilidad, trimado y eslora inundable, por *Antonio Villanueva Núñez*, Ingeniero Naval 280

Consideraciones sobre la aplicación de aleaciones con metales ligeros en la construcción del buque, por *W. Muckle* 286

INFORMACION LEGISLATIVA

Normalización del material naval 293

Convocatoria por la que se convoca a oposiciones para el ingreso en el Cuerpo Facultativo de Armas Navales 294

INFORMACION PROFESIONAL

Dificultades en la obtención de forjas 298

Protección contra la corrosión de los ejes porta-hélices 299

Ideas modernas sobre "ferry-boats" 301

El empleo en la pesca de los aparatos submarinos de detección de sonidos 303

Progresos conseguidos en la fabricación y empleo de los metales pulverizados 304

Empleo de los Rayos X para análisis físicos de los metales 305

La construcción de los buques "Victory" 305

Las modernas lanchas rápidas torpederas 307

Revista de Revistas 309

INFORMACION GENERAL

Extranjero.—Las nuevas unidades de la Marina de guerra norteamericana 318

Aumento de la construcción de buques rápidos en Norteamérica 319

Nuevos buques "standard", de carga, de construcción inglesa 319

Botadura del primer buque tipo "Victory" 320

Coste de contrato de los buques "Liberty" 320

Nacional.—Botadura del dragaminas "Nervión" 320

Pruebas de mar del buque de carga "Alava" para la Compañía Zorroza 321

Botadura de un bacaladero en los Astilleros de la Duro Felguera de Gijón 321

Nuevos astilleros gijonenses 321

Primer Congreso Nacional de Estudios Metalúrgicos 322

Primera Junta general de la Empresa Nacional Elcano, de la Marina Mercante 323

Nuevos pesqueros 324

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

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

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

Resumen crítico de los métodos de cálculo empleados en los ensayos con modelos de buques

POR

MANUEL L.-ACEVEDO

INGENIERO NAVAL

RESUMEN: *Visión general de las diferentes causas de error que envuelve la técnica actual de los ensayos con modelos de buques y de las correcciones que como consecuencia es preciso introducir para pasar de los resultados obtenidos directamente en los mismos a los valores del buque real. Análisis detallado de las causas de error debidas particularmente a los métodos de cálculo. Referencia especial a los procedimientos seguidos en el Canal de El Pardo.*

Las notaciones empleadas son las usadas en el Canal de El Pardo, empleándose como siempre un acento (L') para distinguir las magnitudes referentes al tamaño del modelo.

CONSIDERACIONES GENERALES.

El método actual para determinar la potencia de un buque mediante la experimentación con modelos, conduce directamente a resultados de remolque y de autopropulsión que no coinciden exactamente con los del buque en la realidad.

Las correcciones que sobre los primeros han de efectuarse para llegar a los segundos, pretenden tomar en consideración las diferentes causas de error en que se incurre a lo largo de la aplicación del método.

Supone éste, en primer lugar, semejanza geométrica de forma y de posición entre el modelo y el buque. El modelo, por su ejecución cuidadosa, puede suponerse, desde luego, reproducción exacta de su propio plano de trazado. Sin embargo, su semejanza geométrica con el buque no es enteramente rigurosa. Prescindiendo de que la carena del modelo corresponde, en general, al trazado fuera de miembros y de que muchas veces los ensayos se efectúan sin alguno de los apéndices (especialmente quillas de balance) que luego ha de llevar el buque, diferencias la primera sin importancia y la segunda materialmente subsanable, se observa que mientras la superficie del modelo es prácticamente lisa, la del buque real, aun recientemente limpio de fondos y pintado, presenta un cierto grado de rugosidad (cabezas de remaches, solapes de planchas, etc.). La rugosidad modifica sustancialmente el mecanismo de la fricción del flúido y su diferente calidad en el modelo y el buque es causa suficiente para que los resultados deducidos directamente del primero no coincidan con los del segundo. Aun suponiendo que la aplicación del método no contuviera otras causas de error, dichos resultados, sin ninguna corrección, se referirían, en efecto, por la causa indicada, a una carena hipotética diferente de la real.

Por lo que respecta al propulsor, pueden existir fallos de la semejanza geométrica entre el modelo y el natural atribuíbles a defectos de ejecución de este último, ya que en los del modelo no debe pensarse dada la ejecución y comprobación muy cuidadosa que en todos los Canales se sigue; del mayor interés sería asegurarse, por tanto, de que las hélices del tamaño natural son fiel reproducción de sus planos de proyecto, especialmente en lo que se refiere al paso. Con respecto a la rugosidad, si bien, como para la carena, ésta es diferente en el modelo que en el propulsor real, dada la menor importancia que al lado de la resistencia inducida tiene ahora la de fricción, resulta también menor la influencia de dicha causa; por otra parte, la costumbre actual de dar a las hélices de los buques un mayor pulimento tiende a reducir la citada diferencia.

Viene en segundo lugar la fase experimental. Puede admitirse, desde luego, que con los modernos dinamómetros de precisión los esfuerzos desarrollados en los modelos durante los ensayos se miden con la exactitud debida. Las causas de error en esta fase experimental radican principalmente en la imposibilidad de dar cumplimiento a todas las leyes de semejanza que afectan al fenómeno. El flujo hidrodinámico en torno al modelo (diferenciado ya del del buque por la diferente rugosidad de la superficie de ambos, según queda indicado) al venir influído por el no cumplimiento de alguna ley de semejanza podría dar lugar a que los resultados experimentales en él obtenidos no fueran aptos para ser extrapolados al tamaño natural, supuesto un determinado procedimiento de cálculo. Dentro del conocimiento actual, parece, sin embargo, que el no cumplimiento durante el ensayo de la ley de Reynolds, la de más trascendencia entre las no satisfechas, no acarrea, con las precauciones que hoy se toman, una consecuencia de esa clase, al menos para la carena general, si bien todavía puede subsistir a veces dicho peligro para ciertos apéndices, principalmente arbotantes, que por sobresalir apreciablemente de aquélla, quedan situados para el modelo en una zona de flujo subcrítico, a diferencia de lo que ocurre en el buque. En ciertos casos, un efecto de escala de esta clase puede existir también para los propulsores.

Dentro del marco de errores experimentales por no cumplimiento de las leyes de semejanza debe incluirse también la cavitación, si bien este error tiene un carácter menos sistemático, ya que su aparición en el buque sólo se produce en circunstancias determinadas. La imposibilidad de alcanzar iguales valores del parámetro de cavitación para el buque y el modelo, debido principalmente a la falta de correspondencia entre las presiones de aire que gravitan sobre ambos, es causa de que el fenómeno no aparezca en el modelo autopropulsado, aun existiendo para el buque.

Otras circunstancias de carácter más externo, existentes para el buque real, no se encuentran tampoco debidamente reproducidas durante el ensayo con el modelo. Así, con éste se mide exclusivamente la resistencia hidrodinámica de la carena mientras en el buque hay que contar, además, con la resistencia opuesta por la obra muerta al viento relativo y a un posible viento atmosférico. Del mismo modo, el ensayo con el modelo se efectúa, salvo casos excepcionales, en aguas tranquilas e ilimitadas, mientras para el buque el estado de la mar es variable y la profundidad del fondo puede ser limitada, si bien esta última circunstancia, cuando tiene un carácter regular (por ejemplo, navegación fluvial), suele determinar un ensayo especial en el cual la profundidad de agua del canal se establece teniendo en cuenta la del tamaño natural. Por último, la estabilidad de ruta exige en el buque actuar más o menos sobre el timón, dando lugar a una pequeña resistencia adicional, la cual no se produce con el modelo cuyo timón va trincado durante la experiencia, asegurándose su curso rectilíneo por los dispositivos-guía de unión al carro.

En tercero y último lugar viene el cálculo. La complejidad del fenómeno, que ya durante el ensayo ha impedido establecer las condiciones de la experimentación de manera a dar cumplimiento a todas las leyes de semejanza, reaparece nuevamente para impedir ahora una aplicación plenamente satisfactoria de dichas leyes en el paso a la escala natural de los resultados obtenidos con el modelo. Por el momento es necesario para llegar a una solución en esta última etapa contentarse con una aplicación parcial de la semejanza mecánica, aceptando ciertas hipótesis e introduciendo determinadas fórmulas de cálculo, que envuelven, naturalmente, nuevas posibles causas de error.

Se llega así a valores de la potencia de remolque P_0 (ensayo de remolque) o de potencia en el propulsor P_Q (ensayo de autopropulsión)

que, aunque referentes a la escala del tamaño natural, no coinciden con los valores del buque real, debido a las causas de error acumuladas en el curso del procedimiento, según queda dicho.

Entre unos y otros valores queda un margen que deberán salvar las correcciones, que, dado el carácter evidentemente aditivo de la mayoría, hacen que el límite inferior de dicho margen corresponda a los resultados del modelo.

Ideas globales de la cuantía de estas correcciones se obtendrán comparando los valores reales dados por el buque con los calculados por el ensayo, bien de la potencia de remolque (ensayo de remolque), bien de la potencia en el propulsor (ensayo de autopropulsión).

Prácticamente, el control del procedimiento se reduce a la comparación de la última potencia, ya que no se puede contar con una experiencia de remolque del buque real. Esto es una contrariedad, pues la exclusión de los factores de la propulsión permitiría hacer una primera discriminación de errores.

Mientras los resultados deducidos directamente del modelo sin efectuar sobre ellos todavía ninguna corrección constituyen un límite inferior concreto y determinado apenas diferente de unos Canales a otros, muchas de las diferencias indicadas anteriormente que determinan el límite superior dado por el buque real son variables por naturaleza, fluctuando desde cero hasta un valor más o menos elevado, según en qué circunstancias se considere la navegación del buque.

Con objeto de tener una base de comparación uniforme se deberá hacer referencia a idénticas circunstancias que, para mayor sencillez, convendrá elegir de manera que correspondan a valores cero de dichas diferencias. Entonces, entre los resultados deducidos directamente del modelo y los del buque real quedarán solamente las causas de error, por lo tanto, las correcciones correspondientes, que por su carácter permanente deberán sistemáticamente ser consideradas para pasar de unos a otros. Son las siguientes:

1. Diferencia de rugosidades del modelo y del buque real, referida esta última al casco nuevo, limpio de fondos y pintado.
2. Efectos de escala (carena, propulsores y apéndices) por incumplimiento de la ley de Reynolds durante el ensayo.
3. Resistencia por viento relativo en el buque real, supuesto aire en calma.
4. Apéndices del buque real no presentes en el modelo.
5. Desviaciones del timón para la conservación de ruta en el buque real.
6. Errores imputables al método de cálculo seguido para pasar de los resultados del modelo a la escala del tamaño natural.

Y como causas y correcciones de carácter variable a ser tenidas en cuenta según las circunstancias que en cada caso se determinen para el buque real, subsistirán las siguientes:

1. Rugosidad suplementaria por casco sucio.
2. Resistencia por viento atmosférico.
3. Movimientos del buque en mar agitada.
4. Aguas de profundidad limitada.

No se incluye la cavitación, indicada antes como posible causa de importantes diferencias entre los resultados previstos por el modelo y los dados por el buque en la realidad, por entender que este fenómeno no debe, en general, ser tomado en consideración por una corrección numérica, sino que debe ser eliminado, bien *a priori* si un ensayo previo especial lo ha denunciado, bien en todo caso *a posteriori*, dados sus efectos perjudiciales y la posibilidad de remedio que casi siempre existe modificando el proyecto del propulsor.

Todas estas circunstancias diferentes del buque y del modelo fueron examinadas detalladamente en el Congreso de Directores de Canales celebrado en Berlín el año 1937 (1). Las normas generales propuestas entonces para efectuar las correcciones correspondientes pueden considerarse establecidas con suficiente estabilidad a excepción de las referentes a la rugosidad y a los errores del método de cálculo, según a continuación se indica.

Refiriéndose al grupo de carácter permanente, se tiene:

1. Diferencias de rugosidades del modelo y del buque real, referida esta última a casco nuevo, limpio de fondos y recién pintado.

Los datos de que se dispone actualmente para efectuar esta corrección provienen principalmente de los estudios con tubos y placas rugosas efectuados en Göttingen. En particu-

(1) "Internationale Tagung der Leiter der Schleppversuchsanstalten. Berlín, 1937", edición del Canal de Berlín.

lar los resultados de Prandtl-Schlichting han sido adaptados por Weitbrecht a las fórmulas de Froude de uso ordinario en arquitectura naval, introduciendo un coeficiente de corrección función de la eslora, de la velocidad y del grado de rugosidad de la superficie. El procedimiento permite calcular para la carena real el aumento por rugosidad de la resistencia de fricción tangencial (que con la rugosidad pierde, por cierto, su pureza tangencial).

Si se trata de la potencia de remolque P_o, la corrección se efectúa al hacer el cálculo de dicha resistencia de fricción del buque empleando un coeficiente de fricción modificado.

Si se trata de la potencia en el propulsor P_Q, es preferible a una corrección adicional última, introducir ésta por vía experimental actuando sobre el valor de la deducción de fricción F_a al ejecutar el ensayo de autopropulsión. Esto es más exacto ya que el aumento de potencia P_Q no resulta directamente de la proporcionalidad con el aumento de la resistencia, sino a través del propulsor, cuyo rendimiento varía con el grado de empuje a que trabaja. Por el procedimiento indicado se puede conseguir que este grado de empuje adquiera su valor correcto (2). Además, de este modo se puede conocer cómo el aumento de P_Q se reparte entre número de revoluciones y momento.

No estando por ahora totalmente dilucidada la cuestión de la rugosidad, los coeficientes de corrección que hoy se emplean tienen todavía un carácter provisional, encontrándose en período de revisión.

Los empleados en el Canal de El Pardo han sido objeto de una publicación reciente (3).

2. Efectos de escala (carena, propulsores y apéndices) por incumplimiento de la ley de Reynolds durante el ensayo.

El efecto de escala en la carena es, en general, evitable tomando un Número de Reynolds del modelo suficientemente alto. En El Pardo los valores mínimos fijados son $6{,}5.10^6$ para carenas finas y $3{,}5.10^6$ para carenas llenas.

(2) Esta observación es general para todas las correcciones que signifiquen una resistencia de remolque adicional. Sin embargo, si esta resistencia adicional es muy pequeña, puede prescindirse de su influencia sobre el rendimiento del propulsor y tomar el aumento de P_Q proporcionalmente al aumento de la resistencia.

(3) "Semejanza mecánica y experimentación con modelos de buques.—Tablas", edición del Canal de El Pardo, 1943.

La existencia de un efecto de escala en los propulsores puede pronosticarse utilizando los resultados de Gutsche. En El Pardo se emplean los límites de Reynolds dados por éste, procurando que a partir de los 3/10 del radio, por lo menos, la pala se encuentre en zona sobrecrítica. Sin embargo; puede ocurrir que aun encontrándose carena y propulsor en zona sobrecrítica, exista un efecto de escala que afecte a los fenómenos de influencia recíproca—succión y estela—desarrollados entre ambos. La existencia de un efecto de escala de esta clase se manifiesta entonces para el buque por aumentos del rendimiento de la propulsión y del número de revoluciones con relación a los valores que se obtienen directamente por el cálculo del ensayo. Estos aumentos varían del 1 al 2 %, siendo en general mayores para una hélice central que para las laterales.

El efecto de escala en ciertos apéndices puede ser causa de que la resistencia del apéndice en el buque real sea, en proporción, menor que la medida con el modelo. Para arbotantes, que son los apéndices más expuestos a sufrir este efecto de escala, la disminución puede llegar a ser la mitad.

3. Resistencia por viento relativo en el buque real, supuesto aire en calma.

La resistencia por viento relativo puede calcularse fácilmente con suficiente aproximación una vez conocida la obra muerta del buque.

Para la potencia de remolque P_o, se sumará a la resistencia deducida del modelo en dicho ensayo.

Para la potencia en el propulsor P_Q, sería preferible por las razones antes expuestas efectuar esta corrección también por vía experimental de la manera indicada para la corrección por rugosidad. Sin embargo, dada su pequeñez, resulta prácticamente lo mismo proceder en una u otra forma, por lo cual suele agregarse al final como corrección adicional.

Como cuando se ensayan los modelos muchas veces no se conocen todavía las superestructuras del buque, es frecuente que los Canales entreguen sus resultados sin esta corrección.

En la publicación del Canal de El Pardo antes aludida se encuentran los datos necesarios para efectuarla.

4. Apéndices del buque real no presentes en el modelo.

En el ensayo de autopropulsión el modelo po-

see, en general, todos sus apéndices, a excepción de las quillas de balance que pueden faltar.

Puede contarse con un aumento de resistencia para éstas, supuesto han sido situadas correctamente, de un 2 a 3 % sobre la resistencia de la carena. Muchas veces su resistencia se calcula sumando su superficie mojada a la de la carena, tomando luego esta suma para el cálculo de la resistencia de fricción del buque.

Cuando se trata de carenas finas o las quillas de balance se extienden apreciablemente por fuera de un cuerpo cilíndrico central es conveniente, sin embargo, efectuar el ensayo del modelo con ellas. Esta precaución suele tenerse en el Canal de El Pardo. En este caso la resistencia de las quillas se considera incluída en el cálculo global del ensayo.

5. Desviaciones del timón para la conservación de ruta en el buque real.

La resistencia adicional por esta causa puede ser, a lo sumo, de 1 %.

6. Errores imputables al método de cálculo seguido para pasar de los resultados del modelo a la escala del tamaño natural.

Estos errores son difíciles de conocer cuantitativamente. En general, se sabe dónde radican las causas de error y el sentido en que actúan; pero la estrecha dependencia entre unas y otras hace muy difícil su valoración.

Indudablemente los signos contrarios de algunas de ellas producen una cierta compensación de errores, razón esta última invocada a veces para oponerse a innovaciones *parciales*, por ejemplo, la sustitución de las primitivas fórmulas de Froude para placas planas por otras más modernas y teóricamente mejor fundadas, alegando que su combinación con un procedimiento general de cálculo que no es perfecto podría conducir a valores de potencia menos aproximados que los que actualmente se obtienen con las primeras. Esta razón, sin embargo, carece de consistencia, ya que dicha mayor o menor aproximación no haría otra cosa que localizar más exactamente en los puntos precisos la cuantía de los errores. Son otras las razones que realmente se oponen a las innovaciones, principalmente la de orden práctico de utilización de límites de error ya conocidos, dados por los abundantes datos de los archivos acumulados siguiendo determinados procedimientos de cálculo.

Esto, aparte la discutible madurez de las innovaciones. Así, sobre la cuestión influencia de la forma sobre la resistencia de fricción, causa de error examinada en el Congreso de Berlín, no se juzgó prudente por el momento tomar ninguna medida por considerar el asunto no suficientemente estudiado.

Siendo el objeto principal de este trabajo precisamente el análisis de los procedimientos de cálculo, el tema general de este apartado 6 es tratado a fondo más adelante.

La potencia en el propulsor P_Q deducida del ensayo, con las correcciones de los seis apartados anteriores y con una pequeña adición final (2 a 5 %) para tener en cuenta la pérdida de par motor por rozamiento en los cojinetes de la línea de ejes (4), dará una potencia en el eje P_e que debe coincidir con la del buque medida en pruebas si éstas se realizan en las condiciones supuestas (casco nuevo, limpio de fondos y pintado; aguas tranquilas, profundas y sin corrientes; aire en calma).

Las correcciones 2, 3, 4 y 5 pueden considerarse factibles con errores relativos pequeños que, dado lo reducido en general de los valores absolutos de aquéllas, serán en todo caso de poca trascendencia en el valor final de la potencia.

La corrección 1, por rugosidad es, en cambio, no solamente de más importancia, sino que, como repetidamente queda dicho, su determinación está fundada en conocimientos todavía no debidamente contrastados. Además, por su aplicación hecha a través del método general de cálculo, indirectamente se liga esta corrección a los presuntos errores del apartado 6.

Por lo tanto, la comparación de los resultados de unas pruebas en la mar con los previstos por los ensayos con modelos arrojará la influencia global de la rugosidad y de dichos posibles errores del método de cálculo, para cuyo conocimiento experimental separado sería preciso excluir la diferente rugosidad en los dos sistemas.

Castagnetto, experimentando dos modelos a

---

(4) Esta pérdida por rozamiento es el propio Astillero el que con mejor conocimiento de causa podrá fijar en cada caso con precisión. Como información a continuación se indican algunos valores dados por Troost:

Bocina: 1,5 %.
Cojinetes (máquina alternativa): 0,4 %.
Cojinetes (turbinas y electromotores): 0,25 %.
Chumacera de empuje (normal): 2 %.
Chumacera Michell: 0,5 %.

escalas 1 y 1,2 de una misma carena (5), encontró coincidencia muy perfecta de la resistencia de remolque medida con el modelo mayor con la calculada para el mismo partiendo del resultado de remolque del modelo más pequeño. En este caso, en que la influencia de una diferente rugosidad quedaba prácticamente excluída, el método de cálculo de Froude se mostró muy preciso. Sin embargo, la proximidad de escalas de los dos modelos hace que esta confirmación tenga un valor muy relativo por lo que respecta a su generalización al tamaño del buque.

Aun con la limitación indicada, no es necesario, naturalmente, encarecer la importancia y utilidad que para el Canal tiene, el que al mismo lleguen los resultados de las pruebas en la mar de aquellos buques cuyos modelos fueron previamente ensayados. Esta información constituye el complemento natural de dichos ensayos hasta el extremo que no debería considerarse enteramente completo el expediente de resistencia y propulsión de un buque si el citado complemento falta.

Claro que para que los resultados de pruebas en la mar tengan verdadero valor es necesario que éstas sean llevadas a cabo escrupulosamente, tanto ya desde las primeras operaciones de preparación (calibrado de los ejes, elección de una milla medida de entera confianza situada en aguas profundas, etc.), como luego en las de ejecución material de las pruebas. En esta última etapa es de suma importancia para que los resultados sean comparativos, que los procedimientos de observación, aparatos de medida, etcétera, incluso el factor subjetivo del personal encargado, respondan a una cierta uniformidad. Algunos Canales disponen por ello de un equipo propio (personal y material) que asiste a las pruebas en la mar, servicio al cual debe aspirar también el Canal de El Pardo.

Por lo que respecta al grupo de correcciones de carácter variable, su valoración para obtener las condiciones medias de servicio del buque no puede hacerse evidentemente con la misma precisión y fijeza que para las de carácter permanente, debiendo basarse más bien en datos estadísticos de acuerdo con las rutas de navegación que el barco siga y otras circunstancias propias de cada caso. En la publicación ya mencionada del Canal de El Pardo se encuentran normas generales para hacer estas correcciones.

Como información muy general a continuación se indican las correcciones medias propuestas por Kempf en el Congreso de Berlín:

Las correcciones medias aditivas a introducir sobre los resultados de los ensayos con modelos obtenidos según el método de Froude, sin ninguna corrección, varían, en general, del 15 al 30 %, según la ruta y época del año de que se trate. Como valores medios pueden tomarse los siguientes:

Atlántico del Norte, rumbo Oeste: 20-30 %.
Atlántico del Norte, rumbo Este: 15-20 %.
Atlántico del Sur: 12-18 %.
Pacífico: 15-30 %.
Australia: 12-18 %.
Asia Oriental: 15-20 %.

Tras estas consideraciones generales, pasamos ahora a ocuparnos particularmente de los métodos de cálculo empleados en los ensayos con modelos de buques, analizando sus causas de error.

* * *

Un ensayo de remolque proporciona la curva experimental $R'_o = f(V')$ obtenida con un modelo a escala $1/a < 1$, ensayado en un medio flúido que, desde el punto de vista de la resistencia a la marcha, queda físicamente definido por su densidad y viscosidad, cuyos valores durante el ensayo ρ' y ν' vienen de terminados por el que tenga la temperatura t'.

Consideremos un punto $(V' \; R'_o)$ de la curva obtenida para el modelo y veamos cómo de él se puede deducir otro $(V \; R_o)$ de la del natural, para un medio flúido de características físicas en general diferentes de las del primero, a una temperatura convencional t.

Cálculo sin debdoblamiento de R'_o.—Método de Telfer.

El examen de las condiciones impuestas por las diferentes leyes de semejanza (Froude, Reynolds y Weber) que intervienen en el fenómeno hidrodinámico del movimiento de una carena, indica la imposibilidad práctica de establecer entre los dos puntos $(V' \; R'_o)$ $(V \; R_o)$ otra correspondencia de semejanza mecánica que no sea la

(5) Castagnetto: "Una singular confirmación del método de Froude". Roma, 1943.—Véase Araoz, Ingeniería Naval, 1944, pág. 159.

determinada por la ley de Froude, es decir, la que al punto de abscisa V' de la curva de resistencia del modelo hace corresponder el punto de abscisa $V = V' \sqrt{\frac{g\alpha}{g'}}$ en la del natural.

Supondremos, pues, que el modelo ha sido corrido en la zona de velocidades V' correspondiente, según esa ley, a la de velocidades V del buque que interesa, así como que el resultado experimental de que se parte se ha obtenido habiendo tomado las debidas precauciones para evitar posibles efectos de escala por incumplimiento de las leyes de semejanza restantes.

Ahora bien, para la simple correspondencia de la ley de Froude, *un ensayo* de remolque con *un modelo* no es suficiente para permitir el paso directamente de la resistencia total medida R'_o a la resistencia total R_o del natural.

En efecto, el cálculo directo de la resistencia total R_o significa el conocimiento del coeficiente de resistencia total

$$\zeta_o = \frac{R_o}{\frac{\rho V^2}{2} S}$$

El ensayo de remolque da para cada velocidad V' un valor experimental

$$\zeta'_o = \frac{R'_o}{\frac{\rho' V'^2}{2} S'}$$

que se puede representar por un punto $(\mathfrak{R}' \ \zeta'_o)$ en un sistema de coordenadas $\mathfrak{R} \ \zeta_o$ (fig. 1).

El punto correspondiente, según la ley de Froude, en el natural tendrá por abscisa, en función de la del modelo, el valor

$$\mathfrak{R} = \frac{\nu'}{\nu} \sqrt{\frac{g}{g'}} \alpha^{3/2} \mathfrak{R}'$$

y su ordenada ζ_o definida por la función $\zeta_o = f(\mathfrak{F} \ \mathfrak{R})$, será diferente de la ζ'_o del modelo debido a que los Números de Reynolds correspondientes son diferentes, siendo además dicho valor ζ_o desconocido mientras no se conozca la ley de variación parcial con $\mathfrak{R}$ de la función anterior $\zeta_o = f(\mathfrak{F} \ \mathfrak{R})$; es decir, mientras no se conozca la curva que para cada valor $\mathfrak{F}$, es decir, para cada velocidad de ensayo

$$V' = \mathfrak{F} \sqrt{g' L'}$$

contiene ambos puntos correspondientes y que, naturalmente, no está determinada por el conocimiento de uno de ellos, el $(\mathfrak{R}' \ \zeta'_o)$, único resultado que, para cada velocidad de ensayo V', arroja un ensayo de remolque con un modelo.

En este aspecto es interesante hacer observar que al examinar la posibilidad de atribuir teórica o empíricamente expresión analítica a la

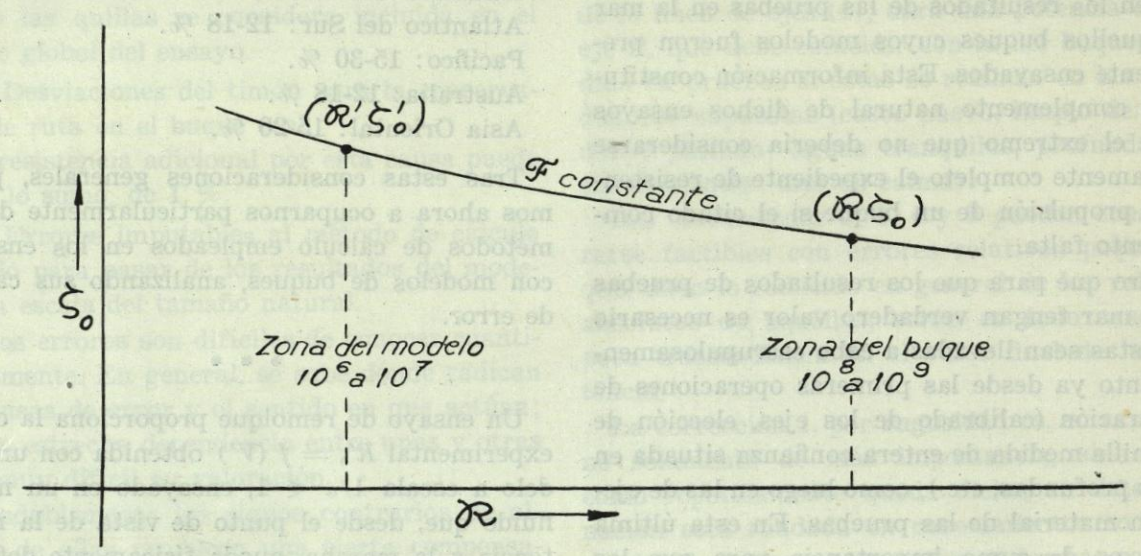


Fig. 1

función $\zeta_o = f(\mathfrak{F}\ \mathfrak{R})$, además de la intervención indudable de las condiciones geométricas del sistema, podrán intervenir para dar forma a dicha expresión, las variaciones de los parámetros $\mathfrak{F}$ y $\mathfrak{R}$ que contiene y que, por lo tanto, en el caso considerado, la variación de ζ_o al pasar del modelo al natural, podrá provenir, no sólo de la variación de $\mathfrak{R}$ en sí, sino también de la variación con este parámetro, de la forma de la propia función que lo contiene.

Se puede, sin embargo, hacer la determinación experimental de la curva antes indicada efectuando ensayos sistemáticos con la misma forma de carena para diferentes valores $\mathfrak{R}'$, que pueden obtenerse haciendo variar la escala del modelo y, si es posible, la viscosidad cinemática ν' también.

En esto consiste el método propuesto por Telfer (6), cuya realización esquemática es la siguiente:

Semejantes a la carena del buque cuya curva de resistencia de remolque se quiere determinar, se construyen varios modelos a diferentes escalas $a_1, a_2, \ldots a_i \ldots$

Con cada uno de estos modelos se efectúa un ensayo de remolque entre los Números de Froude de que interesan (los mismos para todos ellos). Se obtiene así una serie de curvas de resistencia de remolque $R'_o = f(V'\ a_i)$.

De cada una de estas curvas se deduce entonces otra $\zeta'_o = f(\mathfrak{R}'\ a_i)$ (fig. 2), cuyas abscisas y ordenadas, en función de las de cada punto $(V'\ R'_o)$ de la primera son, respectivamente:

$$\mathfrak{R}' = \frac{V'L'}{\nu'} = V'\frac{L}{a_i\nu'} \qquad \zeta'_o = \frac{R'_o}{\frac{\rho' V'^2}{2}S'} = \frac{R'_o}{\frac{\rho' V'^2}{2}\cdot\frac{S}{a_i^2}}$$

Sobre cada punto determinado por estas coordenadas se anota el valor $\mathfrak{F}$ que le corresponde

$$\mathfrak{F} = \frac{V'}{\sqrt{g'L'}} = V'\sqrt{\frac{a_i}{g'L}}$$

y se unen los puntos de las diferentes curvas $\zeta'_o = f(\mathfrak{R}'\ a_i)$ marcados con el mismo valor $\mathfrak{F}$, obteniéndose así la nueva serie de curvas $\zeta_o = f(\mathfrak{F}_k\ \mathfrak{R})$ cada una de ellas para un valor $\mathfrak{F}_k$ determinado.

Extrapoladas entonces estas curvas hasta la región de los valores $\mathfrak{R}$ del buque, se toma para cada velocidad V de éste la abscisa

$$\mathfrak{R} = \frac{VL}{\nu},$$

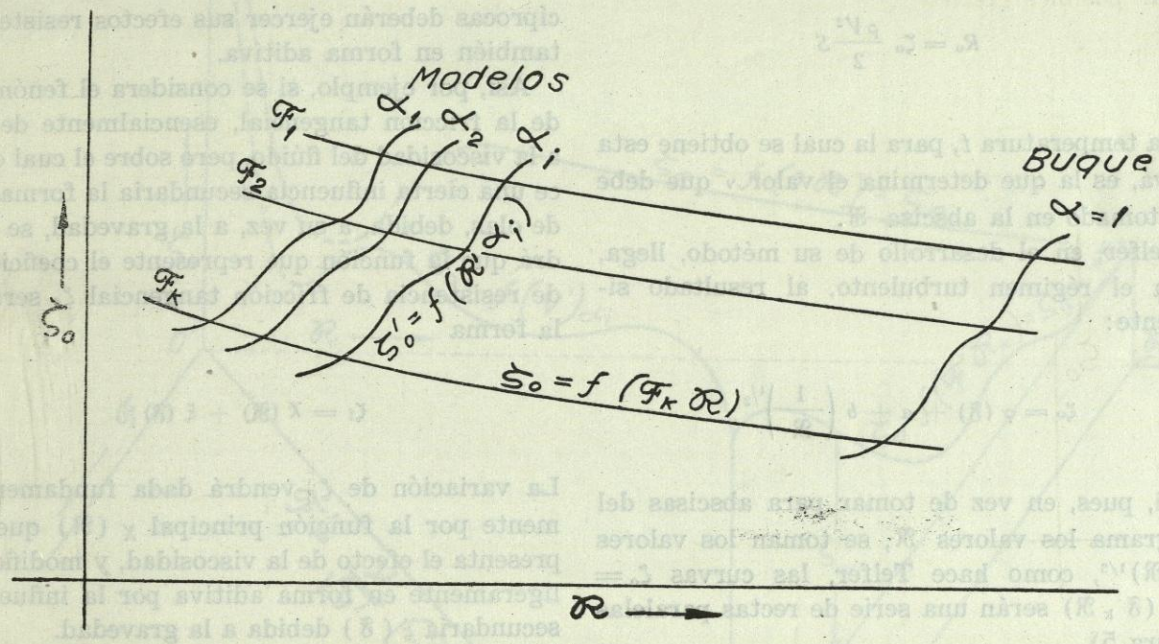


Fig. 2

(6) Telfer: "Ship resistance similarity", T. I. N. A., 1927.—"Frictional resistance and ship resistance similarity", N. E. C. I., 1928-29.

la cual por su intersección con la curva $\zeta_o = f(\mathfrak{F}_k \mathfrak{R})$ correspondiente a dicha velocidad V, es decir,

$$\mathfrak{F}_k = \frac{V}{\sqrt{gL}}$$

determina la ordenada ζ_o, pudiendo obtenerse así por puntos la curva $\zeta_o = f(\mathfrak{R}\ 1)$, es decir, la $\zeta_o = f(V)$ referente a la carena del buque ($a_i = 1$), de la cual se deduce la de la resistencia de remolque

$$R_o = \zeta_o \frac{\rho V^2}{2} S$$

La temperatura t, para la cual se obtiene esta curva, es la que determina el valor ν que debe ser tomado en la abscisa $\mathfrak{R}$.

Telfer, en el desarrollo de su método, llega, para el régimen turbulento, al resultado siguiente:

$$\zeta_o = \varphi(\mathfrak{F}) + a + b\left(\frac{1}{\mathfrak{R}}\right)^{1/3}$$

Si, pues, en vez de tomar para abscisas del diagrama los valores $\mathfrak{R}$, se toman los valores $(1/\mathfrak{R})^{1/3}$, como hace Telfer, las curvas $\zeta_o = f(\mathfrak{F}_k \mathfrak{R})$ serán una serie de rectas paralelas (figura 5).

Es interesante señalar el significado físico de este paralelismo encontrado experimentalmente por Telfer.

De una manera general, si las curvas $\zeta_o = f(\mathfrak{F}_k \mathfrak{R})$ resultan ser superponibles entre sí mediante una traslación vertical, ello indica que la función general $\zeta_o = f(\mathfrak{F}\ \mathfrak{R})$ ha de ser precisamente de la forma.

$$\zeta_o = \varphi(\mathfrak{F}) + \psi(\mathfrak{R})$$

y recíprocamente.

Poniendo entonces

$$\zeta_{\mathfrak{F}} = \varphi(\mathfrak{F}) \qquad \zeta_{\mathfrak{R}} = \psi(\mathfrak{R})$$

$$R_{\mathfrak{F}} = \zeta_{\mathfrak{F}} \frac{\rho V^2}{2} S \qquad R_{\mathfrak{R}} = \zeta_{\mathfrak{R}} \frac{\rho V^2}{2} S$$

se tendrá

$$R_o = R_{\mathfrak{F}} + R_{\mathfrak{R}}$$

es decir, que desde el punto de vista de la resistencia, será posible establecer una *separación en dos sumandos distintos* de los efectos debidos, respectivamente, a la acción de la gravedad y a la viscosidad del flúido.

Esta independencia analítica de los efectos de la gravedad y viscosidad no debe interpretarse en el sentido de no existencia de influencias recíprocas entre los fenómenos debidos a dichas dos causas, sino como que estas influencias recíprocas deberán ejercer sus efectos resistentes también en forma aditiva.

Así, por ejemplo, si se considera el fenómeno de la fricción tangencial, esencialmente debido a la viscosidad del flúido, pero sobre el cual ejerce una cierta influencia secundaria la formación de olas, debida, a su vez, a la gravedad, se tendrá que la función que represente el coeficiente de resistencia de fricción tangencial ζ_f será de la forma

$$\zeta_f = \chi(\mathfrak{R}) + \xi(\mathfrak{F})$$

La variación de ζ_f vendrá dada fundamentalmente por la función principal $\chi(\mathfrak{R})$ que representa el efecto de la viscosidad, y modificada ligeramente en forma aditiva por la influencia secundaria $\xi(\mathfrak{F})$ debida a la gravedad.

Por la misma razón, las variaciones de dicho coeficiente ζ_f, cuando se tengan en cuenta las influencias sobre él, no sólo del Número de Reynolds, sino también las del de Froude, vendrán representadas en un sistema de coordenadas $(\zeta_f\ \mathfrak{R})$ por una serie de curvas paralelas, correspondiente cada una a un valor $\mathfrak{F}$ determinado.

Otro tanto podría decirse con respecto a la resistencia por formación de olas y a las influencias secundarias sobre ella de la viscosidad.

Las principales influencias ejercidas recíprocamente entre los fenómenos indicados son, por lo demás, como es sabido, las siguientes:

La formación de olas influye sobre la resistencia tangencial de fricción por la variación de la superficie mojada, por la modificación de las velocidades locales a causa del movimiento orbitario (sobrevelocidad en los senos, subvelocidad en las crestas) y por el alargamiento de las líneas de corriente a causa de la ondulación.

La viscosidad influye sobre la formación de olas por la disminución de la recuperación de presión a popa, con la consiguiente modificación del sistema de olas en esa parte, y, en general, por la disipación de energía almacenada en la ola a causa de la viscosidad, efecto especialmente importante cuando existe turbulencia y liberación de torbellinos.

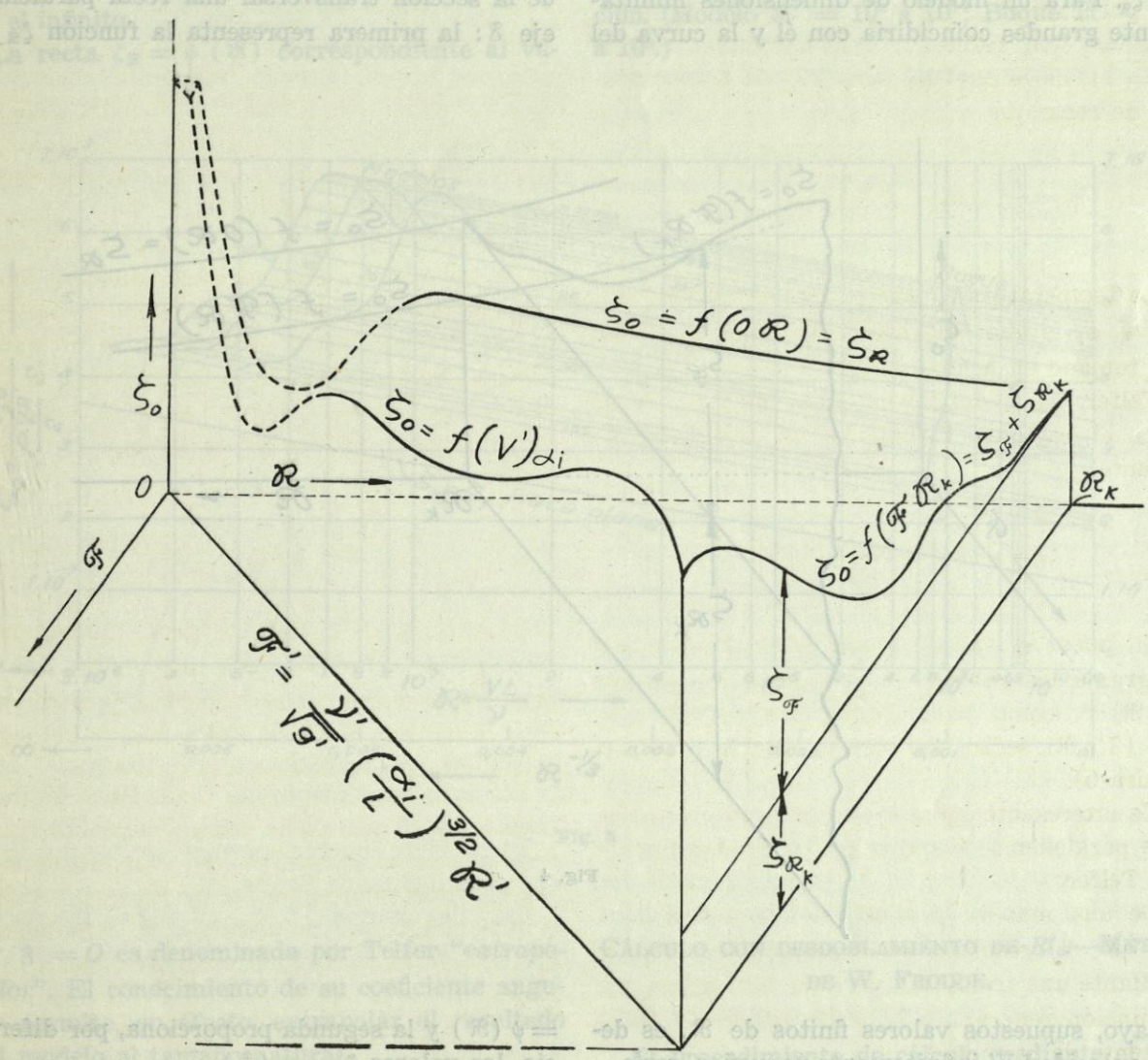


Fig. 3

Volviendo al método de Telfer, se obtiene, acaso, una visión más clara y completa del mismo cuando se considera representada en un sistema de tres ejes coordenados ζ_0 $\mathfrak{F}$ $\mathfrak{R}$, la que pudiéramos llamar *superficie característica de resistencia* f (ζ_0 $\mathfrak{F}$ $\mathfrak{R}$) $= O$, correspondiente a una determinada forma geométrica de carena (fig. 3).

Telfer, con su método, efectúa la determinación experimental de dicha superficie por medio de las secciones producidas en la misma por un haz de planos que pasan por el eje ζ_0 y que tienen por trazas sobre el plano coordenado $\mathfrak{F}$ $\mathfrak{R}$ las rectas concurrentes en el origen

$$\mathfrak{F}' = \frac{\nu'}{\sqrt{g'}}\left(\frac{\alpha_i}{L}\right)^{3/2}\mathfrak{R}'$$

A cada ensayo efectuado con un modelo de unas dimensiones determinadas (α_i) corresponde uno de dichos planos. La sección correspondiente referida a su traza como eje de abscisas. V' representa la curva $\zeta_0 = f\,(V')$.

A medida que el modelo ensayado es más pequeño, el plano diagonal correspondiente al ensayo gira aproximándose al plano coordenado $\mathfrak{F}$ ζ_0. Para un modelo de dimensiones infinita-

mente pequeñas coincidiría con él; pero entonces, por haber entrado en la zona de régimen laminar, la curva del ensayo se habrá alejado al infinito, es decir, que la superficie $\zeta_o = f(\mathfrak{F}\ \mathfrak{R})$ debe ser asintótica a dicho plano coordenado.

Si, por el contrario, el modelo aumenta de dimensiones, el plano del ensayo se aproxima al $\mathfrak{R}\ \zeta_o$. Para un modelo de dimensiones infinitamente grandes coincidiría con él y la curva del ensayo, supuestos valores finitos de $\mathfrak{R}$, es decir, velocidad V' infinitamente pequeñas, sería

$$\zeta_o = f(\mathfrak{F}\ \mathfrak{R})_{\alpha_i = o} = \varphi(O) + \psi(\mathfrak{R}) = \psi(\mathfrak{R})$$

es decir, que la curva intersección de la superficie del coeficiente de resistencia total $\zeta_o = f(\mathfrak{F}\ \mathfrak{R})$ con el plano coordenado $\mathfrak{R}\ \zeta_o$, representa el coeficiente de resistencia por viscosidad $\zeta_{\mathfrak{R}} = \psi(\mathfrak{R})$.

Teniendo en cuenta el paralelismo que guardan entre sí, tanto las curvas longitudinales de Número de Froude constante como las transversales de Número de Reynolds constante, de lo anterior deduce Telfer un procedimiento para separar gráficamente los coeficientes $\zeta_{\mathfrak{F}}$ y $\zeta_{\mathfrak{R}}$. Basta para ello extrapolar una curva transversal $\zeta_o = f(\mathfrak{F}\ \mathfrak{R}_k)$ hasta su intersección con el plano coordenado $\mathfrak{R}\ \zeta_o$ y por ese punto de intersección (fig. 4) trazar en dicho plano una curva paralela a las longitudinales y en el plano de la sección transversal una recta paralela al eje $\mathfrak{F}$: la primera representa la función $\zeta_{\mathfrak{R}} = \psi(\mathfrak{R})$ y la segunda proporciona, por diferencia, los valores $\zeta_{\mathfrak{F}} = \varphi(\mathfrak{F})$.

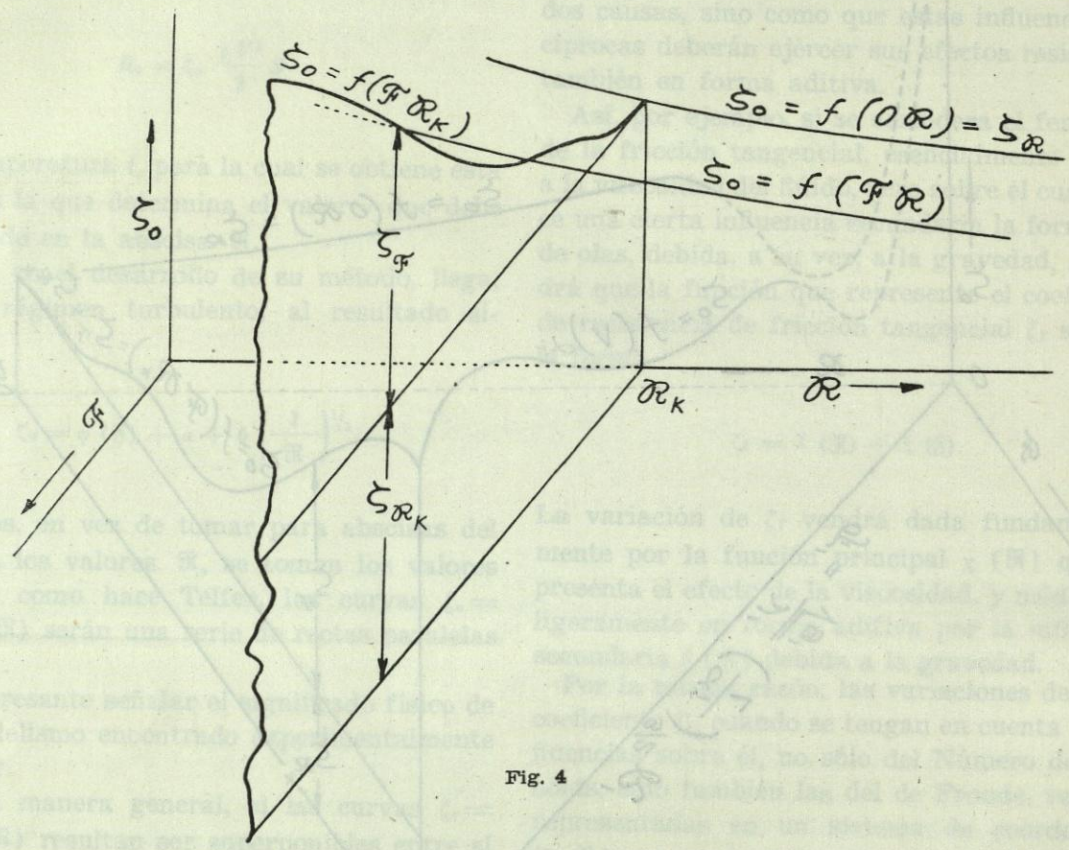


Fig. 4

En el diagrama dado por Telfer, se representa la superficie $\zeta_o = f(\mathfrak{F}\ \mathfrak{R})$ por las proyecciones sobre el plano coordenado $\mathfrak{R}\ \zeta_o$ de las curvas de ensayo $\zeta_o = f(\mathfrak{F}\ \mathfrak{R})_{\alpha_i}$ y de las curvas paralelas de Número de Froude constante $\zeta_o = f(\mathfrak{F}_k\ \mathfrak{R})$, estas últimas líneas rectas, cuando se toma el valor $(1/\mathfrak{R})^{1/3}$ para las abscisas (figura 5).

Entonces, también, el haz de los planos que determinan las curvas de ensayo se transforman en cilindros hiperbólicos, teniendo por di-

rectrices sobre el plano $\mathfrak{F}\ \mathfrak{R}$ las hipérbolas asintóticas a los ejes (fig. 6)

$$\mathfrak{F}' \left[\left(\frac{1}{\mathfrak{R}'}\right)^{1/3}\right]^3 = \frac{\nu'}{\sqrt{g'}} \left(\frac{a_i}{L}\right)^{3/2}$$

La zona de valores pequeños de $\mathfrak{R}$ (régimen laminar) se aleja con esta representación hacia el infinito.

La recta $\zeta_{\mathfrak{R}} = \psi\ (\mathfrak{R})$ correspondiente al valor $\mathfrak{F} = O$ es denominada por Telfer *"extrapolador"*. El conocimiento de su coeficiente angular permite, en efecto, extrapolar el resultado del modelo al tamaño natural.

Para una placa plana, el extrapolador se reduce a su coeficiente de resistencia tangencial de fricción $\zeta_f = f\ (\mathfrak{R})$.

El extrapolador correspondiente a una carena de buque debe presentar una inclinación algo mayor que el de la placa plana por abarcar, además de dicha resistencia tangencial de fricción, la debida a la formación de torbellinos.

El método de Telfer, interesante principalmente por los nuevos puntos de vista que sugiere, no resulta, sin embargo, de aplicación práctica, como fácilmente se adivina, en el trabajo ordinario de los Canales de Experiencias. Teóricamente considerado, tiene, además, su punto débil en la extrapolación que es preciso efectuar para pasar de la zona experimental del modelo a la real del buque, pues aun suponiendo que se parta de una primera zona bien determinada con puntos suficientes, su lejanía de la segunda hace incierta la referida extrapolación. (Modelo $\mathfrak{R}' = 10^6$ a 10^7; Buque $\mathfrak{R} = 10^8$ a 10^9.)

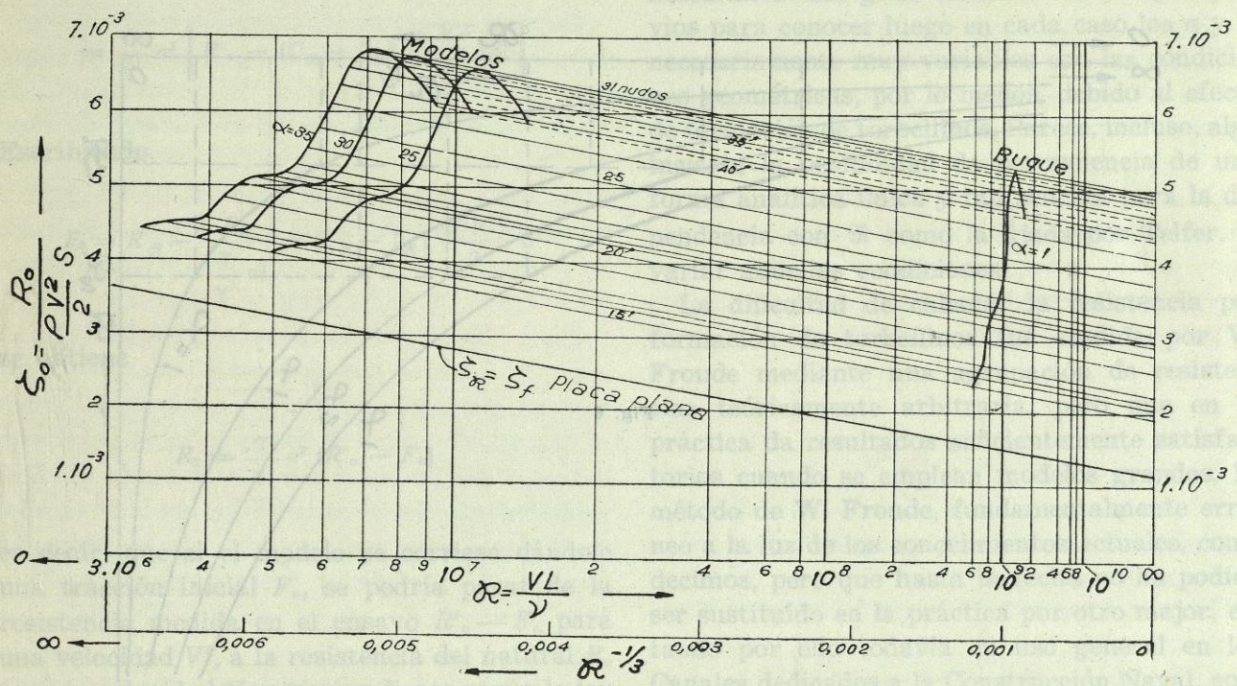


Fig. 5

CÁLCULO CON DESDOBLAMIENTO DE R'_0.—MÉTODO DE W. FROUDE.

El procedimiento de cálculo mediante el desdoblamiento de la resistencia total medida en el ensayo, encuentra su aplicación en aquellos casos en los que, como en el de la carena de un buque, no es posible establecer entre los dos sistemas—modelo y natural—la correspondencia completa que da cumplimiento a todas las leyes de semejanza que los rigen, pero en los que, sin embargo, es posible todavía aprovecharse de los beneficios de los métodos de la semejanza mecánica haciendo una aplicación de ésta a aquellas resistencias que están dentro de la

correspondencia parcial que se establezca. El procedimiento exige, en cambio, el conocimiento por separado de las otras resistencias cuyas leyes de semejanza han quedado incumplidas al establecer dicha correspondencia parcial entre el natural y el modelo.

Este método tiene como base, desde luego, la posibilidad de separación aditiva de efectos debidos a causas específicas diferentes (gravedad y viscosidad en el caso de carenas de buques), regidos, a su vez, por leyes de semejanza también diferentes, asunto del cual nos hemos ocupado al tratar del método de Telfer. Lo que dicha hipótesis difiera de la realidad podrá ser un motivo inicial de error, común a todos los métodos de cálculo por descomposición de resistencias.

$$\zeta_{\mathfrak{F}} = \frac{R_{\mathfrak{F}}}{\frac{\rho V^2}{2} S} = \varphi(\mathfrak{F})$$

$$\zeta_{\mathfrak{R}} = \frac{R_{\mathfrak{R}}}{\frac{\rho V^2}{2} S} = \psi(\mathfrak{R})$$

$$\zeta_o = \frac{R_o}{\frac{\rho V^2}{2} S} = \varphi(\mathfrak{F}) + \psi(\mathfrak{R})$$

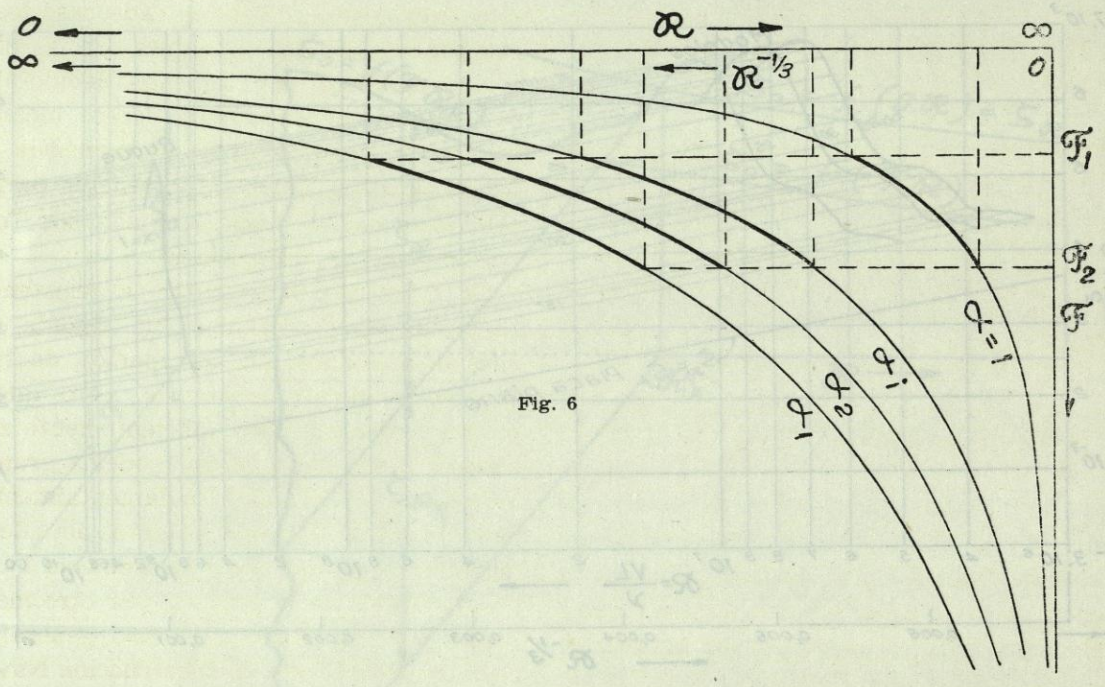


Fig. 6

Para el caso de carenas de buques, se tiene (modelo y natural):

Resistencias:

$$R_o = R_{\mathfrak{F}} + R_{\mathfrak{R}}$$

$R_{\mathfrak{F}}$ = Resistencias en las que interviene la gravedad = R_w.

$R_{\mathfrak{R}}$ = Resistencias en las que interviene la viscosidad = $R_f + R_{tb}$.

Coeficientes de resistencia:

$$\zeta_o = \zeta_{\mathfrak{F}} + \zeta_{\mathfrak{R}}$$

Todos ellos función, además, de las condiciones geométricas de forma.

Para dos puntos (V' R'_o) (V R_o) de las curvas de resistencia de remolque del modelo y del natural, entre los cuales exista la correspondencia de la ley de Froude, y para los que, por lo tanto, se tenga $\zeta'_{\mathfrak{F}} = \zeta_{\mathfrak{F}}$, se tiene sucesivamente:

$$R'_o = R'_{\mathfrak{F}} + R'_{\mathfrak{R}}$$

$$R'_{\mathfrak{F}} = R'_o\,(\text{ensayo}) - R'_{\mathfrak{R}}$$

$$R_{\mathfrak{F}} = \frac{\gamma}{\gamma'} \alpha^3 R'_{\mathfrak{F}} = \frac{\gamma}{\gamma'} \alpha^3 \left[R'_o\,(\text{ensayo}) - R'_{\mathfrak{R}} \right]$$

$$R_o = R_{\mathfrak{F}} + R_{\mathfrak{R}} = \frac{\gamma}{\gamma'} \alpha^3 \left[R'_o\,(\text{ensayo}) - R'_{\mathfrak{R}} \right] + R_{\mathfrak{R}}$$

Expresión que permite la obtención por puntos de la curva $R_o = f\ (V)$ deducida de la experimental $R'_o = f\ (V')$. La dificultad reside únicamente en la determinación de las resistencias $R_{\mathfrak{R}}$ $(R'_{\mathfrak{R}})$ regidas por la ley de Reynolds.

La expresión anterior puede ponerse bajo otra forma interesante:

$$R_o = \frac{\gamma}{\gamma'}\,\alpha^3 \left[R'_o - \left(R'_{\mathfrak{R}} - \frac{R_{\mathfrak{R}}}{\frac{\gamma}{\gamma'}\,\alpha^3} \right) \right] =$$

$$= \frac{\gamma}{\gamma'}\,\alpha^3 \left[R'_o - (\zeta'_{\mathfrak{R}} - \zeta_{\mathfrak{R}})\,\frac{\rho' V'^2}{2}\,S' \right]$$

Escribiendo

$$F_a = R'_{\mathfrak{R}} - \frac{R_{\mathfrak{R}}}{\frac{\gamma}{\gamma'}\,\alpha^3} = (\zeta'_{\mathfrak{R}} - \zeta_{\mathfrak{R}})\,\frac{\rho' V'^2}{2}\,S'$$

se obtiene

$$R_o = \frac{\gamma}{\gamma'}\,\alpha^3\,(R'_o - F_a)$$

es decir, que si el modelo se corriese dándole una tracción inicial F_a, se podría pasar de la resistencia medida en el ensayo $R'_o - F_a$ para una velocidad V', a la resistencia del natural R_o para la velocidad V correspondiente según la ley de Froude, por simple aplicación de esta ley de semejanza. Este procedimiento, utilizado en el ensayo de autopropulsión, no se emplea, sin embargo, en el ensayo de remolque por la complicación que innecesariamente se introduciría al tener que correr exactamente los modelos a velocidades previstas, siendo en este caso preferible en vez de introducir la corrección F_a directamente por la vía experimental, hacerlo luego en el cálculo subsiguiente.

La determinación analítica de $R_{\mathfrak{R}}$, abarcando, como se dice, todos los efectos resistentes debidos a la viscosidad (prescindiendo de las acciones secundarias, dichos efectos son la fricción tangencial R_f y la formación de torbellinos R_{tb}), no ha sido posible, ni lo es aún en el momento presente, a causa principalmente de la formación de torbellinos muy variable con las condiciones geométricas de forma.

La determinación experimental de $R'_{\mathfrak{R}}$ (modelo) podría efectuarse en cada caso con el doble modelo sumergido de Föttinger. Sin embargo, la extrapolación para obtener luego $R_{\mathfrak{R}}$ (buque) sería muy dudosa (7).

La expresión analítica de $\zeta_{\mathfrak{R}}$, deducida experimentalmente por Telfer para el régimen turbulento

$$\zeta_{\mathfrak{R}} = a + b\left(\frac{1}{\mathfrak{R}}\right)^{1/3}$$

necesitaría una gran cantidad de ensayos previos para conocer luego en cada caso los a y b, necesariamente muy variables con las condiciones geométricas, por lo menos, debido al efecto de formación de torbellinos. Parece, incluso, algo incierta la posibilidad de permanencia de una forma analítica única y tan sencilla para la dependencia con $\mathfrak{R}$ como la fijada por Telfer, al variar aquellas condiciones.

La dificultad de calcular la resistencia por formación de torbellinos fué eludida por W. Froude mediante una agrupación de resistencias teóricamente arbitraria, pero que en la práctica da resultados suficientemente satisfactorios cuando se emplean modelos grandes. El método de W. Froude, fundamentalmente erróneo a la luz de los conocimientos actuales, como decimos, pero que hasta la fecha no ha podido ser sustituído en la práctica por otro mejor, estando por ello todavía en uso general en los Canales dedicados a la Construcción Naval, consiste, como es bien sabido, en hacer la agrupación $R_{\mathfrak{R}} + R_{tb} = R_r$ (resistencia residuo), a la cual se supone aplicable la ley de semejanza de Froude y dejar solamente como resistencia adicional la tangencial de fricción R_f, para cuyo cálculo se pueden emplear con grado de aproximación suficiente las fórmulas de resistencia de fricción de placas planas.

Entonces se tiene:

$$R_o = R_r + R_f = \frac{\gamma}{\gamma'}\,\alpha^3\,R'_r + R_f =$$

$$= \frac{\gamma}{\gamma'}\,\alpha^3\,\left[R'_o\,\text{(ensayo)} - R'_f\,\text{(cálculo)}\right] + R_f\,\text{(cálculo)}$$

(7) Foettinger: "Fortschritte der Strömungslehre im Maschinenbau und im Schiffbau", J. S. B. T. G., 1924.

o también

$$R_o = \frac{\gamma}{\gamma'} \alpha^3 (R'_o - F_a)$$

siendo

$$F_a = \left(R'_{tb} - \frac{R_{tb}}{\frac{\gamma}{\gamma'} \alpha^3} \right) + \left(R'_f - \frac{R_f}{\frac{\gamma}{\gamma'} \alpha^3} \right) =$$

$$= R'_f - \frac{R_f}{\frac{\gamma}{\gamma'} \alpha^3}$$

Claramente se advierte lo arbitrario del procedimiento de cálculo. Analicemos las causas de error y veamos los medios posibles para hacer que éstos sean mínimos.

La causa genuína de error en el método de descomposición de W. Froude radica en tomar como ley de extrapolación de la resistencia por formación de torbellinos para pasar del modelo al natural, la de proporcionalidad de la ley de Froude.

$$R_{tb} = \frac{\gamma}{\gamma'} \alpha^3 R'_{tb}$$

lo cual equivale a suponer que para valores $\mathfrak{F}' = \mathfrak{F}$, se tiene también $\zeta'_{tb} = \zeta_{tb}$.

Como la formación de torbellinos es un fenómeno esencialmente debido a la viscosidad, es decir, que su coeficiente de resistencia ζ_{tb} viene determinado fundamentalmente por una función principal $\zeta_{tb} = f(\mathfrak{R})$, en la cual los valores $\mathfrak{R}$ y $\mathfrak{R}'$ son diferentes, la hipótesis supuesta no es cierta.

Aunque la forma de la función $\zeta_{tb} = f(\mathfrak{R})$ no es conocida, si se tiene en cuenta la expresión que liga los Números de Reynolds del modelo y del natural

$$\mathfrak{R} = \frac{\nu'}{\nu} \sqrt{\frac{g}{g'}}\, \alpha^{3/2}\, \mathfrak{R}'$$

puede presumirse que el error cometido por admitir la hipótesis dicha, ha de disminuir notablemente al aumentar la escala del modelo.

Si, por otra parte, se considera que el fenómeno de formación de torbellinos está íntimamente ligado con la clase de régimen—laminar o turbulento—que reine en la capa límite en torno a la carena y que es el segundo el del tamaño natural, puede afirmarse, desde luego, que será condición previa precisa para acercarse a la hipótesis $\zeta'_{tb} = \zeta_{tb}$, que los Números de Reynolds del ensayo sean superiores al valor crítico correspondiente a la formación de una capa límite con régimen turbulento sobre la mayor parte de la eslora del modelo.

Esta misma condición resulta, por otro lado, también necesaria para evitar la dispersión de los puntos experimentales a que daría lugar el operar en la zona inestable de transición del régimen laminar al turbulento.

De modo especial debe señalarse que la resistencia por formación de torbellinos es afectada muy sensiblemente con el no cumplimiento de la ley de Reynolds, cuando el Número de Reynolds del ensayo no es lo suficientemente elevado para estabilizar la posición de los puntos de desprendimiento de la capa límite a lo largo de la carena, lo que ocurre precisamente cuando se opera en dicha zona de transición.

Pues, en efecto, la poca estabilidad que el régimen laminar presenta para progresar frente a un gradiente de presión adverso, tal como el que se encuentra al recorrer hacia popa este extremo del buque, hace que el punto de desprendimiento de la capa límite laminar se adelante hacia proa con respecto a la posición que tendría si el régimen fuera turbulento. Esto trae consigo un aumento de la resistencia por formación de torbellinos, efecto de sentido opuesto a la menor resistencia tangencial de fricción que la capa límite laminar presenta con relación a la turbulenta (8).

Si, pues, la experimentación con el modelo se realizase en la zona de transición, las fluctua-

(8) Con ciertos perfiles de ala para los cuales, por su relación de espesor muy pequeña, la resistencia por formación de torbellinos que acompaña al desprendimiento de la capa límite no pasa de valores muy moderados, se ha tratado de aprovechar la ventaja de la menor resistencia tangencial de fricción de la capa límite laminar con respecto a la turbulenta, procurando fuera dicho régimen laminar el preponderante sobre el perfil. El fenómeno, desde el punto de vista cuantitativo de las resistencias, ocurre entonces en sentido inverso que en la famosa experiencia de la esfera de Prandtl.

Una ventaja análoga, se ha dicho a veces, podría obtenerse en las hélices, eligiendo convenientemente la forma de sus secciones cilíndricas. El régimen turbulento circundante en que las hélices de los buques trabajan, parece, sin embargo, alejar dicha posibilidad.

ciones de posición del punto de desprendimiento, y, como consecuencia, de las resistencias por formación de torbellinos y tangencial de fricción conducirían a una base de cálculo muy incierta, de la que es preciso huir entrando francamente en la zona de Números de Reynolds del régimen turbulento, lo cual implica, a su vez, cuando como en este caso las velocidades vienen prescritas por la ley de Froude, el empleo de modelos de suficiente longitud.

Relacionado íntimamente todo esto con el problema de "efecto de escala" expuesto en un artículo anterior de esta Revista, no nos detenemos más aquí en esta cuestión, remitiéndonos a lo dicho en el artículo aludido (9).

(9) Acevedo: "El efecto de escala y la determinación de ésta en los ensayos con modelos de buques", INGENIERÍA NAVAL, 1943, pág. 518.

Aparte de los posible errores por estas causas y del ya indicado por aceptación de la hipótesis general de independencia de efectos, hay que considerar los errores que puedan cometerse al hacer la determinación de las resistencias de fricción tangencial del modelo R'_f y del natural R_f, cuestión que se examina a continuación.

Impuesta, por las razones que se acaban de exponer, como zona de experimentación con el modelo la del régimen turbulento, y siendo ya, desde luego, éste también el régimen del tamaño natural, claro es que los resultados de aplicación que se formulen habrán de referirse principalmente al estado turbulento.

(Continuará.)

Sobre la gran utilidad de la balanza en los cálculos de estabilidad, trimado y eslora inundable

POR

ANTONIO VILLANUEVA NÚÑEZ

INGENIERO NAVAL

La utilidad de la balanza en lo que respecta a la rapidísima y suficientemente exacta determinación de los cálculos que encabezan este artículo es tan grande, que realmente sorprende su ausencia en la mayoría de las salas de delineación y proyectos de buques, cuando se tiene en cuenta que fué empleada hace ya muchos años por el Doctor Ingeniero Kempf, con este fin.

La balanza que, para la mayor comodidad, debe utilizarse en estos trabajos es del tipo de cruz y con brazos graduados de 0 a 100, tal como puede apreciarse en el plano número 216, que se acompaña, y que ha servido para llevar a cabo su construcción en la Factoría del C. O. de las C. N. M. de Cartagena. A la vista de dicho plano y de la foto número 1, puede comprobar-

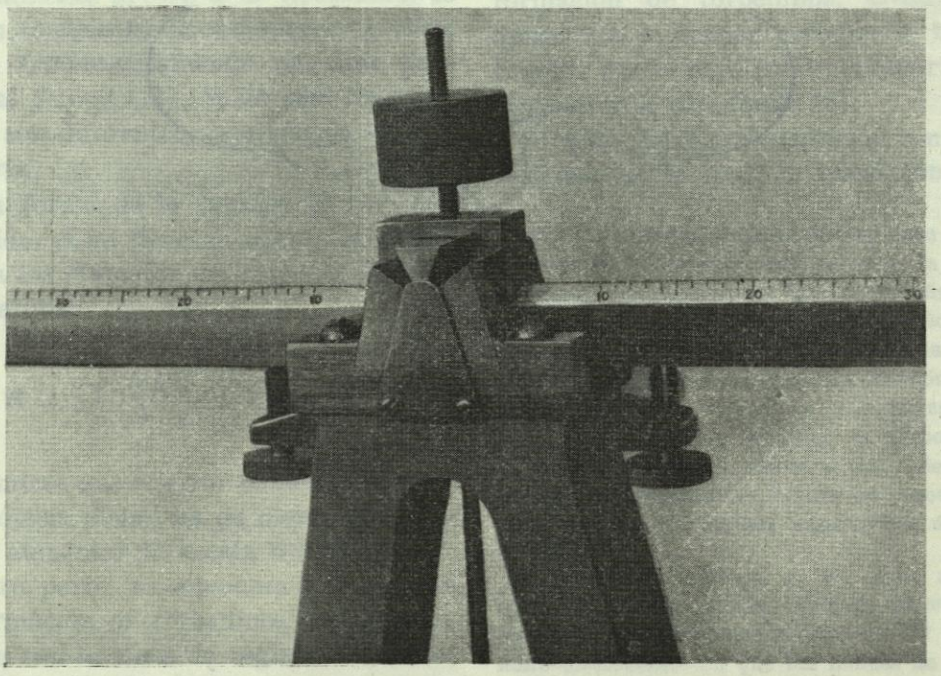
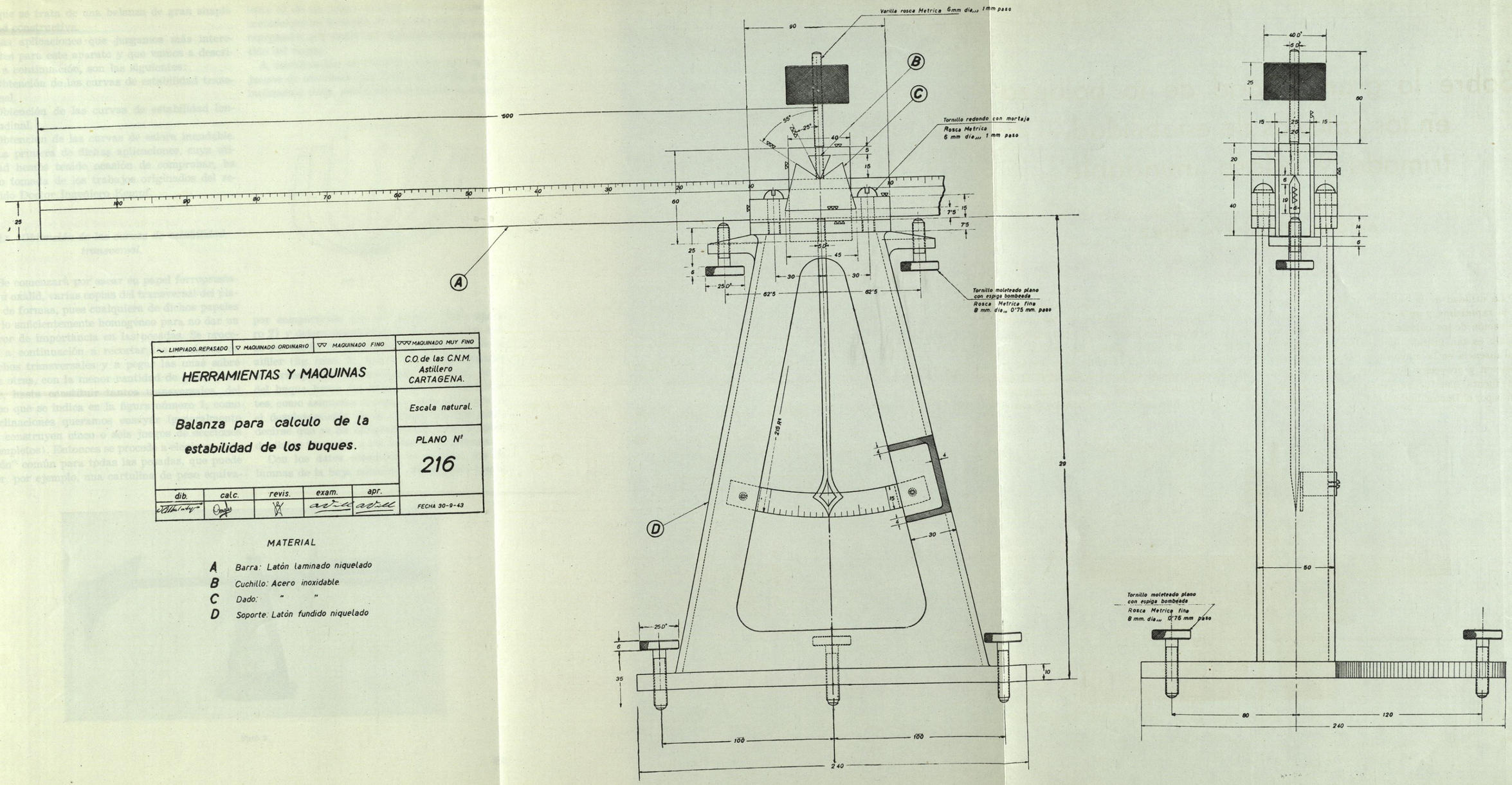


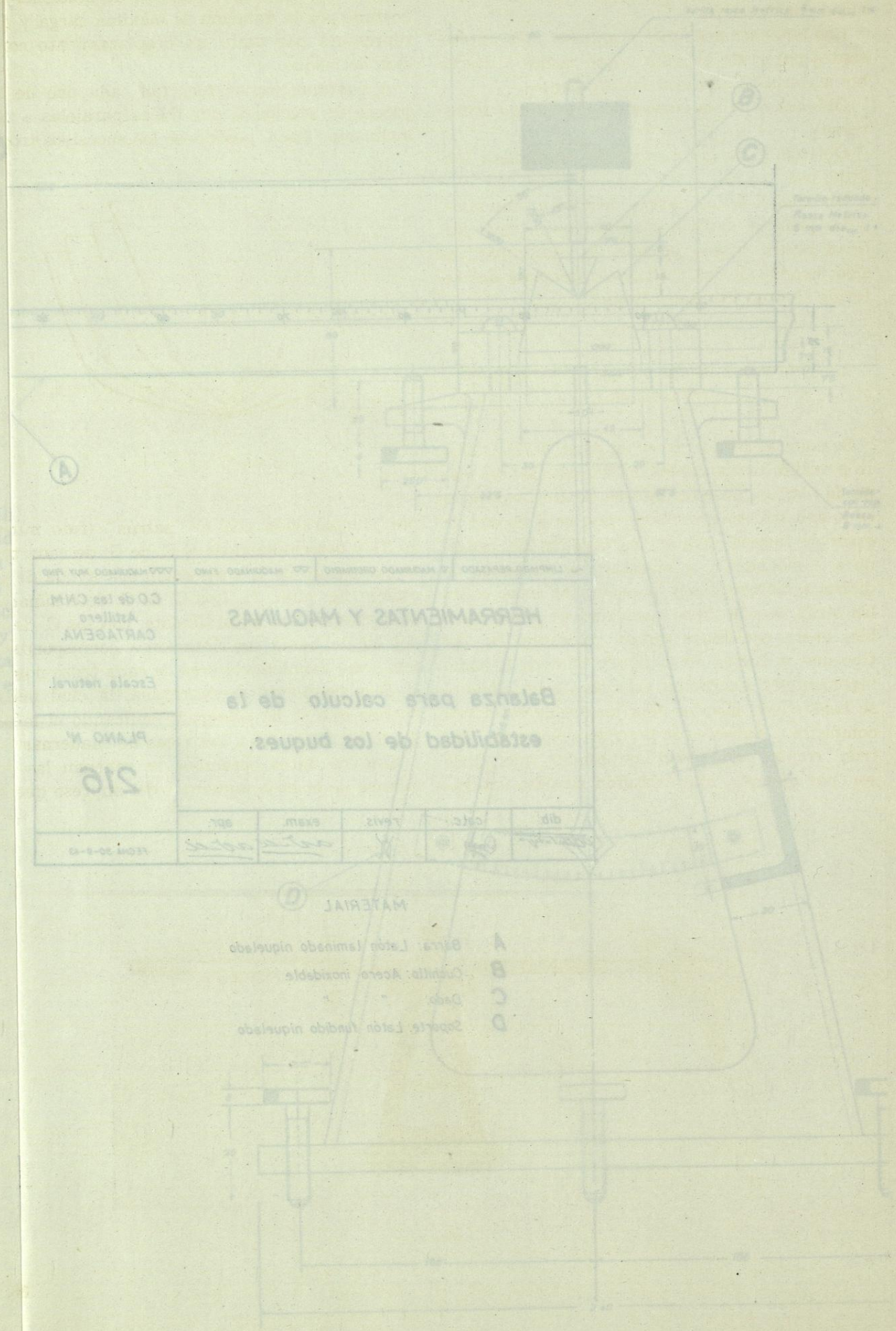
Foto 1



~ LIMPIADO. REPASADO	▽ MAQUINADO ORDINARIO	▽▽ MAQUINADO FINO	▽▽▽ MAQUINADO MUY FINO
HERRAMIENTAS Y MAQUINAS			C.O. de las C.N.M. Astillero CARTAGENA.
Balanza para calculo de la estabilidad de los buques.			Escala natural.
			PLANO Nº 216
dib.	calc.	revis.	exam. / apr.
			FECHA 30-9-43

MATERIAL

A Barra: Latón laminado niquelado
B Cuchillo: Acero inoxidable
C Dado: " "
D Soporte: Latón fundido niquelado


HERRAMIENTAS Y MAQUINAS
Balanza para calculo de la estabilidad de los buques.
C.O de las CNM.
Astillero
CARTAGENA.
Escala natural.
PLANO Nº
216
dib.
calc.
revis.
exam.
apr.
MATERIAL
A Barra: Latón laminado niquelado
B Cuchilla: Acero inoxidable
C Dado
D Soporte: Latón fundido niquelado

se que se trata de una balanza de gran simplicidad constructiva.

Las aplicaciones que juzgamos más interesantes para este aparato y que vamos a describir a continuación, son las siguientes:

Obtención de las curvas de estabilidad transversal.

Obtención de las curvas de estabilidad longitudinal.

Obtención de las curvas de eslora inundable.

La primera de dichas aplicaciones, cuya utilidad hemos tenido ocasión de comprobar, ha sido tomada de los trabajos originados del referido Doctor Ingeniero Kempf.

1.° *Obtención de las curvas de estabilidad transversal.*

Se comenzará por sacar en papel ferroprusiato u oxalid, varias copias del transversal del plano de formas, pues cualquiera de dichos papeles es lo suficientemente homogéneo para no dar un error de importancia en las pesadas. Se procede a continuación a recortar las secciones de dichos transversales y a pegar las unas sobre las otras, con la menor cantidad de goma posible, hasta constituir tantos transversales, del tipo que se indica en la figura número 1, como inclinaciones queramos ensayar (generalmente se construyen cinco o seis juegos de secciones completos). Entonces se procede a elegir un "patrón" común para todas las pesadas, que puede ser, por ejemplo, una cartulina de peso equivalente al de un juego completo de secciones recortado por la flotación de máxima carga y que representa por tanto un desplazamiento conocido del buque.

A continuación se recortan cada uno de los juegos de secciones, por líneas paralelas a una inclinación dada, pesándose los sucesivos trozos

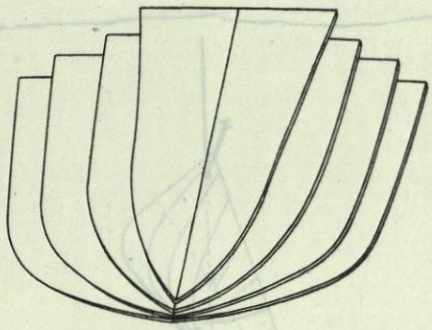


FIG. N° 1

por comparación con el "patrón" (foto número 2) y determinándose el C. de G. de cada trozo por medio de la suspensión con ayuda de un alfiler (fig. núm. 2). Los C. de G. determinados se corresponden, naturalmente, con los C. de G. del buque hasta las flotaciones correspondientes, como asimismo el peso de cada trozo nos da el desplazamiento de la carena, la cual puede decirse que se ha integrado aplicando el método de los trapecios a las áreas de cuadernas.

Con los datos obtenidos se rellenan las columnas de la hoja número 1 del impreso que se

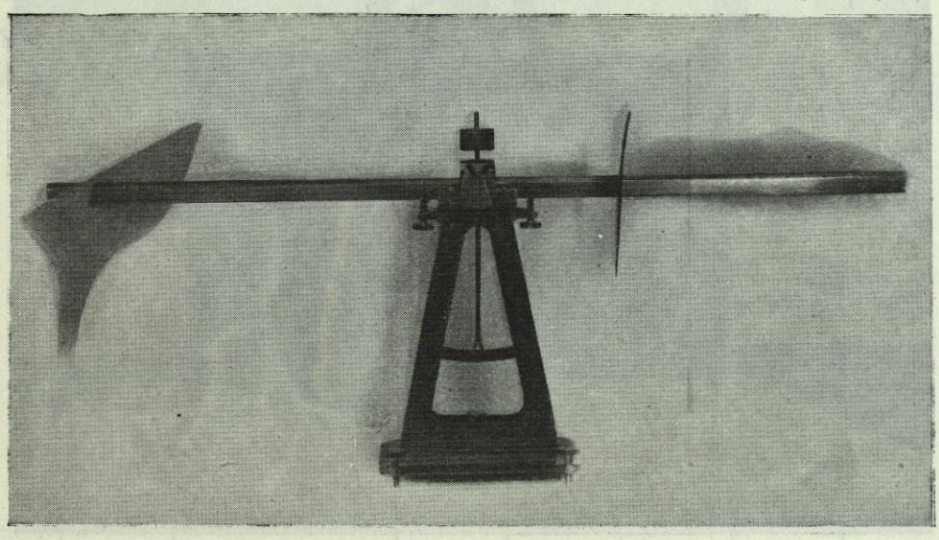


Foto 2

acompaña, determinándose finalmente en la hoja número 2 los valores del brazo del par de estabilidad en la forma usual para esta clase de cálculos.

Con objeto de contrastar nosotros la magnitud de los errores que se cometen con este método, hemos calculado las curvas de estabilidad transversal para un buque de superficie de 62 metros de eslora, siguiendo los dos métodos de Tchebycheff-Integrador y de la balanza. La comparación entre ambos cálculos puede apreciarse claramente en el plano "Método de la balanza", que se acompaña, según el cual la mayor diferencia hallada no alcanza un 10 por 100, y es desde luego el máximo error que puede cometerse, y que en el caso de dicho plano la escala utilizada para las plantillas de las secciones fué muy reducida. Para otros buques, y con escalas más adecuadas, el error no pasa de un 4 por 100, según hemos podido comprobar posteriormente.

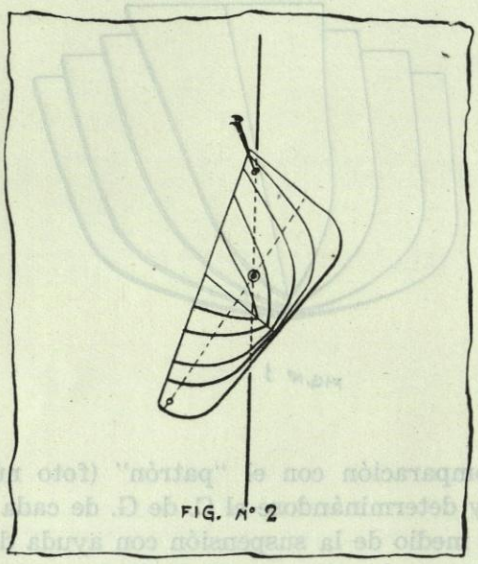


FIG. Nº 2

Respecto a la economía de tiempo conseguida, puede decirse que alcanza un 75 por 100, ya que mientras un delineante experto suele tardar de diez a doce días en la obtención de estas curvas por el método Tchebycheff-Integrador, cualquier clase de delineante puede conseguirlas, con el auxilio de la balanza, en unos tres días solamente.

2.º *Obtención de las curvas de estabilidad longitudinal.*

Las curvas de estabilidad longitudinal, que por su laboriosa ejecución muy rara vez se obtienen en los buques, gracias al empleo de la balanza pueden obtenerse de una forma tan cómoda como las curvas transversales, bastando solamente preparar para ello varios juegos de plantillas longitudinales pegados según se indica en la figura número 3 y seguir, por lo demás,

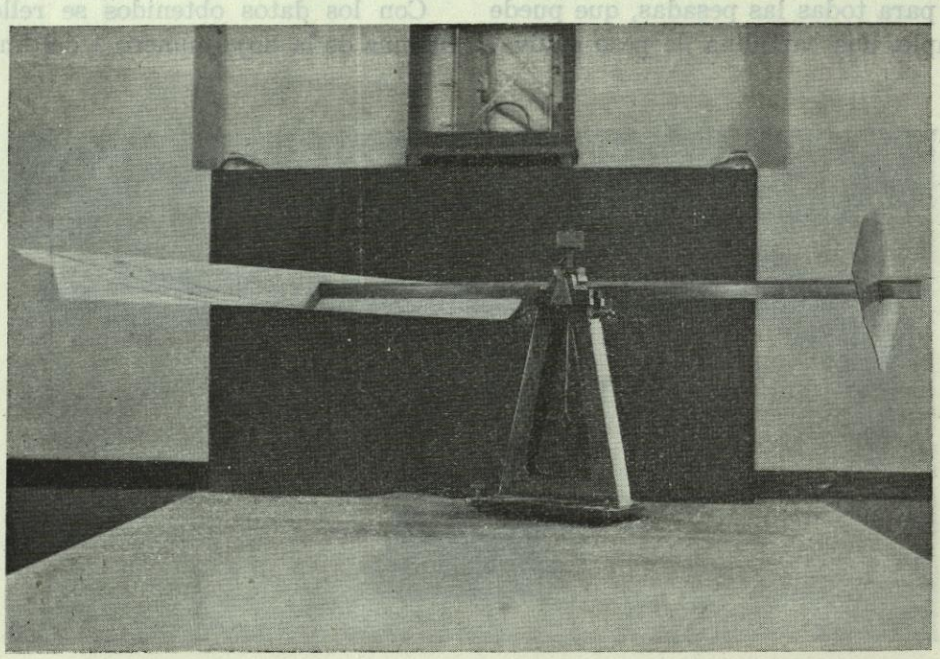
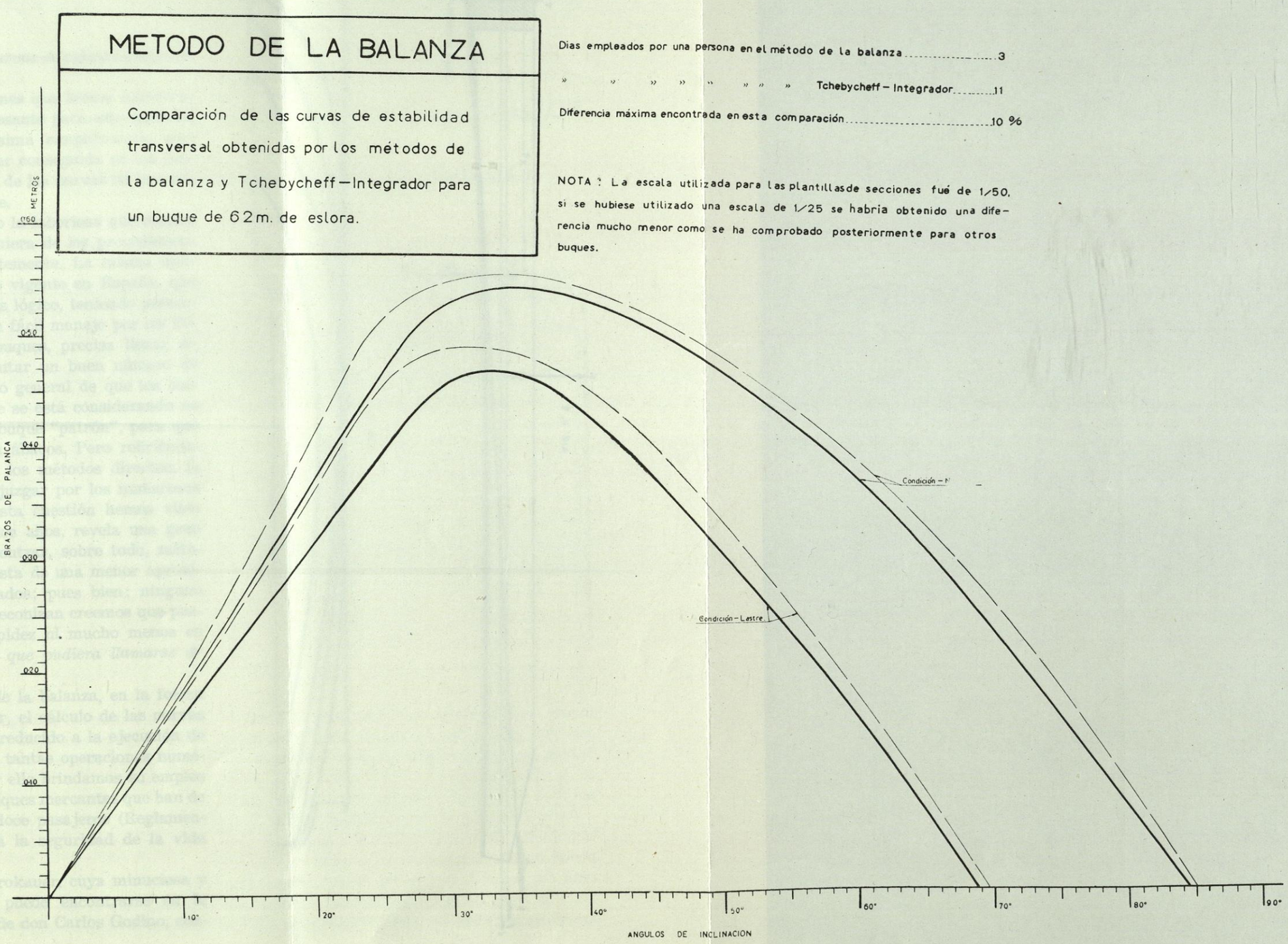


Foto 3


Método de la balanza.
» » Tchebycheff- Integrador.
METODO DE LA BALANZA
Comparación de las curvas de estabilidad transversal obtenidas por los métodos de la balanza y Tchebycheff—Integrador para un buque de 62 m. de eslora.
Dias empleados por una persona en el método de la balanza 3
» » » » » » » » Tchebycheff – Integrador 11
Diferencia máxima encontrada en esta comparación ..... 10 %
NOTA: La escala utilizada para las plantillas de secciones fué de 1/50, si se hubiese utilizado una escala de 1/25 se habria obtenido una diferencia mucho menor como se ha comprobado posteriormente para otros buques.
METROS
0.60
0.50
0.40
0.30
0.20
0.10
BRAZOS DE PALANCA
Condición – N
Condición – Lastre
10°
20°
30°
40°
50°
60°
70°
80°
90°
ANGULOS DE INCLINACION

un proceso análogo al indicado en el apartado 1.° (foto núm. 3).

Como todo el mundo sabe, las curvas de estabilidad longitudinal serían útiles para determinar los cambios de trimado de un buque de una manera exacta, pero en la práctica se prescinde de ellas por ser insuficientes los métodos aproximados.

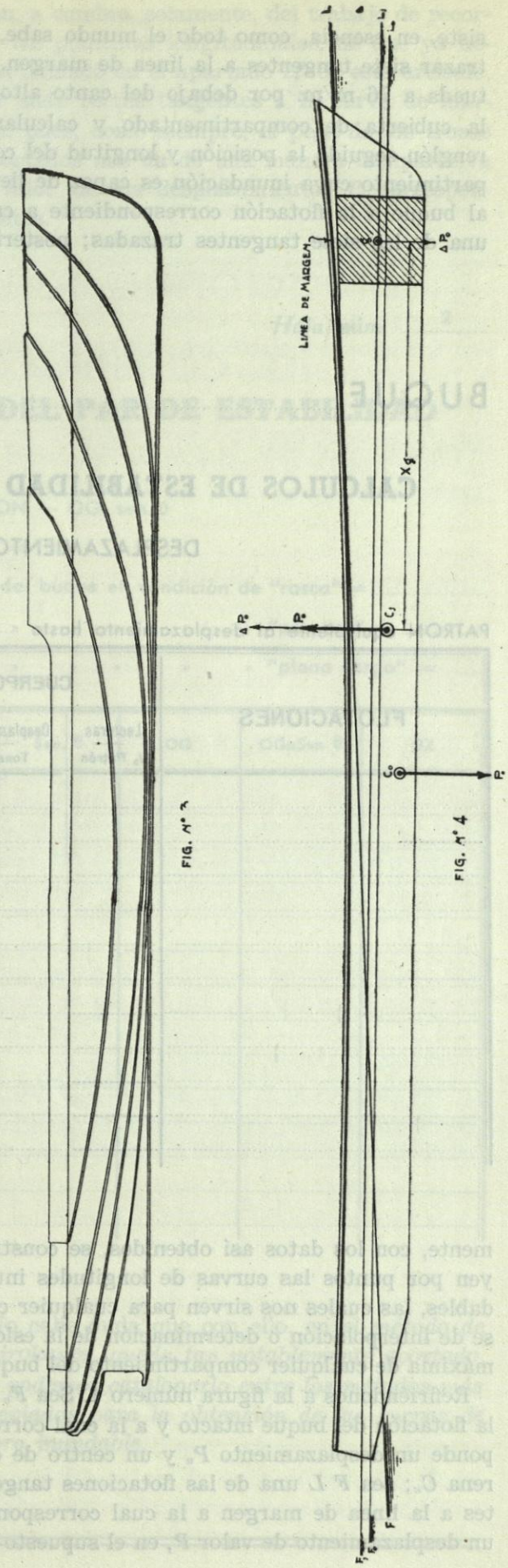
3.° *Obtención de las curvas de eslora inundable.*

Una de las aplicaciones que hemos encontrado sin duda más interesante para este aparato, estriba en la notablísima simplificación que, con su ayuda, puede ser conseguida en los procedimientos de cálculo de las curvas de inundación o eslora inundable.

De todos es conocido lo laboriosa que resulta la aplicación de cualquiera de los procedimientos empleados corrientemente. La misma aplicación del Reglamento vigente en España, que fué preparado, como es lógico, teniendo presente, en primer lugar, un fácil manejo por los Peritos Inspectores de buques, precisa llenar algunos cuadros y ejecutar un buen número de operaciones, en el caso general de que los coeficientes del buque que se está considerando no coincidan con los del buque "patrón", para que fueron preparados los ábacos. Pero refiriéndonos exclusivamente a los métodos directos, la prensa extranjera, a juzgar por los numerosos artículos que sobre esta cuestión hemos visto aparecer en los últimos años, revela una gran preocupación por encontrar, sobre todo, métodos rápidos, aun a costa de una menor aproximación en los resultados; pues bien: ninguno de los métodos que preconizan creemos que puede superar, ni en rapidez ni mucho menos en exactitud, al *método que pudiera llamarse de Schirokauer-balanza.*

Con la aplicación de la balanza, en la forma que vamos a describir, el cálculo de las curvas de inundación queda reducido a la ejecución de siete pesadas y otras tantas operaciones numéricas elementales, por ello brindamos su empleo en los proyectos de buques mercantes que han de transportar más de doce pasajeros (Reglamento Internacional para la seguridad de la vida en la mar).

El método de Schirokauer, cuya minuciosa y cuidada descripción puede encontrarse en la "Teoría del Buque", de don Carlos Godino, con-



siste, en esencia, como todo el mundo sabe, en trazar siete tangentes a la línea de margen, situada a 76 m/m. por debajo del canto alto de la cubierta de compartimentado y calcular a renglón seguido la posición y longitud del compartimiento cuya inundación es capaz de llevar al buque a la flotación correspondiente a cada una de las siete tangentes trazadas; posteriormente, con los datos así obtenidos, se construyen por puntos las curvas de longitudes inundables, las cuales nos sirven para cualquier clase de interpolación o determinación de la eslora máxima de cualquier compartimiento del buque.

Refiriéndonos a la figura número 4. Sea $F_o\ L_o$ la flotación del buque intacto y a la cual corresponde un desplazamiento P_o y un centro de carena C_o; sea $F\ L$ una de las flotaciones tangentes a la línea de margen a la cual corresponde un desplazamiento de valor P, en el supuesto de considerar el agua de inundación como un aumento de peso, y sea $F_l\ L_l$ la flotación recta isocarena con la $F\ L$ y cuyo centro de carena es C_l.

No cabe duda que si el peso del agua de inundación $\Delta\ P_o$ se coloca al principio en la vertical del punto C_l, la línea de flotación alcanzada será la $F_l\ L_l$ paralela a la inicial. Si ahora llevamos el peso $\Delta\ P_o$ al centro de gravedad del compartimiento inundado, el buque ha de estar en equilibrio bajo la acción de los dos pares indicados en la figura número 4, es decir, se ha de verificar que

$$X_g \times \Delta P_o = P_o\ (X_{cl} - X_{co}) \qquad X_g = \frac{P_o\ (X_{cl} - X_{co})}{\Delta P_o} \quad [1]$$

fórmula con la que podemos calcular la abscisa del centro de gravedad del compartimiento inun-

Hoja núm. 1

BUQUE .....

CALCULOS DE ESTABILIDAD POR EL METODO DE LA BALANZA

DESPLAZAMIENTOS Y VALORES DE $\overline{ON}$.

PATRON equivalente al desplazamiento hasta ..... = ... Tm.

FLOTACIONES	CUERPO PRINCIPAL			CUERPO Pral.		
	Lecturas % Patrón	Desplazamiemtos Toneladas	Brazos de palanca Metros	Lecturas % Patrón	Desplazamientos Toneladas	Brazos de palanca Metros
.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....

dado y en cuya deducción, como puede verse, el único error cometido ha sido el no tener en cuenta los cambios de vertical.

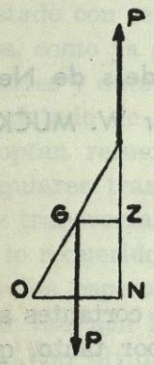
Refiriéndonos ahora a los elementos del segundo miembro de la ecuación [1], los valores de P_o, X_{co} y X_{cl} pueden obtenerse de las curvas de carenas rectas, pero para conseguir el valor de ΔP_o, o lo que es igual, de P, tanto el método de Schirokauer, como cualquier otro que se hubiese elegido, ha de recurrir a las curvas de Bonjean.

Mediante el empleo de la balanza podemos, sin embargo, evitarnos el uso de las curvas de Bonjean, a cambio, solamente, del trabajo de recortar las plantillas longitudinales, de que ya hemos hablado en el apartado 2.º de este artículo, por siete rectas tangentes a la curva de márgen, pues, como siempre, el peso de los trozos recortados nos da de una manera comparativa el valor de los desplazamientos P correspondientes.

No cabe duda que con ello, en *el método de Schirokauer, queda tan notablemente acortado, que podemos catalogarlo entre los métodos más abreviados para la obtención de las curvas de eslora inundable.*

Hoja núm. 2

VALORES DEL BRAZO DEL PAR DE ESTABILIDAD



Brazo del par = GZ = ON — OG. sen. θ

Ordenada del punto O = ...

Ordenada del C. de G. del buque en condición de "rosca" = ...

» » » » » » » » » » "pruebas" = ...

» » » » » » » » » » "plena carga" = ...

CONDICION	Angulo θ	ON (de las curvas)	Sen. θ	OG	OGxSen θ	GZ

Consideraciones sobre la aplicación de aleaciones con metales ligeros en la construcción del buque

Memoria leída ante la North East Coast Institution of Engineers and Shipbuilders de Newcastle-Upan-Tyne, en la sesión celebrada el día 20 de diciembre de 1943, por W. MUCKLE

(CONTINUACIÓN.)

RESISTENCIA DE LOS COSTADOS DE LA SUPERESTRUCTURA.

Si los escantillones del material horizontal de las superestructuras se determinan por los medios indicados, la adición de otro material vertical en la forma de murallas o laterales de la estructura aumentará el I/y de la sección, de modo que las fuerzas flectoras en estas partes serán menores, aparte de los actuales espesores. Tales condiciones laterales tienen tres misiones que cumplir: deben resistir las fuerzas tangenciales en la estructura, las fuerzas de compresión en condiciones de arrufo, las fuerzas que ocasionan flexiones transversales.

Con respecto al primer punto, la fuerza tangencial o cortante puede calcularse en caso de costados con aleación por la fórmula

$$q = \frac{E_a}{E_s} \times \frac{F_m}{I_b} \qquad [15]$$

en la que I es el momento de inercia de la sección de acero equivalente. La fórmula es una modificación de la conocida para esfuerzos cortantes como aparece en el apéndice III. En cualquier caso, tales esfuerzos en una superestructura de acero es probable sean pequeños, a causa de estar situada en el centro del buque y también de estar a considerable distancia del eje neutro. Y como el material tiene un bajo módulo de elasticidad, los esfuerzos cortantes son aún más reducidos. Parecería, por tanto, que éstos no serán nunca muy grandes en estas zonas que consideramos y hay pocas probabilidad de fracasos debidos a esta causa.

Respecto al segundo punto de los esfuerzos de compresión en los laterales, pueden adoptarse los mismos principios ya esbozados. El espesor de los costados de la superestructura con aleación será:

$$t_a = t_s \sqrt{\frac{P_a}{p_s} \times \frac{E_s}{E_a}}$$

Ejemplo: si en un puente de gran longitud con $t_s = 0{,}60$ pulgadas, $p_a = 3$ toneladas por pulgada cuadrada, y $p_s = 6$ toneladas por pulgada cuadrada, entonces:

$$t_a = 0.60 \sqrt{3/6}\ ,\ 13500/4500 = 0.375 \text{ pulgadas,}$$

lo que da un espesor considerable comparado con el del acero. La práctica usual con las cubiertas de acero es montar refuerzos entre refuerzos, y más económico resulta para las aleaciones si estos refuerzos intermedios son en la mitad del vano.

Todos los refuerzos transversales en el costado del puente pueden reducirse ahora de espesores para dar el mismo "standard" de resistencia que el primer arbitrio de refuerzos alter-

nados. Si se adoptan refuerzos longitudinales para una cubierta de toldo, se puede seguir el mismo procedimiento de reforzar los costados. Con angulares separadas unos diez pies y tres longitudes con alturas de ocho pies se obtiene una separación de longitudinales de dos pies, lo que permitirá reducir mucho los espesores de las planchas del costado del puente.

El otro requerimiento de refuerzos transversales en los costados de la superestructura queda cumplido con el enramado lateral, o mejor sería conseguir el mismo grado de resistencia que con la estructura de acero. En el caso del costado con refuerzos transversales intermediarios, como ya dijimos, se pueden reducir los espesores y obtener igual resistencia que con acero dotado de alternados refuerzos. Cuando se adoptan refuerzos longitudinales laterales, las angulares transversales contribuyen a la rigidez transversal. Si éstos van separados el doble de lo requerido en construcción de acero, entonces los espesores deben aumentarse, para doblar también la resistencia de un angular sencillo, no olvidando que estos miembros hacen papel de puntales y deben soportar el peso de cualquier carga en la cubierta de toldo. La proporción de cubierta reforzada por un transversal es la longitud de un espacio y el ancho del costado del buque a la mitad de distancia a la primera fila de puntales. En adición a esta carga, los angulares deben soportar también una parte del peso de las superestructuras sobre la de toldo. Con este sistema hay la posibilidad de que se deformen las planchas del costado entre los transversales, debido a la carga que sufra la cubierta, de modo que en ocasiones puede ser necesario regular el espesor de tales planchas.

Fuerzas en las planchas de fondo.

La sustitución en una superestructura de acero de alguna extensión por las aleaciones obliga a una redistribución de fuerzas sobre la sección del buque. En general, esto nos llevará a un aumento de las fuerzas flectoras en las planchas de los fondos del buque. Con la disposición habitual, las fuerzas flectoras longitudinales en dichos fondos son usualmente menores que en cubierta, así que desde este punto de vista, un aumento de tales fuerzas no es cosa seria. Pero aquellas planchas están, además, sujetas a esfuerzos considerables, debido a la presión exterior del agua, y en situación de quebranto cuando el fondo está actuando como una viga con carga lateral, que es la de la presión del agua. La máxima fuerza es la suma de ésta y la compresiva. La resolución de este problema está tratada en el apéndice II (2), y se supone una faja de las planchas de fondo considerada como una barra con sus extremos encastrados y cargada lateralmente, sin tener en cuenta los refuerzos longitudinales, tales como vagras intercostales. La base del análisis parece razonable y permite hacer la comparación entre los máximos esfuerzos que soportan las planchas de fondo en la construcción normal y con la disposición modificada. No es probable que el aumento de fatiga con la adopción de aleaciones requiera aumento de espesores en los fondos; sin embargo, hay siempre una posibilidad que debe prevenirse, ya que, si hace falta aumento de espesores, se reflejaría adversamente en el ahorro de peso que se espera de la sustitución del acero por aleaciones.

Otros problemas en las estructuras compuestas.

1) *La unión entre la estructura de acero y la de aleación.*—El empleo de dos materiales diferentes en una estructura obliga a que en ciertos puntos haya que hacer la unión de tales materiales, y es, por lo tanto, importante estudiar el efecto de la unión del acero con la aleación. Estas aleaciones son electropositivas al acero, y el acoplo en presencia del agua de mar corroe la aleación. En las aplicaciones que estamos estudiando, dicha unión no estará continuamente sumergida en el agua salada, pero debe preverse la posibilidad de ser invadida por los golpes de mar. Para evitar esta acción corrosiva, los dos materiales deben estar completamente aislados uno de otro. Un modo efectivo de tratar el problema es el siguiente: la superficie de aleación se pinta y la pintura lleva un barniz mezclado con óxido de zinc o cromato de zinc. El interior de los orificios para el remache, y también las caras de las planchas en contacto, deben cubrirse con una capa de mastic. Si se emplean pernos de acero, deben previamente protegerse con zinc o cadmio y el mastic antes de ser colocados en su lugar. Los pernos son preferibles a los remaches, pero si se usan éstos, conviene sean de una aleación de aluminio con preferencia al acero, y entonces pueden ser colocados en frío.

Efectos de la temperatura.

Las aleaciones ligeras tienen un coeficiente de diltación lineal mayor que el del acero, así que cuando los dos materiales se unen y la temperatura sube, aparecen fuerzas. En el caso de superestructuras largas no es posible admitir un deslizamiento en la unión de los dos materiales que contrarreste dichas fuerzas, pues de otro modo, tal deslizamiento sucedería también cuando la estructura se ve forzada por otras causas. En tal caso, una cubierta larga no coadyuvará a la resistencia longitudinal del buque. Estos esfuerzos debidos a la temperatura hay que atenderlos, pues una consecuencia adversa de los diferentes coeficientes es que la parte de aleación de la estructura está sometida a un estado de compresión al subir aquélla; por lo tanto, tiene importancia para los ulteriores esfuerzos promovidos por alza de temperatura la que ya existe cuando se hace la unión de las dos partes. La determinación de tales esfuerzos es complicada. Puede tenerse una ligera idea del máximo esfuerzo: el coeficiente lineal del acero puede admitirse como 67×10^{-7} por grado F., y el de la aleación, 127×10^{-7}. La diferencia de 60×10^{-7}, o sea el exceso de alargamiento de la aleación sobre el acero por unidad de longitud para 100 grados F. de elevación de temperatura, es 60 por 10^{-5}. Suponiendo a la aleación deformada en tal medida, el esfuerzo que causó sería de $60 \times 10^{-5} \times 4.500 = 2{,}7$ toneladas por pulgada cuadrada, que, aunque grande, es el mayor que puede esperarse. Al estimar las fuerzas debidas a este efecto es difícil saber qué porción de la estructura de aleación y de acero toman parte. Hay también efecto flector en la estructura, puesto que la superestructura está en compresión y la parte principal de la estructura en tensión, dando lugar a un momento flector, lo que pondrá al buque en quebranto ligeramente, aliviando así a la superestructura de algún otro esfuerzo compresivo que pudiera ocurrir si la estructura combinada fuera simétrica. En el apéndice IV se trata con más detalle esta cuestión.

Aplicaciones a tipos especiales de buques.

1) *Buques de dos cubiertas con larga superestructura.*—Las dimensiones elegidas(no es un buque de actualidad) son 400′ × 54′ × 32′ de puntal a la cubierta alta y 24′ a la segunda cubierta. La superestructura es de 160′ de largo y 8 de altura. Los escantillones de las Sociedades de Clasificación se tomaron para el barco todo de acero y se calculó la sección maestra. Sin cálculos de resistencia fué preciso primero determinar una base lógica con la que comparar la superestructura de acero y de aleación. Se supuso que la mejor comparación sería tomando como máximo momento flector en condiciones de arrufo el momento que produciría en la cubierta de acero el esfuerzo de deformación de Montgomery, deducida de su curva experimental, y que resulta ser de 6,5 toneladas por pulgada cuadrada, y que combinada con el I/y de la cubierta de toldo, da un momento flector de 110.000 toneladas pies. La condición que en este caso rige los escantillones del material longitudinal de la cubierta con aleación no es la fatiga en la cubierta de toldo, sino la fatiga en la superior. El esfuerzo compresivo en ésta no debe exceder de la fuerza deformativa de Montgomery cuando el buque está sometido al momento flector de las 110.000 toneladas pies. El valor de esta fatiga con la cubierta alta de menor espesor, según las Sociedades de Clasificación, es de 5,3 toneladas por pulgada cuadrada, dando el valor requerido de I/y en la cubierta alta de 20.800 t/p. El área seccional necesaria de aleación en la cubierta para llenar estas condiciones es de 563 pulgadas cuadradas. Una cubierta de aleación puede proyectarse para obtener esta superficie, pero resultarían las planchas de gran espesor y mayor la relación W_a/W_s. La mejora se obtendría con refuerzos longitudinales en la cubierta. Mayor reducción aún en el peso de aleación requerida sería aumentando el espesor de las planchas de la cubierta alta bajo el puente; el efecto es aumentar el esfuerzo crítico en la cubierta alta, y de aquí que para un momento flector dado sigue una reducción en el I/y en la cubierta alta. Esto, naturalmente, representa un ligero aumento en el peso de acero, pero en tanto que el de la aleación se reduzca en más que aquella cantidad, tal aumento no es desventajoso. En este supuesto se han ensayado tres pruebas: con 0,04, 0,06 y 0,08 de pulgada en la cubierta alta. Los espesores en estos casos se han deducido para el armazón transversal y longitudinal, y los pesos de la cubierta de acero comparados con los del puente de aleación; los resultados figuran en la

tabla 3 en el apéndice V (1), en unión de los calados.

Con relación al máximo esfuerzo en las planchas de fondo del buque, el apéndice V (1) muestra que la fatiga con estructura toda de acero es de 10,8 t/p., y de 11,4 en el caso de aleaciones, lo que quiere decir que el forro del fondo tiene que soportar la presión del agua debida a una fuerza estática igual al calado en carga y sujeta al mismo tiempo a las flexiones compresivas creadas en condición de quebranto. Las fatigas son de 5 a 6 por 100 mayores con la estructura mixta que si toda fuese de acero. No parece esto excesivo, y cualquier aumento de espesores en el forro de fondos está justificado. La magnitud del peso muerto ahorrado por esta sola partida, de ser la superestructura de aleación, será de unas 75 toneladas. Otras partidas susceptibles de aplicarse en este tipo de buque son la popa, castillo, mamparos de entrepuente, casetas, esloras y puntales de la cubierta de toldos, angulares de escotillas, cubiertas de botes, palos, mamparos en la línea diametral. Reemplazados todos ellos por aleaciones en vez de acero, se estima una economía de peso de 120 toneladas, lo que hace un total de 195. Es un ahorro respetable en esta clase de buques, que se traduce en aumento de carga. Hay, probablemente, algún ligero aumento de estabilidad, puesto que la mayor parte del peso ahorrado es con el que tenía alto c. de g., y como ese peso ahorrado se sustituye con nueva carga, que en muchos casos tendrá que acomodarse en zonas altas, no puede esperarse que a plena carga la altura metacéntrica aumente mucho.

2) *Buque de una cubierta con larga superestructura.*—Las dimensiones de este buque son: 425 × 56 × 28-9 a la cubierta alta. La superestructura en este caso es de 270′ de largo y 9 de altura. Se dedujo con pesos adecuados el momento flector en condiciones de arrufo, y las cargas supuestas fueron los "ballast" y carboneras, que es lo práctico. Este cálculo dió un máximo momento flector de 117.000 toneladas pies, que fué utilizada como base de comparación. Se proyectó un puente de aleación con armazón transversal y longitudinal, 0,08 de aumento de espesor en la cubierta alta sobre el permitido en cada caso. Los cálculos—apéndice V (2)—muestran que una cubierta de aleación puede ser construída con gran ventaja en este tipo de buque. La cantidad máxima de peso ahorrado con una larga cubierta de aleación es de 145 toneladas, que es un apreciable beneficio para la economía del buque. Si todas las partidas enumeradas en el apartado anterior se construyen también de aleación, puede esperarse un aumento en el peso muerto de 150 toneladas. El aumento de fatiga en el forro de fondos con la aleación es del mismo orden que en el ejemplo anterior y los normales espesores de las planchas resultarían adecuados.

* * *

Al estimarse el peso ahorrado por el empleo de aleaciones en la construcción de una cubierta larga en los dos casos particulares señalados se ha supuesto que en los rompimientos se han adoptado espesores normales, tanto en las esloras como trancaniles, sin que, como se ha visto, sufra el conjunto fatigas excesivas. Además, el cambio de esfuerzos en la cubierta alta ante estos rompimientos no aparece tan marcado como en el caso del acero. Es, por tanto, razonable suponer que las grandes concentraciones de fuerzas usualmente asociadas en las extremidades de las largas cubiertas desaparecerían, y que el aumento de espesores de esloras y trancaniles en la cubierta alta puede reducirse, lo que daría un pequeño aumento de peso muerto en el caso de aleaciones. El autor no insiste sobre este caso, que es un ejemplo práctico y debe llevar la garantía de una larga experiencia.

* * *

Al aplicar en las partes altas de los buques las aleaciones del modo indicado, la ventaja obtenida es debida parcialmente a ser la estructura de acero usada más económicamente. Esto se ve claramente en los diagramas de distribución de fuerzas en las figuras 2 y 3. Con el buque todo de acero, la estructura bajo la cubierta resistente trabaja a un valor más bajo que la carga de seguridad. Con la estructura de aleaciones en las partes altas puede admitirse una fatiga mayor que con la carga de seguridad para la cubierta inmediatamente inferior a la parte con aleación de la estructura. El descenso del eje neutro que sigue al uso de aleación permite la mayor fatiga en una cubierta de acero más elevada sin elevación de esfuerzos indebidos en los fondos del buque. El máximo esfuerzo en la porción de aleación de la estruc-

tura es bajo: sólo un 50 por 100 de las fuerzas que concurrirían en el caso del acero. La cuestión de una carga de trabajo de seguridad en las aleaciones no es un factor esencial en la determinación de los espesores. La fuerza de alabeo de una cubierta de aleación es sólo un factor de secundaria importancia, a menos que los espesores sean muy delgados, lo que es improbable en los tipos de buques estudiados. El principal factor sobre el que los espesores deben ir ligados es la evitación de alabeo de la cubierta ligera del mismo tamaño que el de acero puede soportar será mucho menor. A falta de un exacto conocimiento experimental referente a los puntales usados en las obras de un buque, sería más seguro basar los espesores en el producto $E \times I$, aceptando esta cantidad la misma para el acero o la aleación.

Puesto que $E_s = 3E_a$, entonces $I_a = 3I_s$ para igual valor de IE.

Para un puntal macizo redondo, $I \propto D^4$ $D^4 = 3D^4_s$.

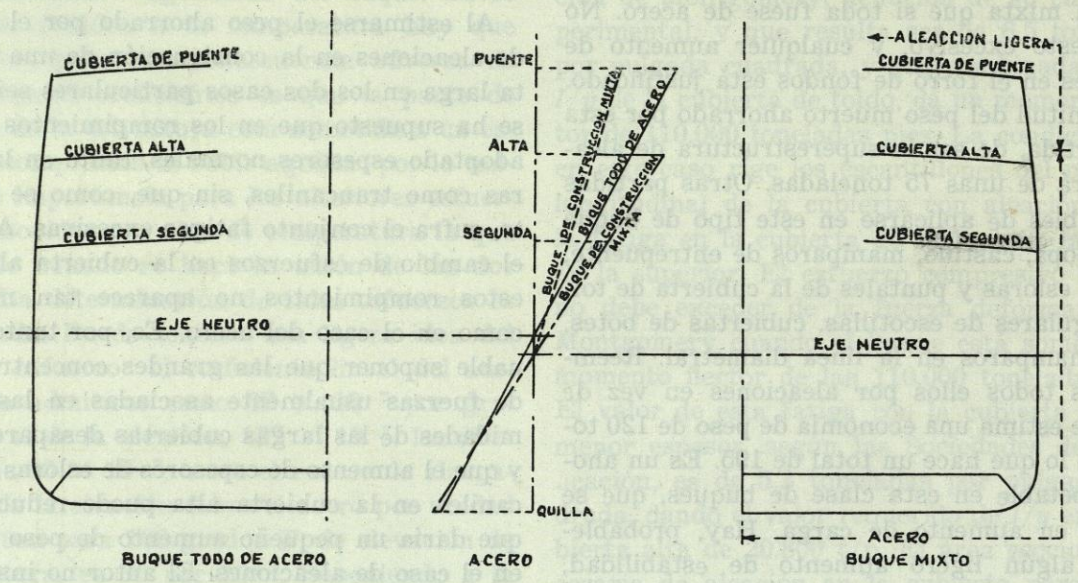


FIG. 2 – DIAGRAMA DE DISTRIBUCION DE FUERZAS – BUQUE DE DOS CUBIERTAS Y FUERTE ESCANTILLON.

DIMENSIONES: 400'-0" x 54'-0" x 32'-0" A LA CUBIERTA ALTA. 24'-0" A LA SEGUNDA.

CIUDADELA: 160'-0" x 8'-0"

de acero más alta, y los cálculos para los dos tipos muestran que esto puede ser tenido en cuenta por un pequeño aumento en los espesores de estas cubiertas.

OTROS USOS DE ALEACIONES EN LOS BUQUES. CONSIDERACIONES QUE RIGEN LOS ESCANTILLONES.

Esta Memoria se refiere principalmente a la aplicación de aleaciones ligeras en las superestructuras. Ahora se mencionan muy brevemente algunos de los factores que deben tenerse en cuenta en otras aplicaciones de estas mismas aleaciones.

1) *Puntales.*—Debido al menor valor del módulo de E, la carga que un puntal de aleación

El volumen del puntal será proporcional a D^2, así que $D^2_a = D^2_s \sqrt{3}$.

La relación de pesos, $W_a/W_s = D^2_a/D^2_s \times$ $\times$ 167,5/489,6 = 167,5/489,6 $\times \sqrt{3}$ = 0,592.

Para un puntal cilíndrico hueco, $I \propto D^4 - d^4$, así que $D^4_a - d^4_a = 3\ (D^4_s - d^4_s)$.

En este caso puede ganarse algo permitiendo el espesor del puntal de aleación a permanecer el mismo como para el acero, aumentando sólo el diámetro. Por otra parte, debe recordarse que el espesor es importante en un puntal hueco, puesto que existe la posibilidad de locales roturas si es demasiado delgado. En los cálculos de peso para puntales es, pues, seguro aceptar una relación de pesos no menor que la obtenida para puntales sólidos.

2) *Mamparos centrales longitudinales.*—La principal función de un mamparo de estos en un buque de carga es el de una línea de puntales. Si el mamparo es de aleación debe, pues, soportar la misma carga de compresión como si fuera de acero. Es conveniente contar con la rigidez vertical del mamparo, como si se tomara el total de la carga compresiva. Un ejemplo puede ilustrar cómo se proyecta un mamparo equivalente de aleación.

En un cierto buque, los refuerzos del mamparo eran angulares con nervio de 11 1/2 × × 3 1/2 × 1/2, separados 54 pulgadas.

zos ha sido dividido por dos. La relación de pesos para las planchas es:

$$167{,}5/489{,}6 = 0{,}342.$$

Los pesos de planchas y ángulos fueron en este ejemplo de 30,5 y 15,5 toneladas, respectivamente.

	Tns.
Peso de las planchas de aleaciones = 30,5 × 0,342 =	10,6
Peso de los ángulos de aleaciones = 15,5 × 0,776 =	12,0
Peso total	22,6

Relación de pesos W_a/W_s = 22,6/46 = 0,491.
Economía en peso = 23,4 toneladas.

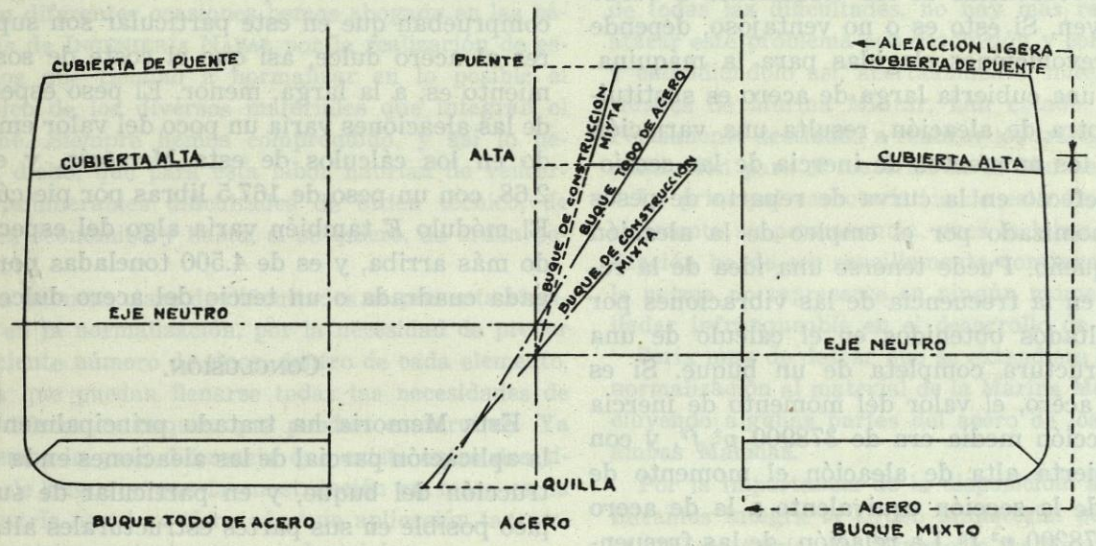


FIG. 3 — DIAGRAMA DE DISTRIBUCION DE FUERZAS — BUQUE DE UNA CUBIERTA Y FUERTE ESCANTILLON.
DIMENSIONES: 425'-0" x 56'-0" x 28'-9" A LA CUBIERTA ALTA. CIUDADELA: 270'-0" x 9'-0".

Los datos de la sección eran: A = 8,79 pulgadas cuadradas, I = 138,5.

El momento de inercia del refuerzo de aleación equivalente debe ser 3 × 138,5 = 405,5 pulgadas^4, lo que puede obtenerse con hierros en U de 12 × 4 × 4 × 0,42, separados 24 pulgadas. Los dos angulares que sustituyen a uno solo tienen un momento de inercia combinado de 406″^{4} y un área de 18,90 pulgadas cuadradas.

La relación de pesos para los refuerzos = 18,94/8,79 × 167,5/489,6 = 0,776.

Con relación a las chapas del mamparo, no parece justificado un aumento de espesor, particularmente porque el espaciado de los refuer-

3) *Baos y vagras.*—En lo que concierne a baos de cubierta ordinarios, no parece necesario un aumento de escantillones sobre los requeridos en los baos de acero. Debe notarse que en la mayoría de los casos los baos de cubierta de aleación se remachan a las planchas de cubierta, que tienen mucho más espesor que las de acero, y, por tanto, el módulo de la sección de la viga así formada probablemente es algo mayor. En el cálculo de pesos en la sección previa se ha supuesto que los baos de cubierta tenían los mismos escantillones que los ordinarios de acero.

Con respecto a las vagras de mayor altura, como son las que soportan las cubiertas usadas

en unión con puntales muy espaciados, las alas horizontales requieren especial atención. Bajo ciertas condiciones de carga, las alas horizontales se convierten en miembros a compresión, así que hay la posibilidad de pandeos locales. Es difícil generalizar en este problema, pero parece que el alabeo puede evitarse con vagras de aleación ligera por la adopción de consolas adicionales.

Influencia en la frecuencia de vibración.

Debido al menor valor de E en las aleaciones, el de I de la sección media de un buque mixto se reduce, y, en consecuencia, puede anticiparse que las frecuencias de las vibraciones a bordo disminuyen. Si esto es o no ventajoso, depende de las revoluciones elegidas para la máquina. Cuando una cubierta larga de acero es sustituída por otra de aleación, resulta una variación local de los momentos de inercia de las secciones. El efecto en la curva de reparto de pesos del enonomizado por el empleo de la aleación será pequeño. Puede tenerse una idea de la reducción en la frecuencia de las vibraciones por los resultados obtenidos en el cálculo de una superestructura completa de un buque. Si es toda de acero, el valor del momento de inercia de la sección media era de 378900 $p^2 f^2$, y con una cubierta alta de aleación el momento de inercia de la sección equivalente a la de acero era de 278200 $p^2 f^2$. La relación de las frecuencias de la vibración vertical en este caso será, aproximadamente, proporcional a las raíces cuadradas de los momentos de inercia de las secciones medias. Esta resulta de

$$\frac{278200}{378900} = 0.86.$$

Hay, pues, una reducción de un 14 por 100 en la frecuencia de vibración vertical.

Propiedades generales de las aleaciones ligeras.

La resistencia a la tracción varía mucho con el tratamiento dado al material. Las aleaciones que parecerían ser las más adecuadas para la construcción del buque tienen una resistencia a la tracción algo más baja que la de acero dulce. Una propiedad que consideramos importante en las aplicaciones que estudiamos es el límite elástico. Las superestructuras de un buque pasan por un sistema de olas que alternativamente las someten a esfuerzos de tracción y compresión, y durante la vida del casco habrá varios millones de cambios de fuerzas. Los máximos esfuerzos que se prevén en un buque con superestructura de aleaciones no son, ciertamente, superiores a cuatro toneladas por pulgada cuadrada. La fatiga límite es mucho más alta que esto, así que hay un gran margen de seguridad y la carga de trabajo podría impunemente ser el doble de aquélla.

Otra propiedad de las aleaciones que favorece su uso en los trabajos navales es su resistencia a la corrosión. Experiencias llevadas a cabo comprueban que en este particular son superiores al acero dulce, así que el coste de sostenimiento es, a la larga, menor. El peso específico de las aleaciones varía un poco del valor empleado en los cálculos de esta Memoria, y es de 2,68, con un peso de 167,5 libras por pie cúbico. El módulo E también varía algo del especificado más arriba, y es de 4.500 toneladas por pulgada cuadrada o un tercio del acero dulce.

Conclusión.

Esta Memoria ha tratado principalmente de la aplicación parcial de las aleaciones en la construcción del buque, y en particular de su empleo posible en sus partes estructurales altas de un tipo de cargo. Puede concluirse que los problemas técnicos que se presentan en tales aplicaciones pueden ser resueltos fácilmente y resultan ventajosos desde el punto de vista económico, siempre que el coste inicial de materiales no sea excesivo. El problema de gran superestructura en buques de pasaje no se ha estudiado, pero muchos de los principios aquí esbozados pueden aplicarse a este problema al calcular los escantillones. El autor piensa investigar este punto especial, así como el del buque todo de aleación, y estima que un conocimiento experimental respecto al comportamiento de los materiales en compresión es aquí lo más necesario, especialmente mirando a los efectos de las costuras y refuerzos longitudinales en chapas delgadas bajo cargas de compresión, lo que parece un asunto de fructíferos resultados para la investigación experimental.

(Continuará.)

Información Legislativa

NORMALIZACION DEL MATERIAL NAVAL

En diferentes ocasiones hemos abogado en las páginas de INGENIERÍA NAVAL por la realización de estudios que tiendan a normalizar en lo posible el empleo de los diversos materiales que integran el buque. Siempre hemos comprendido, y así lo hemos dicho, que para esta labor habrían de vencerse innumerables dificultades de orden técnico, de orden económico y hasta, si se quiere, de orden político.

La primera clase de dificultades se presenta siempre en la normalización, por la necesidad de prever suficiente número de tipos, dentro de cada elemento, para que puedan llenarse todas las necesidades de los diferentes buques que puedan construirse. Ya sabemos la gran diferencia que existe entre dos tipos de buque y que la construcción en masa en la industria naval no tiene aún una aplicación tan amplia como en otras gamas industriales.

Las dificultades de orden económico nacen por la necesidad de prescindir de mucho modelaje antiguo de piezas corrientes que tienen ya los Astilleros, y la obligatoriedad de construir nuevos modelos y plantillas.

Las dificultades de orden que pudiéramos llamar político estriban en la raigambre que tiene la rutina en todos los Astilleros del mundo, por lo cual los técnicos de los mismos se resisten a cambiar sus modelos, tantas veces probados con buen éxito, asegurando cada uno que sus tipos son mejores que los de la norma impuesta.

Además de estas dificultades, se precisa desarrollar una labor ingente, la recopilación de innumerables barcos y la lección inteligente entre las diversas soluciones de cada auxiliar o accesorio, por personal de *mucha práctica*.

El volumen de trabajo necesario para una normalización, por pequeña que sea, puede apreciarse teniendo en cuenta el esfuerzo desarrollado por Alemania, por ejemplo, para la reducción de las normas D. I. N.

Pero las ventajas de la normalización son tan grandes, no sólo para la construcción, sino para el mantenimiento y manejo del material, que a pesar de todas las dificultades, no hay más remedio que atacar este problema con resolución y con voluntad, y entendiéndolo así, acertadamente, nuestras Autoridades de Marina Militar, han creado una Junta Permanente destinada a realizar los trabajos de normalización para el material de la Marina.

La principal característica de esta Junta es precisamente su permanencia, pues la labor de normalización ha de ser sencillamente continua, para que la norma no represente en ningún momento un valladar infranqueable en el desarrollo de la técnica.

Sería muy de desear que se extendiera también la normalización al material de la Marina Mercante, incluyendo algunas partes del acero de los cascos de ambas Marinas.

Por la importancia de la disposición, adjunto publicamos íntegra la Orden Ministerial publicada en el "Diario Oficial del Ministerio de Marina", número 73, de 27 de marzo de 1944.

Dice así:

"NORMALIZACIÓN DEL MATERIAL.

La diversidad de tipos y elementos—en lo que a material se refiere—utilizados actualmente para idénticos fines en la construcción y armamento de nuestros buques dificulta notablemente su reconocimiento y manejo y complica el almacenamiento de pertrechos y repuestos, así como su entretenimiento y reparación.

Para obviar estas dificultades, y habida cuenta de la copiosa labor ya realizada en tal sentido, se dispone:

1.° Bajo la dependencia del Almirante Jefe del Estado Mayor de la Armada se crea la Junta de Normalización del Material (J. N. M.), a la que corresponderá la misión de centralizar, orientar, impulsar, resolver y vigilar todos los asuntos relacionados con la unificación y ordenación del material de la Marina de Guerra.

2.° Presidirá esta Junta el Contralmirante Jefe de la Dirección del Material, y estará integrada por:

a) Los Jefes de la Primera, Quinta, Sexta y Octava Secciones del Estado Mayor de la Armada.

b) El Jefe del Centro de Estudios y Proyectos de la Dirección de Construcciones e Industrias Navales Militares.

Dos representantes de la Dirección de Construcciones e Industrias Navales Militares, de los cuales uno de ellos habrá de ser precisamente un Jefe de los destinados en la Inspección General de aquella Dirección.

d) El Jefe del Negociado de Adquisiciones de los Servicios de Intendencia del Ministerio de Marina.

e) El Jefe de Secretaría de la Junta de Normalización del Material.

3.° Como organismo permanente dependiente de la Junta de Normalización del Material existirá una Secretaría de Normalización, a la que corresponderá preparar sus acuerdos y tramitar la documentación necesaria para que aquéllos tengan efectividad. Para iniciar su labor utilizará, de momento, los elementos de trabajo, archivo y medios con que cuente el Centro de Estudios y Proyectos de la Dirección de Construcciones e Industrias Navales Militares, al que quedará asignada a estos solos efectos. Los estudios que con este motivo se realicen se archivarán por la Secretaría, con absoluta independencia de los restantes asuntos que se tramiten en el Centro de Estudios y Proyectos. También será misión de la Secretaría la relación y desarrollo de los acuerdos que se adopten y la transmisión y archivo de la correspondencia.

El Jefe de la Secretaría de Normalización será nombrado por Orden Ministerial, a propuesta de la Junta.

4.° La representación de la Junta de Normalización del Material la ostentará su Presidente, quien podrá dirigirse, por conducto reglamentario, a todos los organismos oficiales e igualmente a las entidades de carácter particular, con el carácter que ostenta.

5.° La Junta de Normalización del Material podrá ordenar la ejecución de estudios, informes y experiencias que estime conveniente solicitar a tal efecto la concesión de los créditos que considere necesarios. Una vez declarada firme una *norma* por el Estado Mayor de la Armada, será cumplida por todos los buques y dependencias de la Marina, y el material que se construya o se suministre deberá reunirlos requisitos que en la misma se especifiquen.

6.° Las directrices a que habrá de ajustarse la Junta de Normalización del Material para desarrollar la misión que se le encomienda están contenidas en los acuerdos recaídos en las reuniones celebradas por la Comisión nombrada al efecto por Orden Ministerial comunicada número 450, de 23 de noviembre de 1943, acuerdos que se entregarán al Presidente de la Junta de Normalización del Material una vez constituída.

7.° La Junta de Normalización del Material iniciará sus funciones en el estudio y redacción del Reglamento orgánico por que ha de regirse, que será aprobado por Orden Ministerial.

Quedan derogadas cuantas Ordenes Ministeriales se opongan a lo que en ésta se dispone, autorizándose al Almirante Jefe del Estado Mayor de la Armada para dictar las instrucciones complementarias que facilitan su cumplimiento y desarrollo.

Madrid, 24 de marzo de 1944."

CONVOCATORIA POR LA QUE SE CONVOCA A OPOSICIONES PARA EL INGRESO EN EL CUERPO FACULTATIVO DE ARMAS NAVALES

Según la Ley de 6 de febrero de 1943, modificada por la de 13 de diciembre del mismo año, se crea un Cuerpo Facultativo de Armas Navales, en el cual se integraba el personal procedente del extinguido Cuerpo de Artillería de la Armada.

La formación de los nuevos Oficiales del Cuerpo de nueva creación se confía a la Escuela de Armas Navales, también de reciente creación. Los alumnos de esta Escuela pueden proceder del Cuerpo General de la Armada, pero cuando el número de plazas de cada convocatoria exceda al de personas procedentes de dicho Cuerpo, se abrirá una oposición entre individuos pertenecientes al Cuerpo de Ingenieros de Armamento del Ejército, Ingenieros Civiles y Licenciados en Ciencias.

Pudiendo ser de interés para los Ingenieros Navales concurrir a estas oposiciones, estimamos pertinente la divulgación de la actual convocatoria, publicada en el "Boletín Oficial del Estado" del 13 de abril de 1944, según Orden Ministerial del día 3 del mismo mes.

La citada Orden Ministerial dice textualmente lo siguiente:

"En cumplimiento de lo que dispone el artículo 6.° de la Ley de 6 de febrero de 1943, modificada por la de 13 de diciembre del mismo año, que reorganiza el Cuerpo Facultativo de Armas Navales, se convoca a oposición restringida para proveer las tres plazas de alumnos del citado Cuerpo que han quedado sin cubrir, de las seis que para Oficiales del Cuerpo General de la Armada, y según lo preceptuado en el artículo 5.° de la mencionada Ley, fueron previamente concursadas por Orden Ministe-

rial del 31 de enero de 1944 ("Diario Oficial" número 27).

Artículo 1.° Serán requisitos indispensables para tomar parte en las oposiciones:

a) Ser ciudadano español.

b) Hallarse en posesión de alguno de los títulos oficiales que a continuación se expresan, obtenidos en España o en países extranjeros y convalidados en España:

Diplomado del Cuerpo de Ingenieros de Armamento y Construcción del Ejército.

Ingeniero Naval.

Ingeniero de Caminos, Canales y Puertos.

Ingeniero de Minas.

Ingeniero Industrial.

Ingeniero Electricista.

Licenciado en Ciencias Físicas y Químicas.

Licenciado en Ciencias Exactas.

c) Poseer la aptitud física necesaria, apreciada por una Junta de Médicos nombrada al efecto, cuyo dictamen tendrá carácter definitivo e inapelable. En el reconocimiento se aplicará a los candidatos el cuadro de exenciones aprobado por Orden Ministerial de 2 de enero de 1933 ("Boletín Oficial del Estado núm. 4), con la excepción de cuanto se relaciona con talla y vista, en que se aplicará el cuadro de Marinería vigente.

d) Carecer de todo impedimento para ejercer cargos públicos.

e) No haber sido expulsado de ningún Cuerpo del Estado por fallo de Tribunal de Honor.

g) No hallarse el solicitante procesado ni declarado en rebeldía y carecer de antecedentes penales.

Art. 2.° Quienes, reuniendo los expresados requisitos, deseen tomar parte en la oposición, habrán de solicitarlo del Excmo. Sr. Ministro de Marina por medio de instancia, debidamente reintegrada, en la que deberá citarse la publicación oficial por medio de la cual conocieron la presente disposición.

Dichas instancias deberán tener entrada en la Jefatura de Instrucción de este Ministerio antes de las veinticuatro horas del día 15 de agosto próximo, acompañadas de los siguientes documentos:

a) Certificado del acta de nacimiento, expedido por el Registro Civil, debidamente legalizado, si procede.

b) Una fotografía 50 por 40, de busto, firmada al respaldo.

c) Certificado de carencia de antecedentes penales, expedido por el Registro Central; no presentarán documentos los solicitantes que se encuentren prestando servicio activo en cualquiera de los tres Ejércitos.

d) Original de algunos de los títulos oficiales reseñados en el apartado c) del artículo 1.°, testimonio notarial del mismo o certificado acreditativo de haber efectuado el correspondiente depósito para su expendición.

e) Documento acreditativo de su situación militar.

f) Certificado de buena conducta, expedido por la Alcaldía correspondiente. No presentarán este documento los solicitantes que se encuentren prestando servicio activo en cualquiera de los tres Ejércitos.

g) Certificado de su actuación durante el Movimiento Nacional, expedido por organismo o persona de absoluta solvencia, así como, en su caso, el correspondiente a los servicios prestados en la pasada campaña.

Los solicitantes que estén prestando servicio activo en cualquiera de los tres Ejércitos no presentarán este documento, sino copia de su expediente personal, debidamente formalizada, en la que conste: "Filiación del concursante", "Hoja de castigos" e "Informe de conducta". No serán admitidas las instancias con nota de conducta inferior a "Bueno".

h) Certificaciones acreditativas de los méritos especiales que juzguen convenientes.

i) Certificado de tiempo de permanencia en cárceles rojas por los opositores a quienes comprenda esta circunstancia.

j) Los hijos de militares de los tres Ejércitos, sean huérfanos o no, acreditarán esta circunstancia, acompañando copia certificada del último nombramiento expedido a favor del padre, o de la Orden Ministerial que se lo confirió.

k) Los hijos de personal civil acompañarán nota expresando la profesión, cargo o actividades a que se dedique o haya dedicado el padre.

l) Los que hubieran obtenido el derecho a ocupar plaza de gracia deberán acreditarlo citando en la solicitud la fecha de la Orden Ministerial que les confirió este beneficio y el "Diario Oficial" en que fué publicada.

m) Resguardo del giro de 50 pesetas para pago de matrícula, impuesto al Habilitado general de este Ministerio, o recibo de haber efectuado dicho pago. No pagarán matrícula los huérfanos de personal de cualquiera de los tres Ejércitos, los que hayan sido beneficiados con plaza de gracia ni los individuos de marinería o tropa en servicio activo.

Art. 3.° Las tres plazas convocadas se distribuirán según la clasificación de los opositores, teniendo en cuenta las reservas establecidas por las disposiciones vigentes.

En ningún caso podrá autorizarse la ampliación de las plazas convocadas.

Art. 4.° Para determinar, dentro de cada grupo, un orden de preferencia entre los concursantes, caso de que surjan empates en las calificaciones de los ejércitos, se tendrá presente la siguiente escala:

a) Los Caballeros de la Cruz Laureada de San Fernando o Medalla Militar.

b) Haber obtenido mayores recompensas militares.

c) La mayor permanencia en unidades de combate de mar, tierra o aire, destinadas en primera línea.

d) En igualdad de condiciones, el que ostente mayor empleo o categoría, y en su defecto, la mayor edad.

e) Entre los ex cautivos, mayor tiempo de prisión.

Art. 5.° Los ejercicios de oposición se celebrarán en Madrid y darán comienzo el día 3 de octubre del presente año.

Art. 6.° A medida que se reciban las instancias, serán revisadas por la Jefatura de Instrucción del Ministerio de Marina y la relación de opositores admitidos a examen por orden de sorteo será publicada en el "Boletín Oficial del Estado" y "Diario Oficial del Ministerio de Marina", expresando el lugar donde deberán presentarse.

Art. 7.° Por la Jefatura de Instrucción del Ministerio de Marina se interesará del Servicio correspondiente el nombramiento del Tribunal examinador, que estará constituído por un Presidente de categoría de Coronel del Cuerpo Facultativo de Armas Navales y cuatro Vocales Jefes del mismo Cuerpo, de los cuales el de mayor graduación será el Vicepresidente y el más moderno actuará de Secretario. El Presidente del Tribunal recibirá de la Jefatura de Instrucción toda la documentación aportada por los concursantes.

Art. 8.° Ningún miembro del Tribunal podrá formar parte de éste cuando corresponda actuar a algún opositor con el que le ligue vínculo de parentesco hasta el cuarto grado, incluso si por lo tanto asistir a la votación correspondiente.

Art. 9.° Constituído el Tribunal el día antes de comenzar los exámenes, el señor Presidente formalizará todos los detalles no previstos concernientes a los ejercicios señalando las normas por las que han de regirse en todos los aspectos, haciendo público en el cuadro de anuncios lo que deba ser conocido por los opositores.

Art. 10. El día señalado para comenzar las oposiciones el Presidente abrirá la sesión pública, disponiendo que el Secretario dé lectura a las Ordenes oficiales de convocatoria y de designación del Tribunal.

El orden de actuación de los opositores será el que figure en la relación de admitidos que se publique.

Art. 11. Fijada por el Tribunal la fecha correspondiente, se verificará el reconocimiento de aptitud física de los opositores por la Junta designada al efecto, enviando ésta al Presidente del Tribunal las actas con el resultado.

Art. 12. La oposición, ajustada a los programas aprobados por Orden ministerial de esta misma fecha, constará de los cuatro ejercicios que a continuación se expresan:

Primer ejercicio (mecánica racional).

a) Resolución por escrito de uno o varios ejercicios, elegidos por el Tribunal, sobre las materias del programa.

b) Disertar por escrito sobre una o varias materias teóricas, elegidas por el Tribunal entre las que abarca el programa.

c) Disertar verbalmente sobre una o varias materias teóricas sacadas a la suerte las que abarca el programa.

Segundo ejercicio (resistencia de materiales).

a) b) c) Este ejercicio, en sus tres partes, será en un todo análogo al anterior.

Tercer ejercicio (química general).

a) Resolución práctica de un problema analítico relativo a identificar una especie química seguida del análisis cuantitativo de algún elemento de ella.

b) y c) En estas dos partes se desarrollará el ejercicio en forma análoga a los dos anteriores.

Cuarto ejercicio (dibujo aplicado a la geometría descriptiva).

Resolución sobre papel blanco y con elementos de dibujo, de uno o varios ejercicios elegidos por el Tribunal, entre los que abarca el programa. En la calificación de estos trabajos se tendrá en cuenta no sólo la solución teórica de los ejercicios, sino también el grado de perfección con que hayan sido realizados los dibujos correspondientes.

En todos los ejercicios, y para cada una de sus partes, se fijará previamente por el Tribunal el plazo máximo concedido para su desarrollo.

Todos los ejercicios escritos se efectuarán simultáneamente por todos los opositores, y precisamente con arreglo al mismo tema.

Los ejercicios orales podrá suprimirlos el Presidente del Tribunal, para todos los opositores, en aquellos casos que, con los verificados por escrito, se pueda haber juzgado convenientemente sobre el grado de conocimientos de cada uno.

Art. 13. Los ejercicios serán publicados. Efectuados los de cada día, el Tribunal procederá para la clasificación de los examinados con arreglo a lo

que estipulan los artículos 24 al 28, ambos inclusive, del Reglamento para el régimen y gobierno de los Tribunales de exámenes aprobado por Orden ministerial de 30 de noviembre de 1939 ("Diario Oficial" número 20).

Art. 14. Terminados todos los ejercicios se levantará acta de los resultados, de los que se deducirá por orden de censuras la relación de los opositores aprobados, que no podrá exceder del número de plazas convocadas, elevándose por el Presidente del Tribunal a la Jefatura de Instrucción, juntamente con sus expedientes personales y libro de actas, donde quedarán registrados todos los trámites e incidencias de la oposición.

Art. 15. Por la Jefatura de Instrucción se elevará a la Superioridad propuesta de los opositores que han de ser nombrados Tenientes provisionales, según lo dispuesto en el artículo 9.° de la citada Ley de 6 de febrero de 1943 ("Diario Oficial" núm. 43), de reorganización del Cuerpo, los cuales, una vez promovidos a dicho empleo, se presentarán el día 1 de noviembre del presente año en la Escuela Naval Militar, donde llevarán a cabo un cursillo de formación militar de tres meses de duración.

Terminado con aprovechamiento el cursillo en la Escuela Naval Militar, pasarán a la Escuela Especial del Cuerpo (en Madrid), donde cursarán en dos años los estudios de las materias que comprenden su formación general, y terminados éstos con resultado satisfactorio, continuarán en la Escuela durante un año más para efectuar los de especialización. La especialidad será elegida libremente, pero por conveniencia del servicio, podrá serles impuesta una determinada.

Art. 16. El que no verifique su presentación en la Escuela Naval Militar el día fijado en el artículo anterior, sin justificar debidamente las causas que lo hubieran impedido, se entenderá que, taxativamente ha renunciado a la plaza obtenida, perdiendo como consecuencia todo derecho a ocuparla.

Art. 17. Durante todo el tiempo de duración de los cursos podrán ser separados del servicio aquellos alumnos cuyo ingreso definitivo en la Armada no se considere conveniente.

Art. 18. A la terminación con aprovechamiento del período de especialización, ingresarán en el Cuerpo Facultativo de Armas Navales con el empleo de Capitán, escalafonándose por el orden de las puntuaciones obtenidas.

Dadas las excepcionales circunstancias que concurre en esta primera convocatoria, deberá entenderse que si antes de finalizar los cursos algún alumno de carácter militar obtuviese dentro de su Cuerpo de procedencia el ascenso a Jefe, pasará como tal, caso de ser declarado apto, al Cuerpo Facultativo de Armas Navales, en la inteligencia de que su escalafonamiento en el mismo tendrá carácter provisional hasta que, ascendidos por su turno a Comandantes aquellos alumnos que puedan obtener mayores puntuaciones finales, tenga lugar definitivo de acuerdo con éstas.

Art. 19. Se hace mención expresa de que sólo podrán tomar parte en la oposición los aspirantes que acrediten la posesión de los estudios que, taxativamente, se señalan en los términos de esta convocatoria y reúnan las condiciones que en ella se determinan sin que la distribución de plazas del artículo 3.° prejuzgue la idea de menores conocimientos de los que figuran en los programas correspondientes.

Art. 20. Los opositores que sin causa justificada, a juicio del Tribunal, dejen de presentarse al reconocimiento y ejercicios de oposición, quedarán excluídos.

Art. 21. Los opositores no admitidos podrán retirar su documentación, solicitándola de la Jefatura de Instrucción del Ministerio de Marina hasta un mes después de publicarse la relación a que se refiere el artículo 6.°

Los opositores reprobados y los no presentados, podrán solicitarla del Secretario del Tribunal durante el tiempo que duren los exámenes, entendiéndose que todos renuncian a ella de no interesarla en la forma indicada, dentro de los plazos previstos.

Madrid, 3 de abril de 1944.—*Moreno.*

Información Profesional

DIFICULTADES EN LA OBTENCION DE FORJAS

Una de las mayores dificultades de las que debe vencer nuestra industria naval se encuentra en el aprovisionamiento de forjas, de todos tamaños, pero especialmente de grandes forjas.

En los Astilleros propiamente dichos esta dificultad no se deja sentir demasiado, porque las forjas que se suelen emplear en la construcción del casco, con raras excepciones, se producen en el mismo Astillero.

En cambio, en los Talleres de maquinaria naval, el problema es verdaderamente pavoroso en la actualidad.

Siempre ha habido en España mayores dificultades para la construcción de máquinas que para la construcción de cascos, y en la actualidad ha venido a agravarse esta diferencia con la escasez de grandes forjas. Especialmente los ejes de cola, bielas de máquinas y motores, y muy especialmente rotores de turbinas y ejes cigüeñales, son de una adquisición muy difícil. En la actualidad resulta casi imposible ofrecer un plazo de construcción de una turbina, de una máquina o de un motor, por la inseguridad en la obtención de las forjas. No es extraño que el plazo que puede obtenerse de las acererías para cigüeñales o rotores de turbinas pase de los dos años, en el caso de piezas de alguna importancia.

Es éste, pues, un problema que en la actualidad debe preocupar mucho a cuantas personas estén interesadas en la construcción naval.

Las grandes forjas solamente se fabrican en Reinosa y en Altos Hornos, y en ambas factorías la producción es tan deficitaria que se da el caso de tener terminada casi la máquina y aún no haberse podido ni siquiera empezar a forjar el cigüeñal o el rotor.

El remedio a este estado de cosas no es sencillo, y para que el lector pueda darse una idea, siquiera ligera, de la envergadura de este problema, enumeraremos de una manera sucinta las dificultades con que se tropieza en la actualidad en nuestras acererías.

Ante todo hemos de decir que las instalaciones necesarias para una gran forja son muy costosas. Se precisan potentes prensas que cuestan mucho dinero; hornos de forja; hornos de recocido y de normalización; máquinas de desbastar, y la fabricación de lingotes exige hornos eléctricos y todas las instalaciones accesorias que requieren una gran fundición. Todo este utillage representa la inversión de un capital muy grande, y lo que es todavía más difícil de conseguir, la adquisición de este mismo instrumental, cuya fabricación no se hace todavía en España.

Para obtener el lingote se necesitan grandes cantidades de chatarra, ferroaleaciones y electrodos para los hornos eléctricos.

El desbaste de las piezas forjadas requiere maquinaria pesada de mucha importancia y bastante numerosa.

Por último, también se precisa el empleo de gran cantidad de energía eléctrica, que en estos últimos meses ha estado bastante restringida como consecuencia de la pertinaz sequía que se ha padecido en casi toda Europa.

Algunas dificultades han sido ya vencidas. Por ejemplo, en España se fabrican ya electrodos que pueden sustituir a los clásicos electrodos de grafito que se venían empleando exclusivamente en los hornos eléctricos. Estos electrodos requieren un mecanismo especial de adaptación a los hornos eléctricos, de dimensiones un poco mayores que las corrientes, pero en la actualidad se están empleando con bastante buen resultado.

Las dificultades de los materiales de acero propiamente dicho, aunque son importantes, no presentan un problema demasiado difícil, teniendo en cuenta que los pesos de las forjas que se necesitan no son elevados en comparación con los de la chapa y los perfiles laminados que se sirven en la construcción naval. Las ferroaleaciones, por el contrario, representan un tanto por ciento del peso del acero un

poco mayor que en el caso de acero laminado, por ser el acero forjado de mejor calidad.

El problema de la forja, propiamente dicha, también podría paliarse si se dispusiera de abundante lingote, construyendo mayor número de hornos para servir a las prensas existentes, pues es sabido que el rendimiento de una prensa puede aumentarse mucho disponiendo de mayor número de hornos, y los hornos pueden construirse por las mismas factorías.

Tal vez la parte más difícil del problema se encuentra en la escasez de energía eléctrica y en la de carbón, cosas ambas absolutamente necesarias. Es de suponer que en no largo plazo desaparezca la sequía, que tanto daño ha hecho a nuestra industria, y con esta desaparición se mejore también el suministro de carbón.

Subsisten las dificultades del desbaste de las piezas forjadas. A este respecto es digno de hacerse notar el hecho de que en muchas ocasiones han tenido que ser remitidos a las fábricas de motores y máquinas de vapor, los cigüeñales casi en bruto de forja. Esto exige a dichas fábricas el empleo de un número muy grande de horas de trabajo para efectuar el desbaste en máquinas que, por otra parte, no son apropiadas para este menester. Por ejemplo, un cigüeñal de un motor de unos 600 a 1.000 caballos de potencia requiere para el desbaste y terminado unas mil horas de máquina, empleando tornos corrientes, cepillos de mesa y escoplos de tipo vulgar destinados a trabajos de acabado.

Se presenta, además, otra dificultad cuando se envían las forjas sin desbastar. Cualquier deficiencia en la forja no puede ser corregida en las fábricas de maquinaria, y si al final del desbastado aparece una grieta que exige el rechazo de la pieza, se ha perdido un número extraordinario de horas de trabajo y de ocupación de las máquinas herramientas propias.

Algunas factorías se están ocupando extraordinariamente de este problema. Así, por ejemplo, La Maquinista Terrestre y Marítima de Barcelona ha puesto en servicio hace unos meses un nuevo y magnífico horno eléctrico, importado directamente de Suiza, y espera en muy breve plazo disponer de una potente prensa de 1.800 toneladas, de la cual ya se han recibido bastantes piezas y accesorios. Además, está construyendo una hermosa nave de gran forja y todo el utillage de hornos, grúas, etc. que es necesario a esta clase de talleres.

Pero de todas maneras, la producción de grandes forjas ha de resultar todavía muy insuficiente para las necesidades de nuestra Marina de Guerra y Mercante.

Dada la envergadura de las instalaciones necesarias a la gran forja, asusta un poco a los espíritus timoratos invertir una crecida suma en un taller cuyo porvenir puede no parecer muy seguro, teniendo en cuenta que la gran forja es un taller especial, que no puede producir más que elementos forjados de mucho peso. Ha habido épocas en las cuales la crisis de trabajo ha sido en estos talleres más aguda que en ningún otro; esto es completamente cierto. Sin embargo, debe pensarse que en el futuro la construcción de maquinaria naval tendrá que tener forzosamente un gran desarrollo en nuestro país y que la demanda de forja, aun en las épocas de crisis, tendrá que ser mucho mayor que lo fué en las épocas anteriores de depresión, cuando únicamente se construían máquinas marinas de cierta importancia en Ferrol, Bilbao y Cartagena. En la actualidad son ya bastantes más las Factorías que construyen máquinas importantes, y es de esperar que en el futuro aumente todavía el número de estos talleres y que los existentes se desarrollen notablemente.

No hay ningún problema insoluble si se le acomete con decidido espíritu de resolverlo; por esto esperamos que el del suministro de forja llegue a ser resuelto y desaparezca una de las principales dificultades que hoy existen para la construcción de máquinas marinas. Nosotros llamamos desde estas páginas la atención de cuantas personas están interesadas en construcción naval, en la esperanza de que en un próximo futuro se pongan los medios a las dificultades del momento.

PROTECCION CONTRA LA CORROSION DE LOS EJES PORTA-HELICES

Una de las piezas más importantes, y que requiere mayor atención, de la maquinaria propulsora del buque, es el eje porta-hélices. Las condiciones de trabajo son muy duras, pues debe permitir la potencia de la máquina propulsora, resistir el efecto destructor en las vibraciones y, sobre todo, aguantar lo mejor posible a la corrosión, agente destructor importantísimo y de una voracidad extrema.

Además de la destrucción sobre el material que provocan cada uno de estos tres trabajos o circunstancias aisladamente, se presentan los fenómenos de conjunto, viniendo a empeorar aún más las condiciones de trabajo de los ejes de cola.

Si por efecto de la acción galvánica o de la corrosión del agua marina, se produce una picadura, nacen de ella los siguientes fenómenos perjudiciales:

a) Un aumento local de tensión como consecuencia de la discontinuidad que hace que el coeficiente de forma adquiera valores notables precisamente en la periferia del eje, que es donde la fatiga mecánica es máxima a torsión y a flexión.

b) Un fenómeno de fatiga-corrosión, seguramen-

te conocido por nuestros lectores, por lo cual no insistimos aquí en su descripción y sólo nos limitamos a reseñar sus efectos sumamente perjudiciales.

La corrosión, por otra parte, no permanece estacionaria en la mayoría de los casos. Por el contrario, sigue creciendo, aumentando la posibilidad de las picaduras y extendiendo éstas, merced a la conocida cadena de reacciones de transformación del óxido de hierro en hidrato y de éste en óxido nuevamente por cesión de sus moléculas de agua a la molécula de hierro adyacente.

Los puntos más peligrosos para corrosión en los ejes de cola son los extremos de las camisas, cuando éstas no son continuas, sino que se limitan a revestir los luchaderos de los guayacanes de los arbotantes y bocinas.

Estimamos que no habrá ningún técnico naval, por poca experiencia que posea, que no haya tenido nunca en su vida profesional alguna dificultad o preocupación por picaduras en algún eje de cola.

La protección de los ejes porta-hélices siempre ha sido un problema sumamente interesante, cuya resolución ha sido objeto de numerosos ensayos, métodos y hasta patentes. Las principales protecciones en ejes de cola empleadas hasta el día, son las siguientes:

a) *Protección por aceite.*—El eje de cola no queda expuesto a la acción del agua de la mar. A su salida de la bocina queda protegido por un obturador montado sobre el núcleo de la hélice, y que girando con ésta, roza sobre la cara de popa de la bocina. Para hacer eficaz esta obturación, se mantiene dentro de la bocina aceite a presión merced a un tanque de gravedad situado a altura conveniente en el mamparo del prensa.

b) *Protección por pintura.*—En este caso, el eje es completamente desnudo, y está todo él pintado con desincrustante y con antioxidante, como la carena del buque, a excepción de los luchaderos sobre la bocina y sobre los arbotantes. Generalmente en este caso, las tejas no tienen guayacanes, y están revestidas solamente del metal antifricción, que se engrasa con grasa especial o mejor aún con esperma de ballena, merced a una bomba de tornillo. Este procedimiento suele usarse en los destructores y en algunos barcos mercantes especiales.

c) *Camisa continua.*—El eje de cola posee una camisa continua de bronce metida en caliente. El extremo de popa hace tope con el resalto del cono de la hélice, en donde se monta un prensa con empaquetadura de goma para impedir el acceso del agua a aquella extremidad. La camisa continúa más allá del prensa de la bocina, protegiendo al eje en toda esta extensión.

d) *Camisas discontinuas.*—Se montan en el eje trozos de camisas de bronce, metidas en caliente solamente en los luchaderos de apoyo, en los casquillos de la bocina y de los arbotantes. Entre estos trozos de camisa, la superficie de los ejes se proteje de una de las maneras siguientes:

1.° Con pintura, dando dos manos, una de antioxidante y otra de antiincrustante.

2.° Por medio de revestimientos de lona, pintura, bitumastic y alambre de distintas clases.

3.° Por trozos de tubo de bronce o latón, soldados a las camisas.

4.° Con capas de goma, caucho vulcanizado o goma sintética, aplicado de distintas maneras.

e) Por último, en embarcaciones especiales, tales como lanchas rápidas, se montan ejes de material especial también, por ejemplo, de acero inoxidable o de bronce de alta resistencia.

Cada uno de estos métodos presentan sus ventajas e inconvenientes peculiares, que pueden resumirse del siguiente modo:

El sistema a) de protección por aceite, ha estado de moda hace ya bastantes años, y tiene las ventajas de la facilidad de construcción del eje de cola, su menor coste y, sobre todo, de proporcionar muy poca pérdida por fricción en los cojinetes de la bocina. Sin embargo, presenta el grave inconveniente de la dificultad de conservación en estado eficaz de los obturadores de las hélices; el aceite, a la larga, se escapa de la bocina, y por mucho cuidado que se lleve, suele entrar alguna cantidad de agua y algunas veces hasta fango o arena, cuando se navega por bajos fondos, estuarios de ríos o cerca de marismas. A este respecto recordamos el caso de los ejes de cola de los trasatlánticos "Cabo Santo Tomé" y "Cabo San Antonio", cuyas bocinas eran del sistema que analizamos, y que al fin hubieron de ser sustituídos por ejes de cola con camisa corrida y casquillos con guayacanas en la bocina. Además, el gasto de aceite suele ser importante cuando la obturación no está bien conservada.

El sistema b) con protección por pintura, está cayendo en desuso y solamente se conserva aún en algunos destructores. Su principal ventaja es la sencillez de fabricación de los ejes de cola (muy difíciles de construir en estos buques, por ser casi siempre huecos y, desde luego, de una longitud muy grande). Sus principales inconvenientes son las dificultades de engrase de las tejas, y sobre todo, las picaduras y corrosiones que fatalmente se presentan en los ejes, en especial en el cono donde se monta la hélice y en las cercanías de los luchaderos, si las tejas son de bronce.

El sistema c) de camisa continua, es, a nuestro juicio, el mejor para todos los casos en que los ejes no sean muy largos, como sucede casi siempre en los buques mercantes. Si la camisa está bien fabricada y se encuentra fuertemente adherida al eje de acero, y si el prensa de la hélice se conserva bien, el eje de cola dura muchos años sin la menor

picadura. Los principales inconvenientes del sistema radican en el elevado coste y, sobre todo, en las grandes dificultades que se presentan en la construcción de la camisa. La fundición de una camisa de bronce de gran tamaño es una de las operaciones más difíciles y más costosa que se presenta en maquinaria naval, desde el punto de vista metalúrgico. Nadie que no haya sufrido fracasos en la fundición de estas piezas puede darse cuenta hasta qué punto resulta difícil la obtención de una camisa sana. Solamente con mucha práctica y muy buenos elementos pueden evitarse los dos peligros de la pieza fundida: los poros de gas y la segregación.

Si la camisa se funde demasiado caliente, con grandes espesores o con un metal que no esté maravillosamente aleado, se presenta la segregación, y si, por el contrario, la temperatura es demasiado baja, los espesores se han aquilatado y el molde no es especial, resulta casi imposible evitar los poros de gas. Hace algunos años se ha desarrollado en España un bronce patentado que se llama B. S. G., que está dando muy buenos resultados y del cual hoy en día se construyen la casi totalidad de las camisas de los ejes de cola.

La técnica del maquinado anterior y del calado de las camisas, también es difícil y requiere gran práctica. Por todas estas circunstancias, un eje de cola importante con camisa corrida, solo puede ser construído por unos talleres especializados y siempre resulta caro.

El sistema d), con camisa discontinua, puede dar buen resultado o no, según la protección que se emplee para las partes comprendidas entre dichas camisas. Los ejes protegidos solamente con pintura suelen picarse a menudo y presentan los mismos inconvenientes que los del sistema b).

Los revestimientos con lonas, bitumastic, pintura y ligadas de alambre, pueden dar buen resultado si están bien hechos; pero en otras ocasiones, y si el agua puede penetrar por debajo de la protección, se pueden producir picaduras importantes. Este método se encuentra en la actualidad en experimentación, por lo que todavía no se puede emitir un juicio definitivo sobre el mismo.

El revestimiento con tubos de bronce soldados a las camisas, si la soldadura está bien hecha presenta las mismas ventajas de la camisa corrida, con una mayor facilidad constructiva, y solamente tiene el inconveniente de la adquisición de los tubos, que por su diámetro resultan difíciles de comprar en las actuales circunstancias. Ha sido probado con éxito, sobre todo en sumergibles.

Los revestimientos de goma son muy empleados en el extranjero, sobre todo en Alemania y en Italia, y no presentan más dificultad que la técnica especial de su construcción. Hasta ahora no se ha podido conseguir en España revestir ejes con caucho natural o sintético; sin embargo, sería de desear que se poseyese esta técnica, y parece ser que se van a hacer algunos ensayos.

Estos revestimientos, que cuando están bien hechos y no tienen avería, protegen el eje muy eficazmente, tienen, en cambio, el inconveniente de que cuando se produce una pequeña grieta o bien cuando se intenta el reconocimiento del acero levantando la capa de goma, resulta difícil la reparación, y si no se hace muy bien, penetra el agua, produciendo picaduras tan importantes, que exigen el reemplazo del eje de cola en poco tiempo. Esto sucede especialmente en las aguas calientes del Mediterráneo.

El empleo de ejes de cola de material especial inoxidable se encuentra restringido únicamente al caso de pequeñas embarcaciones. El coste del material prohibe su empleo en buques importantes, razón por la cual, que nosotros sepamos, no ha sido nunca empleado en grandes instalaciones.

Por último, hemos de apuntar aquí algunos ensayos que modernamente se han hecho de ejes de cola montados sobre chumaceras de rodillos, para el caso de buques sin arbotantes, y metidos en bocina lubrificada por aceite. Este sistema se encuentra todavía en período de experimentación.

El problema, pues, de la protección de los ejes de cola continúa latente, y es de esperar que en los próximos años aparezcan todavía soluciones o se mejoren los métodos de fabricación, a fin de obtener los mejores resultados en una pieza tan importante como es el eje porta-hélices.

IDEAS MODERNAS SOBRE "FERRY-BOATS"

Como es sabido, se aplica el nombre de "ferry-boats" a buques destinados a una travesía corta (en algunos casos, de pocos minutos) entre ambas orillas de un estrecho o de dos islas próximas, que pueden transportar mucho pasaje de cámara, pasajeros de clase más modesta, sin alojamientos, y también vehículos. En algunos casos se hace el transporte extensivo a vagones cargados de ferrocarril, que se alojan en vías dispuestas sobre una cubierta especial y que embarcan y desembarcan propulsados por sus medios corrientes, sin tener que ser izados con grúas.

Este tipo de buques es muy corriente en el Norte de Europa para servicios regulares y su construcción constituye una especialidad de los Astilleros nórdicos. En América también se suelen construir algunos tipos de "ferry-boats" para las desemboca-

duras de los grandes ríos, y también para la navegación interior de los grandes lagos.

La característica más importante que ha de tener un buque de esta clase es la maniobrabilidad. Como el trayecto de viaje suele ser muy corto, las atracadas y desatracadas tienen especial importancia y absorben un tanto por ciento muy grande de la vida del buque en movimiento.

Por esta razón se han construído muchos "ferry-boats" de tipo anfídromo, es decir, con dos hélices y dos timones, uno en cada extremidad del buque. De este modo no se puede decir exactamente cuándo se da atrás y cuándo se da avante, comportándose el buque en ambas direcciones de igual manera y, por lo tanto, facilitando la entrada y salida en los atracaderos especiales, que suelen disponerse en algunos puertos, y que tienen forma de pantalanes con un entrante en forma de V, todo lleno de defensas y puntales de madera para aminorar el efecto de las colisiones.

Los "ferry-boats" de tipo moderno van perdiendo la forma anfídroma. Especialmente cuando el trayecto que constituye el viaje es un poco largo o las condiciones de mar no son tan bonancibles como la entrada del Báltico. El "ferry-boats" moderno se va asemejando en su silueta, cada vez más, a un buque corriente, pero conserva características especiales que consideramos interesante recordar a nuestros lectores, pues este tipo de buque prestaría unos servicios inestimables en la travesía del Estrecho de Gibraltar y no nos explicamos cómo no se han construído hasta el presente.

Dadas las condiciones de la travesía, ante todo el "ferry-boats" tiene que ser un buque en el que los salones y comedores ocupen la mayor parte de la superficie habitable. Se reservan, sin embargo, algunos alojamientos para el pasaje que pueda marearse o que desee descansar, pero en muy corto número, proporcionalmente al número de pasajeros que pueda transportar.

La cubierta principal, llamada cubierta de coches, tiene una salida franca, con planchada especial, por una de sus extremidades. Existen algunos tipos, muy anticuados, en los que estos accesos o salidas se hacen por la proa y por la popa, pero modernamente el acceso solamente es por la popa, por la mayor facilidad de atracada y por la mayor anchura que presenta esta extremidad.

Las vías para los vagones de ferrocarril se montan por ambas bandas y sobre carriles especiales, que no presentan el perfil de los carriles corrientes. La razón es que tienen que estar embutidos, por decirlo así, en la madera de la cubierta para permitir el paso franco por encima de ellos de otros vehículos, tales como automóviles, camiones y tanques. La unión de los carriles a la cubierta se hace por medio de piezas especiales de hierro fundido empernadas a los baos. Por esto, el perfil del carril tiene que ser más bajo y con una superficie de sustentación mayor que el perfil corriente.

Entre las dos vías tiene que haber espacio suficiente para el paso del guardacalor de máquinas, y la manga tiene que ser tal que permita el paso del gálibo del ferrocarril por ambas vías.

Sobre esta cubierta de coches se montan las superestructuras para el pasaje, en donde van puestos los salones, las cocinas y los comedores. La tripulación debe disponer de sus camarotes, que se encuentran colocados en un entrepuente, bajo la cubierta de coches, para el personal de máquinas, y en la cubierta de botes o del puente, para los oficiales de cubierta. La marinería suele ir alojada en camarotes dispuestos en la proa.

En muchas ocasiones se exige la instalación de una bodega a proa o bien de dos bodegas, una a proa y otra a popa, destinadas al transporte de mercancías, pero la capacidad conjunta de estas bodegas no suele pasar de los 1.000 metros cúbicos para un "ferry-boats" de unos 94 ó 96 metros de eslora.

El problema de la distribución es bastante difícil de resolver, pues deben disponerse los salones y los comedores de tal modo, que pueda efectuarse el servicio con facilidad y sin tener que atravesar los camareros los salones de estar con el servicio de comida. La índole especial del servicio exige un número bastante grande de lavabos y de WC. que deben estar colocados en distintas cubiertas.

Desde el punto de vista mecánico, el "ferry-boat" presenta problemas particulares de estabilidad y asiento. La estabilidad debe ser superior a la de los buques corrientes, pues debe preverse la posibilidad de una estiba asimétrica, tanto en sentido longitudinal como en sentido transversal. En el momento de embarcar, por ejemplo, un tren cargado, y conforme van entrando los vagones, se va produciendo un par perturbador que altera sensiblemente el asiento, al mismo tiempo que va aumentando el desplazamiento. Si no se dispone de instalaciones apropiadas, se produce en la cubierta de coches una inclinación con relación a la horizontal, que exige un esfuerzo de tracción muy considerable en la locomotora que precisa el tren. Al mismo tiempo tiene lugar una escora, que también dificulta la operación. Se precisa, pues, disponer de dos tanques, uno a proa y otro a popa, servidos por potentísimas bombas de achique y trasvase (generalmente se disponen dos de unas 500 toneladas por hora de capacidad cada una). Si el embarque es por la popa, conforme van entrando los trenes se debe ir achicando el tanque de popa, hasta que el peso de los primeros vagones se encuentre a una distancia determinada de la proa. En este momento se debe achicar el tanque de proa también en cantidad suficiente para conservar el buque en el asiento y con el calado constante. Igual-

mente debe disponerse de tanques laterales para conseguir el adrizado. En algunas ocasiones se ha hecho uso de aire comprimido para soplar los tanques, pero resulta más práctico el empleo de bombas.

Por regla general, y dado el poco puntal de que se dispone por debajo de la cubierta de coches, los motores propulsores tienen que ser de tipo especial con poca altura, a pesar de lo cual no queda altura suficiente para poder desmontar los pistones. Para obviar este inconveniente se proveen registros desarmables en la cubierta de coches.

La propulsión tiene un especial interés en esta clase de buques debido a las facultades maniobreras extraordinarias que requiere el servicio. En los "ferry-boats" de tipo mediano y grande, se suelen montar dos hélices para poder hacer la ciaboga.

En este tipo de buque es donde se encuentran las mayores ventajas de las hélicas de palas reversibles, por las siguientes razones:

1.ª Mucha mayor facilidad para la reversibilidad.

2.ª Los motores propulsores pueden desarrollar toda su potencia en cualquier momento, cosa que no ocurre con el empleo de hélices vulgares.

3.ª Los motores no tienen que ser reversibles, aunque deben estar dotados, en cambio, de un regulador automático para impedir que se aceleren demasiado cuando el paso de las hélices sea nulo.

4.ª Los motores giran siempre aunque el buque esté parado, y no se necesitan, por lo tanto, las grandes botellas ni los compresores que se necesitarían en el caso de tener que arrancar para cada maniobra.

5.ª El material de las camisas y pistones no sufre con las arrancadas por aire frío como en el caso de hélices corrientes.

6.ª La maniobra puede hacerse desde el puente sin temor a errores y siempre más rápidamente.

A pesar de estas ventajas la hélice de palas reversibles aún no está montada en ningún "ferry-boat" de importancia, que nosotros sepamos, aunque no cabe duda que en un próximo futuro ha de emplearse exclusivamente en esta clase de buques.

La necesidad de una extraordinaria maniobrabilidad es la causa de que en algunos "ferry-bots" se monte un timón supletorio en la proa, destinado a actuar en la marcha atrás. Este timón es suprimido en algunas ocasiones por la complicación que presenta en la instalación general del buque, sobre todo si la travesía se hace a través de estrechos, como el nuestro, donde reinan fuertes temporales.

Otras muchas particularidades presentan los modernos "ferry-boats", pero las más importantes son las ya reseñadas, que pueden servir al lector para formarse una idea bastante clara de los problemas que encierra el desarrollo del proyecto de un buque de este tipo.

EL EMPLEO EN LA PESCA DE LOS APARATOS SUBMARINOS DE DETECCION DE SONIDOS

Los aparatos submarinos de detección de sonidos se emplean corrientemente en casi todos los buques de guerra, tanto en unidades de superficie como en submarinos, y han sido objeto durante estos últimos años de tan importantes mejoras y perfeccionamientos, que su empleo proporciona datos exactísimos en las marcaciones de los buques que navegan en su radio de acción.

Leemos en la prensa diaria que desde hace algunos meses se están llevando a cabo en el extranjero, especialmente en América, pruebas de adaptación de estos aparatos a los barcos de pesca, con objeto de marcar los bancos de pescado. Según las noticias publicadas, en gran número de embarcaciones han sido ya montados aparatos escucha-ruidos, de los cuales se espera una gran ayuda para las faenas de pesca.

Tan pronto se levante la veda de las sardinas, se lanzarán a la mar, en los Estados Unidos, algunas flotillas de pesqueros provistos de aparatos escucharuidos. El empleo conjunto por varios buques de estos aparatos puede producir una marcación exacta, sobre todo si al mismo tiempo de marcar se comunican los resultados por radio a una de las embarcaciones que haga de cabeza de flotilla. Una vez determinada la posición exacta del banco, se puede proceder al arrastre de las redes con gran seguridad de pesca abundante.

Desde hace ya bastantes años, casi todos los buques de pesca de gran altura están provistos de sondadores acústicos, que se han empleado más bien para marcación de bancos y placeres de pesca que para la determinación de los calados. El sondador acústico está fundado, como saben nuestros lectores, en la recepción de una onda sonora reflejada en el fondo, que ha sido emitida por el mismo aparato. Teniendo en cuenta la velocidad de propagación del sonido en el agua y midiendo el tiempo transcurrido entre el momento de la emisión y el de la recepción, se puede medir el calado sobre el cual navegue, con bastante exactitud.

Para la marcación de un banco o placer de pesca, por medio del sondador acústico, se precisa navegar a pique del mismo, por lo cual el empleo de este aparato exige que el buque tenga que navegar bastantes millas hasta que dé la casualidad de que cruce precisamente por encima del banco. Pero con los aparatos escucha-ruidos basta que el buque se encuentre en el radio de acción aquél para que pueda marcarse el rumbo a que se encuentra la pesca, y si al mismo tiempo es marcado por dos embarcaciones, la situación de la misma queda completamente determinada.

No cabe duda que la idea de adaptación a la pesca de los aparatos escucha-ruidos ha de proporcionar positivos resultados, por lo cual esperamos que en corto plazo se incluyan estos aparatos especiales en las especificaciones de construcción de los modernos pesqueros. De esta manera el arte de la pesca irá haciéndose cada vez más científico y, por lo tanto, más eficaz.

PROGRESOS CONSEGUIDOS EN LA FABRICACION Y EMPLEO DE LOS METALES PULVERIZADOS

Recientemente ha tomado gran incremento la fabricación y el empleo de piezas metálicas obtenidas por medio de metales pulverizados. Sin embargo, esta técnica no es nueva, pues los primeros ensayos han tenido lugar hace ya algunos años.

En esquema, el método de fabricación de piezas con metales pulverizados tiene su base en el siguiente principio: Si dos o más metales, después de haber sido pulverizados, se mezclan en un molde y éste se somete a una fuerte presión en una prensa potente, de unas 20 toneladas por lo menos, se obtiene un comprimido. Este comprimido presenta la apariencia de un cuerpo sólido, pero resulta tan frágil, que puede deshacerse fácilmente con la mano.

Si después de la compresión se introduce la pieza en un horno especial y se la somete a una temperatura bastante inferior al punto de fusión del metal que funda a temperaturas más bajas, la mezcla comprimida se endurece rápidamente. No se conoce hasta el presente el mecanismo físico-químico que el doble procedimiento de presión y calor produce en el polvo mezclado de metales. La explicación de los fenómenos moleculares que tienen efecto durante el calentamiento, no está clara todavía, pero de todos modos, es un hecho reconocido por la práctica que la mezcla comprimida, que antes del proceso de calentamiento no tenía apenas compaginidad, resulta, al final del tratamiento térmico, de una solidez y de una tenacidad extraordinariamente grande, sin que haya habido necesidad de llegar a la fusión de los motores.

Antes del comienzo de la actual contienda bélica, se había llegado a obtener por este procedimiento algunas piezas metálicas de pequeña dimensión, cuyo peso no pasaba en ningún caso al kilogramo y medio, y cuya fórmula era siempre sencilla. La necesidad de producción de enormes cantidades de piezas metálicas de formas complicadas y de dimensiones mayores, ha sido la causa de que este método de fabricación haya sido empleado en grande escala. En la actualidad, en casi todos los países beligerantes, y en América especialmente, se produce gran número de piezas metálicas, según el procedimiento más arriba indicado, que tienen su especial empleo en material de guerra, aviones, buques, aparatos de radio y locomotoras. El peso de las mismas llega ya a unos 30 kilogramos y el ahorro de mano de obra que su fabricación proporciona es incalculable.

Otra ventaja especialmente importante del procedimiento de fabricación de piezas con polvo metálico estriba en la posibilidad de obtención de materiales metálicos especiales, entre los que descuella el de ejes de engrase automático.

Se obtiene este material mezclando con el polvo metálico, que constituye la materia prima, una cierta cantidad de líquido volátil. Durante el curso del tratamiento térmico, este líquido se evapora y da lugar a una tupida red de minúsculos poros, que después y durante el trabajo de la pieza absorben por capilaridad el aceite de engrase, como sucede al agua en una esponja. Durante el funcionamiento, y debido a la presión del aceite y al calentamiento del rodaje, se forma la película lubrificante y la pieza se lubrifica. Al pararse la máquina, el aceite es absorbido automáticamente, como hemos dicho más arriba, con lo cual se evita la necesidad del engrasado posterior.

Cuando la temperatura ambiente es muy baja, el aceite lubrificación puede congelarse, sobre todo cuando no se emplee el sistema de lubrificación a presión. Con el engrase automático no existe el peligro de la congelación, pues absorbido el aceite por los poros, queda resguardado del frío, y aunque se congelase, a los pocos momentos de rodaje volvería a tener la fluidez necesaria para lubrificación. En el caso de temperaturas ambientes muy altas, el aceite resulta demasiado viscoso, y en los mecanismos de engrase por el método normal puede perderse el lubrificante. El engrase automático ofrece en este caso la gran ventaja de que la red de polos del material contiene el aceite lubrificación y no lo deja escapar.

Todas estas propiedades del metal poroso para conseguir la lubrificación automática, tienen especial aplicación en material de guerra y también en material naval y de transporte terrestre y aéreo.

Puede obtenerse otra clase de metales por el procedimiento más arriba expuesto. Por ejemplo, hasta hace poco tiempo no se podían obtener piezas de tungsteno más que de forma muy sencilla, debido a la extraordinaria dureza y fragilidad de este metal. Hoy, y gracias al procedimiento de pulverización y compresión subsiguiente, se pueden obtener instrumentos de tungsteno y de sus aleaciones, de formas relativamente complicadas y con una dureza extraordinaria.

El procedimiento de obtención de metales por pulverización ha proporcionado mezclas óptimas, que hasta hace poco tiempo parecían imposibles de obte-

ner, por la incompatibilidad en la fusión e inmiscibilidad de los metales componentes. Así, el procedimiento permite fabricar piezas que reúnen en apariencia cualidades incompatibles, como, por ejemplo, la dureza del tungsteno y su resistencia a altas temperaturas y la conductibilidad eléctrica del cobre.

Este procedimiento tuvo su primer empleo en la fabricación de plaquitas especiales para puntas de herramientas de corte, produciendo materiales de nombre comercial tan conocido como la widia y el titanic. En esencia, estos materiales son carburo de tungsteno casi puro o bien mezcla de este metal con carborundun. La práctica ha demostrado las buenas cualidades de estos materiales, que durante su ya no corta vida tan buenos servicios han prestado a la industria. Esperamos que en el porvenir el desarrollo de este método de obtención de piezas metálicas conduzca a la disposición de una serie de materiales, cuyo empleo sea el poderoso auxiliar de las industrias en general y de la naval en particular.

EMPLEO DE LOS RAYOS X PARA ANALISIS FISICOS DE LOS METALES

Según nuestras informaciones, se acaba de descubrir un nuevo procedimiento para medir las propiedades físicas de los metales, sin necesidad de la destrucción de las probetas. En dicho procedimiento se aprovechan las Rayos X, y la base del mismo es la teoría atómico-molecular de la materia. El principio fundamental es como sigue: Los metales son conglomerados de menudos cristalitos, formados por millones de moléculas colocadas en orden regular, cuya disposición puede ser deducida según la manera con que los Rayos X sean reflejados en el curso de su paso a través de las piezas de metal.

Las moléculas no están fijas exactamente, sino que se encuentran sometidas a movimiento vibratorio causado por el calor. Cuanto más elevada la temperatura, el calor imprime más movimiento a las moléculas, que se empujan mutuamente y cada una de ellas, por decirlo así, en una prisión representada por el resto de la pieza metálica. Cuando la temperatura alcanza un cierto valor, la repulsión es igual a la tracción y el cuerpo se funde. Si todavía aumenta la temperatura, la repulsión es mayor que la tracción y el metal se evapora.

Hasta que no se alcanza la temperatura de fusión, las moléculas atraen o rechazan el metal que las rodea, produciendo así ligeras distensiones y compresiones. Estas encuentran una resistencia en la potencia elástica natural del metal, y de este modo la dimensión del movimiento molecular a una temperatura dada indica la tenacidad específica del metal.

Recientemente se acaban de aplicar los Rayos X a la medición de los desplazamientos moleculares antes indicados, empleando aparatos del estilo del ciclotrón, que ya ha sido descrito en las páginas de INGENIERÍA NAVAL. Con potentes instalaciones de Rayos X pueden medirse estos desplazamientos por medio de radiografías, a condición de que la exposición sea bastante lenta.

El procedimiento descrito tiene la enorme ventaja, como se ha dicho, de no precisar la destrucción de la barreta y de permitir, por lo tanto, la determinación de las propiedades físicas de piezas terminadas. Puede tener gran aplicación en los puestos de control de las fábricas de motores y, en general, de maquinaria.

Hasta el momento no tenemos noticias de que haya sido empleado este procedimiento de una manera industrial, pero desde luego puede afirmarse que en corto plazo ha de emplearse, si no exactamente en la forma que ahora se hace en los laboratorios de experimentación, por lo menos en forma parecida.

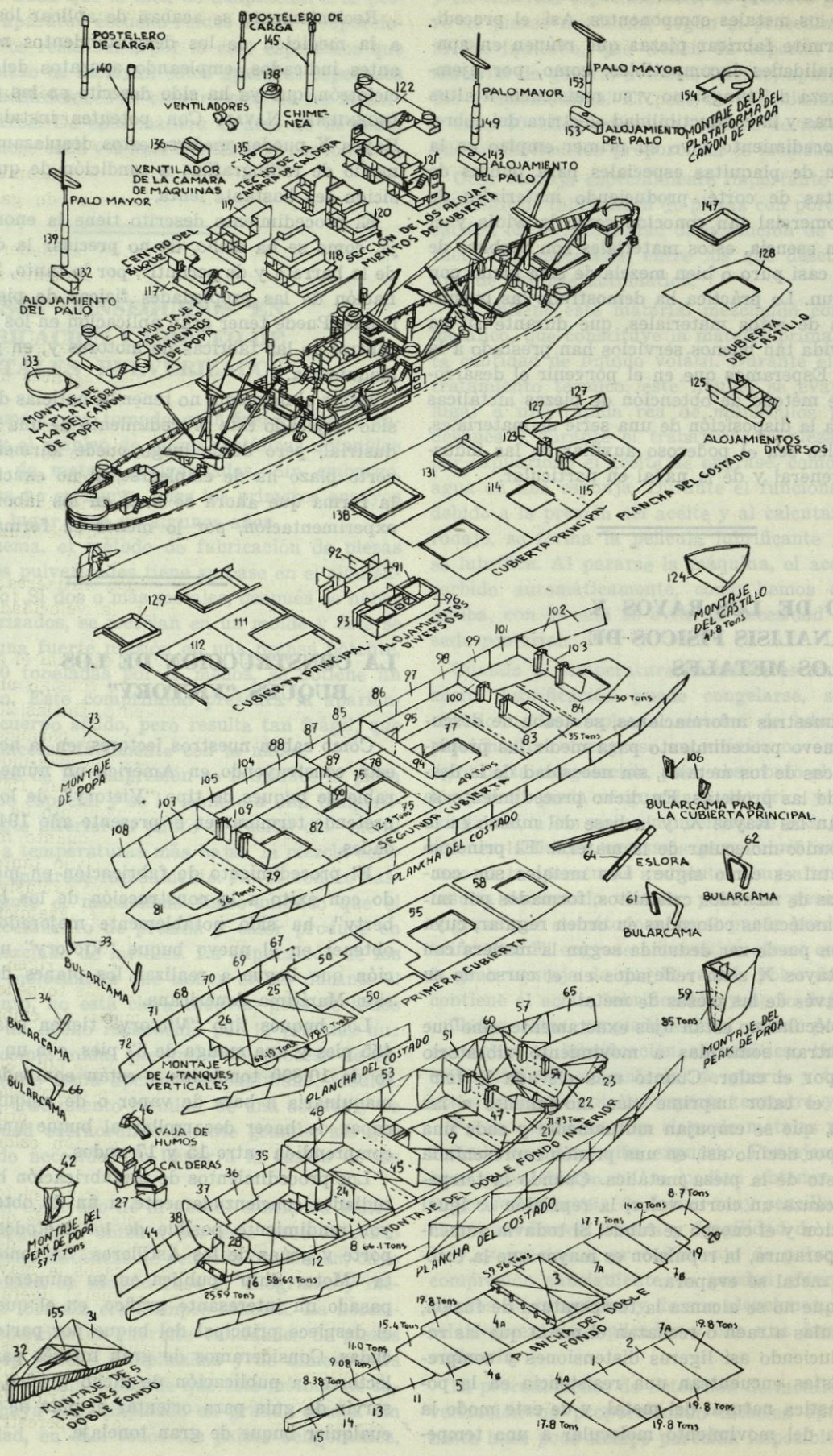
LA CONSTRUCCION DE LOS BUQUES "VICTORY"

Como saben nuestros lectores, en la actualidad se está construyendo en América un número considerable de buques de tipo "Victory", de los cuales se pretende terminar en el presente año 1944, 339 unidades.

El procedimiento de fabricación en masa, aplicado con éxito a la construcción de los buques "Liberty", ha sido notablemente mejorado, a fin de obtener en el nuevo buque "Victory" una producción que llegue a realizar los planes de la Comisión Marítima Americana.

Los buques tipo "Victory" tienen una eslora de 455 pies y una manga de 52 pies, con un peso muerto de 10.800 toneladas y están equipados con una maquinaria a base de vapor o de máquinas Diesel, capaz de hacer desarrollar al buque una velocidad comprendida entre 15 y 17 nudos.

Los procedimientos de prefabricación han sido estudiados concienzudamente, a fin de obtener el mayor rendimiento posible de los métodos de transporte y grúas de los Astilleros. La conocida Revista "Motor Ship" publica en su número de febrero pasado un interesante gráfico, en el que se enseña el despiece principal del buque por partes prefabricadas. Consideramos de gran interés para nuestros lectores la publicación de dicho gráfico, que puede servir de guía para orientar el plan de despiece de cualquier buque de gran tonelaje.


POSTELERO DE CARGA
POSTELERO DE CARGA
VENTILADORES
CHIMENEA
PALO MAYOR
PALO MAYOR
ALOJAMIENTO DEL PALO
MONTAJE DE LA PLATAFORMA DEL CAÑON DE PROA
VENTILADOR DE LA CAMARA DE MAQUINAS
TECHO DE LA CAMARA DE CALDERA
ALOJAMIENTO DEL PALO
PALO MAYOR
CENTRO DEL BUQUE
SECCION DE LOS ALOJAMIENTOS DE CUBIERTA
ALOJAMIENTO DEL PALO
MONTAJE DE LOS ALOJAMIENTOS DE POPA
CUBIERTA DEL CASTILLO
MONTAJE DE LA PLATAFORMA DEL CAÑON DE POPA
ALOJAMIENTOS DIVERSOS
PLANCHA DEL COSTADO
CUBIERTA PRINCIPAL
MONTAJE DEL CASTILLO 41.8 Tons
CUBIERTA PRINCIPAL
ALOJAMIENTOS DIVERSOS
30 Tons
35 Tons
MONTAJE DE POPA
49 Tons
BULARCAMA PARA LA CUBIERTA PRINCIPAL
SEGUNDA CUBIERTA
12.3 Tons
PLANCHA DEL COSTADO
ESLORA
BULARCAMA
BULARCAMA
56 Tons
BULARCAMA
PRIMERA CUBIERTA
BULARCAMA
85 Tons
MONTAJE DEL PEAK DE PROA
MONTAJE DE 4 TANQUES VERTICALES
PLANCHA DEL COSTADO
CAJA DE HUMOS
CALDERAS
31.73 Tons
MONTAJE DEL DOBLE FONDO INTERIOR
MONTAJE DEL PEAK DE POPA 57.7 Tons
66.1 Tons
PLANCHA DEL COSTADO
14.0 Tons
8.7 Tons
17.7 Tons
58-62 Tons
25.59 Tons
59.56 Tons
19.8 Tons
15.4 Tons
11.0 Tons
9.08 Tons
8.38 Tons
PLANCHA DEL DOBLE FONDO
19.8 Tons
19.8 Tons
17.8 Tons
19.8 Tons
MONTAJE DE TANQUES DEL DOBLE FONDO

Como puede verse, la construcción de todos los casetones de las superestructuras se realiza por medio de grandes piezas prefabricadas. Las cubiertas se construyen separadamente descompuestas en grandes trozos y las tracas del forro también se montan en trozos de grandes dimensiones.

Los piques de proa y de popa se construyen sueltos. Todas estas piezas se montan después en la grada de armar.

El procedimiento conduce a la construcción rapidísima del casco, naturalmente, completamente soldado.

LAS MODERNAS LANCHAS RAPIDAS TORPEDERAS

El empleo de la lancha rápida torpedera, como arma defensiva contra escuadras o formaciones enemigas que naveguen en lugares próximos a las costas propias, data ya de bastantes años antes del comienzo de la presente guerra.

Desde el punto de vista táctico, el empleo de este arma tiene el mismo fundamento que tuvo en su día el torpedero, y desde el punto de vista del Ingeniero Naval, el nacimiento de este tipo de embarcaciones es debido al desarrollo del motor Diesel ligero como propulsor, de igual manera que el torpedero debió su origen al desarrollo de la turbina de vapor. En ambos casos el arma principal es el torpedo; la principal eficacia de los mismos está en la sorpresa, y su realización práctica ha sido posible merced al empleo de una maquinaria potente y ligera.

En los primeros momentos de la vida de las lanchas torpederas, éstas embarcaciones eran lo que su nombre indica: una lancha. Su desplazamiento apenas pasaba de las 20 toneladas y la velocidad era un poco superior a los 30 nudos. La base del proyecto de estas lanchas era el motor propulsor, siempre de gasolina; primero de tipo de automóvil y después exclusivamente de tipo de aviación. El tubo lanzatorpedos estaba montado o bien en la superestructura, no formando parte de la estructura de la embarcación y a proa, o bien, en algunos tipos, a popa, y entonces debía lanzarse en el momento mismo de la retirada.

Los éxitos alcanzados inicialmente por las lanchas rápidas torpederas, lanzaron a los Estados Mayores beligerantes a extender el empleo de las mismas todo lo posible. Pero para ello se tropezó con las dificultades siguientes:

1.° Falta de condiciones marineras, especialmente con tiempos malos.

2.° Falta de radio de acción a toda fuerza, debido al excesivo consumo específico de los motores de gasolina.

3.° Extremada vulnerabilidad contra las armas de tiro rápido, y especialmente contra la aviación.

4.° Peligro casi permanente de incendios y de averías en los motores.

Para obviar estos inconvenientes, los proyectos de lanchas rápidas han ido transformándose, siguiendo poco a poco las siguientes directrices:

a) Aumento paulatino del desplazamiento.

b) Sustitución de los motores de gasolina por motores Diesel.

c) Sustitución paulatina de la madera por metal ligero o por acero especial, aumento sensible en la velocidad, disminución de los ruidos de los motores y mejor compartimentado.

d) Desaparición de todo almacenamiento de gasolina y materias inflamables, capaces de producir éteres peligrosos.

El armamento también presentaba algunas deficiencias para el empleo a fondo de este arma, y respecto a él, las directrices seguidas en la evolución de las lanchas rápidas son las siguientes:

a) Incorporación de los tubos de lanzar a la estructura firme del buque.

b) Aumento de protección antiaérea; y

c) Aumento notable en la velocidad y la maniobrabilidad.

Todas estas mejoras, y en especial el aumento de velocidad, han traído siempre consigo un paulatino aumento en el desplazamiento. De las 20 toneladas anteriormente dichas, se ha ido pasando a las 40, a las 50, a las 80, y hoy día las más modernas lanchas torpederas desplazan 120 y aun 150 toneladas. Como es sabido, el aprovechamiento de la potencia por tonelada es mucho mejor cuanto mayor es el desplazamiento y la eslora; por lo tanto, poco podría conseguirse con el aumento exclusivo de la potencia sin ir aumentando el desplazamiento, aunque esto fuera posible.

Las principales directrices que rigen los modernos proyectos de lanchas rápidas torpederas son las siguientes, para un tipo medio de embarcación de servicio general:

El desplazamiento oscila desde 60 a 80 toneladas, y sus dimensiones siguen las proporciones de las carenas destinadas a buques rápidos, principalmente en lo que se refiere a la relación eslora-manga y manga-calado.

El casco suele conservar todavía el forro de madera, pero las cuadernas, planchas de quilla, eslora, palmejares, baos, mamparos, polines de máquinas, las cubiertas y en muchos casos la mayor parte de la superestructura, son de metal ligero, a base de aluminio.

Los tanques de combustible en muchos casos están constituídos por chapa ondulada de aluminio, y a veces por chapa de acero ordinario, de muy poco espesor. En otros casos, las superestructuras son

de chapa de acero especial, que aunque proporcionan un ligero aumento de peso que perjudica al desplazamiento y a la estabilidad, producen construcciones más resistentes a los terribles efectos destructores del agua de la mar y de la atmósfera salina sobre las aleaciones de aluminio. La destrucción de las superestructuras construídas de aleaciones ligeras es muy notable, especialmente en las aguas cálidas y muy salinas del Mediterráneo y de la costa norteafricana. Hasta tal punto tiene lugar esta destrucción, que en muchos casos ha sido necesario renovar varias veces todas las superestructuras de las lanchas rápidas que de uno y otro bando beligerante han actuado en el Mediterráneo en el pasado año.

Los tubos de lanzar forman parte de la estructura resistente del casco y suelen estar montados en la proa y tener unas compuertas de disparo en las amuras, al estilo de los tubos de lanzar de los submarinos.

El armamento antiaéreo y naval suele consistir en uno o dos montajes dobles o múltiples de cañón semiautomático o ametralladora de un calibre del orden de 47 milímetros. Uno de estos montajes suele ir a proa del puente y el otro a popa. Todas estas embarcaciones están provistas de aparatos fumígenos.

La distribución interior de la embarcación es casi siempre la misma: A proa de la caja de cadenas se encuentra un pequeño sollado o el pañol; más a popa está el alojamiento del Comandante, y el del segundo, si existe; a popa de éste suele estar la cámara de motores o bien las cámaras de motores, pues en las modernas embarcaciones siempre se disponen dos. A popa de la cámara de motores de popa se suele disponer un sollado para la marinería y engrasadores.

La maquinaria principal suele estar constituída por dos o tres motores de tipo muy especial y de potencia comprendida entre los 1.000 y los 1.500 B. H. P. La potencia total de estas embarcaciones suele ser, pues, de 3.000 a 4.500 B. H. P.

Los motores (corazón y esencia de este arma) son, como decimos, de tipo muy especial. Generalmente se suele emplear el tipo de cuatro tiempos sobrealimentados en V, girando a una velocidad próxima a las 1.000 r. p. m. a toda fuerza. Existen algunos tipos de lanchas, en los cuales se ha empleado un tipo maravilloso de motor de dos tiempos doble efecto, pero la generalidad de estas embarcaciones montan, como decimos, motores de cuatro tiempos. El peso específico de estos motores es extremadamente reducido. La mayor parte de los tipos de motor empleados tiene un peso específico del orden de los 2 kgs/B. H. P., pero el motor especial a que más arriba aludimos ha batido el record mundial de ligereza en motores Diesel, con un peso específico de 0,4 kgs/B. H. P.

En las lanchas de hace algunos años, los motores propulsores no eran reversibles; por lo tanto, para dar atrás y para la marcha de crucero, se usaba un pequeño motor auxiliar de una potencia comprendida entre los 100 y los 200 caballos. Los motores principales estaban provistos de embragues a los ejes propulsores y el motor auxiliar podía embragarse a su vez al eje central.

Modernamente se han conseguido motores Diesel directamente reversibles y se ha suprimido el motor auxiliar, con lo cual se ha introducido una notable simplificación en la complicada instalación de maquinaria de estas embarcaciones.

Como aparatos auxiliares se suele montar un pequeño grupo electrógeno destinado al alumbrado, a la alimentación de la radio y a la carga de baterías para el servicio de puerto. La refrigeración de los motores principales se efectúa siempre por medio de agua dulce y la exhaustación de los mismos puede hacerse a voluntad por encima o por debajo de la flotación, con lo cual se disminuye la visibilidad y se atenúan notablemente los ruidos.

Se suelen montar dos timones gemelos, cuyos zafranes son ligeramente convergentes a fin de producir una componente vertical y una rectificación de los filetes líquidos que mejore la resistencia en la carena.

El suministro de la energía eléctrica está asegurado durante la navegación por dínamos movidas directamente por los motores principales, que trabajan en tampón sobre una batería.

Una de las mayores dificultades del manejo marinero de estas embarcaciones representa la imposibilidad de navegar a altas velocidades con mar gruesa, debido a su escaso tonelaje y a las formas que a las superestructuras del castillo imponen los alojamientos de los tubos de lanzar. Por eso la efectividad de este arma queda muy mermada con tiempos duros.

La tendencia moderna parece dibujarse claramente hacia el aumento del desplazamiento, y no es de extrañar que dentro de pocos años este tipo de embarcación, haciéndose cada vez mayor, llegue a fundirse con el torpedero nocturno, cuyo desplazamiento va siendo también cada vez más pequeño. De todas maneras, la evolución continua de todas estas armas especiales, plegándose a las necesidades del momento de la campaña marítima, reserva sorpresas imposibles de prever, pues depende del desarrollo que sus armas enemigas alcancen, y que, como todos sabemos, son principalmente: el avión rápido, el destructor y el torpedero.

Revista de Revistas

BUQUES DE GUERRA

NUEVOS BUQUES DE GUERRA DE 12.000 B. H. P. DE POTENCIA PROPULSADOS POR MOTORES DIESEL. (*The Motor Ship,* febrero 1944.)

Recientemente han sido construídos en Estados Unidos una serie de buques de guerra propulsados por motores Diesel, cuya potencia es la mayor del mundo después de la de los buques alemanes acorazados de bolsillo.

La fotografía que publicamos adjunta representa uno de estos buques.

Se trata del "Fulton", uno de los siete buques base de submarinos, que tiene las siguientes características:

Desplazamiento, 9.250 toneladas.

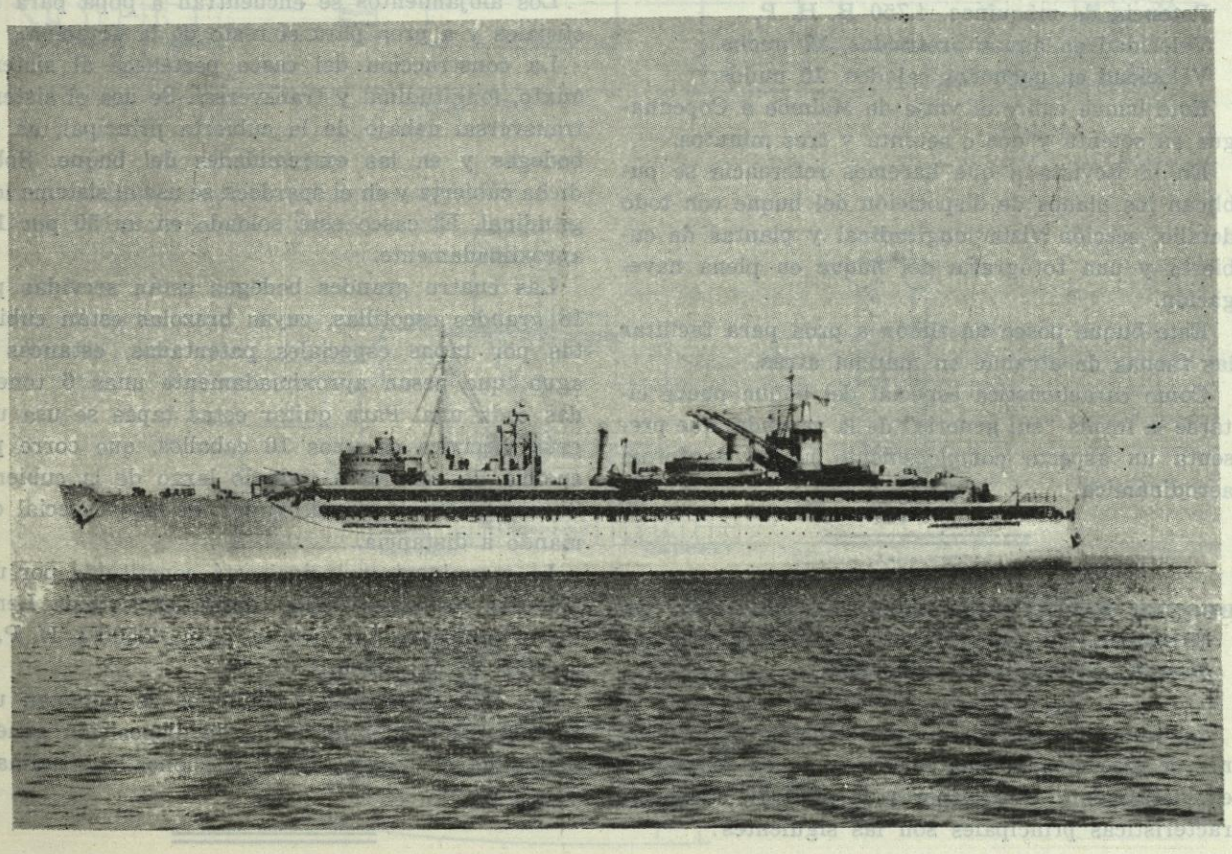
Velocidad, 20 nudos.

Armamento, 4 cañones de 5 pulgadas.

La instalación de maquinaria comprende ocho motores de 16 cilindros de dos tiempos, capaces de desarrollar cada uno 1.500 caballos a 750 r. p. m. Cada uno de estos motores mueve un alternador de 1.150 Kw. a 2.530 voltios y 62,5 períodos por segundo.

Los buques están propulsados por dos motores síncromos de 2.500 voltios, cada uno, capaces de desarrollar 5.900 S. H. P.

Cuatro de los alternadores se utilizan exclusiva-



mente para suministrar corriente a los motores propulsores, pero los otros cuatro pueden ser empleados indistintamente para este objeto, o bien para suministrar corriente auxiliar a los motores eléctricos de a bordo.

Los otros seis buques de este tipo se llaman "Sperry", "Bushnell", "Neptune", "Nereus", "Orion" y "Proteus".

BUQUES MERCANTES

EL "FERRY-BOAT" "MALMOHUS", DE 17 NUDOS DE VELOCIDAD. (*The Motor Ship,* febrero 1944.)

La citada Revista publica un artículo descriptivo del "ferry-boat" "Malmohus", el buque más moderno y mejor de su clase del mundo.

Las características principales de este buque son las siguientes:

Eslora total, 94,15 m.
Eslora entre perpendiculares, 86,8 m.
Manga, 16 m.
Calado a plena carga, 4,10 m.
Peso muerto correspondiente, 595 toneladas.
Desplazamiento correspondiente, 3.060 toneladas.
Número de pasajeros sin trenes, 1.800.
Número de pasajeros con vagones, 1.300.
Potencia de máquinas, 4.750 B. H. P.
Velocidad en aguas profundas, 17 nudos.
Velocidad en pequeños calados, 15 nudos.

Este buque cubre el viaje de Malmöe a Copenhague en setenta y dos o setenta y tres minutos.

En la Revista a que hacemos referencia se publican los planos de disposición del buque con todo detalle, sección vista longitudinal y plantas de cubierta y una fotografía del buque en plena navegación.

Este buque posee un timón a proa para facilitar las faenas de atraque en marcha atrás.

Como característica especial del buque puede citarse la forma "sui generis" de la veranda, que presenta un aspecto completamente nuevo de forma aerodinámica.

BUQUES ESPECIALES PARA TRANSPORTE DE MINERAL, por Kent C. Thorntom. (*Shipbuilding and Shipping Record,* 9 diciembre 1943.)

La Comisión Marítima Americana ha dado órdenes de ejecución de una serie de buques destinados exclusivamente al transporte de mineral, cuyas características principales son las siguientes:

Eslora total, 620 ft.
Eslora entre perpendiculares, 605 ft.
Eslora de la quilla, 595 ft.
Manga, 60 ft.
Puntal, 35 ft.
Calado de verano, 23 ft. 11,5 in.
Desplazamiento (agua dulce), 21.060 toneladas.
Peso muerto, 15.960 toneladas.
Arqueo bruto, 8.759 toneladas.
Arqueo neto, 6.472 toneladas.
Potencia normal, 2.500 I. H. P.
Potencia máxima, 3.200 I. H. P.
Velocidad normal, 12 nudos.
Velocidad máxima, 12,5 nudos.

Estos buques están especialmente proyectados para el servicio de los grandes lagos, y por eso tienen un calado limitado y están dispuestos, en sus elementos de carga y descarga, para dicho servicio especial, a fin de permitir el viaje redondo en un tiempo de seis a doce días. El servicio tiene características especiales, pues durante dicho viaje redondo solamente toca en puerto dos veces, y esto durante un tiempo de unas diez horas aproximadamente. La mayoría del tiempo están navegando por canales y solamente pueden hacer navegación en aguas libres en un máximo de treinta horas.

Se trata generalmente de buques con la maquinaria a popa, que disponen de cuatro grandes bodegas. Tienen doble fondo corrido, que utilizan para llevar agua de lastre.

Los alojamientos se encuentran a popa para los oficiales y a proa para el resto de la dotación.

La construcción del casco pertenece al sistema mixto, longitudinal y transversal. Se usa el sistema transversal debajo de la cubierta principal, en las bodegas y en las extremidades del buque. Sobre dicha cubierta y en el spardeck se usa el sistema longitudinal. El casco está soldado en un 50 por 100 aproximadamente.

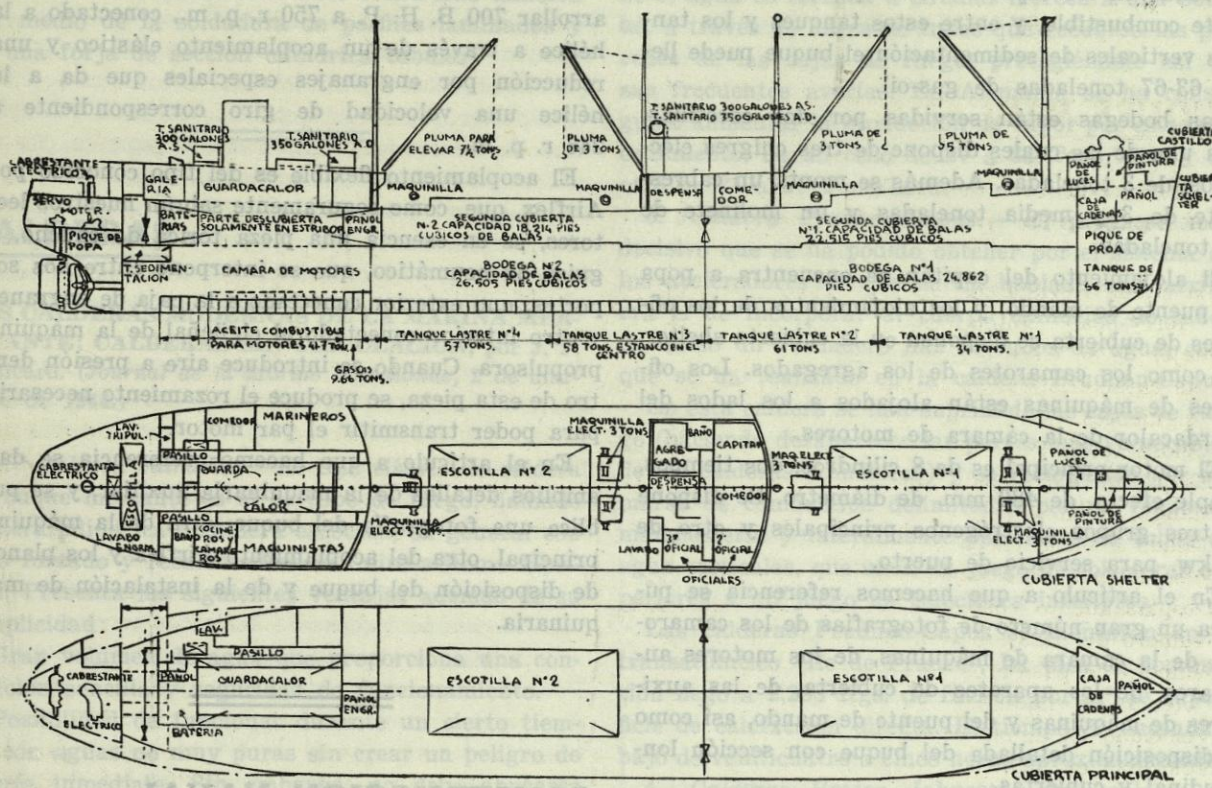
Las cuatro grandes bodegas están servidas por 18 grandes escotillas, cuyas brazolas están cubiertas por tapas especiales patentadas, estancas al agua, que pesan aproximadamente unas 6 toneladas cada una. Para quitar estas tapas se usa una grúa eléctrica de unos 10 caballos, que corre por encima de carriles a todo lo largo de la cubierta. Se montan 6 chigres de vapor, de tipo especial con mando a distancia.

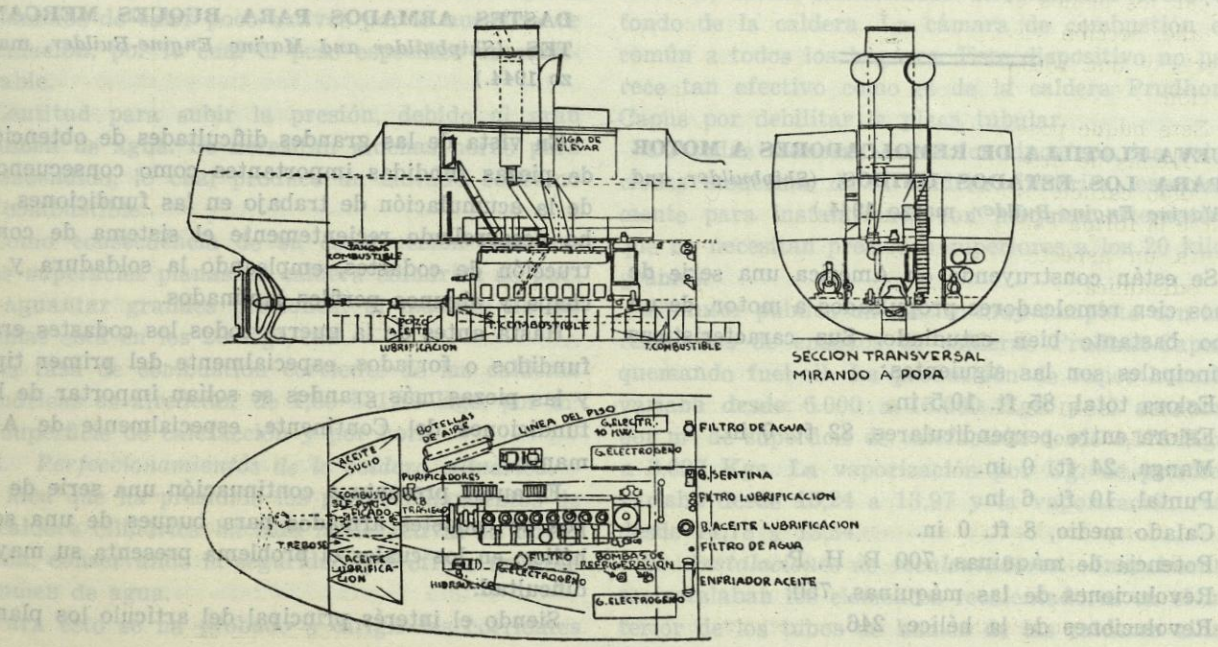
La maquinaria principal está constituída por una máquina de vapor doble compound sistema Lentz, capaz de desarrollar, a 80 r. p. m., 2.500 I. H. P., y a 87 r. p. m., 3.200 I. H. P.

En el artículo a que aludimos se publican una sección maestra y un plano de disposición general del buque, compuesto de dos secciones longitudinales y una planta.

NUEVO COSTERO DE 1.415 TONELADAS DE PESO MUERTO "SOUTHERN COAST". (*The Motor Ship*, febrero 1944.)

El nuevo costero "Southern Coast" es el buque mayor de la serie de costeros que recientemente se han construído en Inglaterra y tiene un peso muerto de 1.415 toneladas, un tonelaje bruto de 882,67 toneladas y un tonelaje de registro neto de 411,34 toneladas. En este buque se han comenzado las enseñanzas y experiencias adquiridas en la construcción naval inglesa durante estos años de guerra, teniendo especial cuidado en dotar a la tripulación del máximo posible de comodidad.





El buque tiene la maquinaria a popa y posee dos grandes bodegas, cada una de ellas con un entrepuente formado por una cubierta intermedia. La capacidad total de las bodegas y entrepuentes es de 108.738 pies cúbicos para grano y de 98.751 pies cúbicos para balas.

El buque tiene doble fondo corrido, en donde pueden alojarse 276 toneladas de agua de lastre. El doble fondo en los espacios de máquinas almacena el aceite combustible, y entre estos tanques y los tanques verticales de sedimentación el buque puede llevar 63-67 toneladas de gas-oil.

Las bodegas están servidas por dos escotillas, cada una de las cuales dispone de tres chigres eléctricos, de 3 toneladas. Además se monta un cabrestante de 3 y media toneladas y un molinete de 6,5 toneladas.

El alojamiento del capitán se encuentra a popa del puente de mando, y los alojamientos de los oficiales de cubierta se disponen en la cubierta shelter, así como los camarotes de los agregados. Los oficiales de máquinas están alojados a los lados del guardacalor de la cámara de motores.

El motor principal es de 8 cilindros, dos tiempos, simple efecto, de 480 mm. de diámetro. Se dispone de tres grupos electrógenos principales y otro de 10 kw. para servicio de puerto.

En el artículo a que hacemos referencia se publica un gran número de fotografías de los camarotes, de la cámara de máquinas, de los motores auxiliares, de los aparatos de cubierta, de las auxiliares de máquinas y del puente de mando, así como la disposición detallada del buque con sección longitudinal y cubiertas.

También se publica una disposición esquemática del buque, que reproducimos por considerarla de interés.

NUEVA FLOTILLA DE REMOLCADORES A MOTOR PARA LOS ESTADOS UNIDOS. (*Shipbuilder and Marine Engine-Builder,* marzo 1944.)

Se están construyendo en América una serie de unos cien remolcadores propulsados a motor, de un tipo bastante bien estudiado. Sus características principales son las siguientes:

Eslora total, 85 ft. 10,5 in.
Eslora entre perpendiculares, 82 ft. 0 in.
Manga, 24 ft. 0 in.
Puntal, 10 ft. 6 in.
Calado medio, 8 ft. 0 in.
Potencia de máquinas, 700 B. H. P.
Revoluciones de las máquinas, 750.
Revoluciones de la hélice, 246.

En la construcción del casco ha sido empleada la soldadura con profusión.

La disposición del casco es la normal para embarcaciones de este tamaño y servicio. Tiene una superestructura central, sobre la que se monta un casetón que sirve de alojamiento al puente y al camarote del capitán.

La maquinaria principal consta de un motor tipo standard V8 de la General Motors, capaz de desarrollar 700 B. H. P. a 750 r. p. m., conectado a la hélice a través de un acoplamiento elástico y una reducción por engranajes especiales que da a la hélice una velocidad de giro correspondiente a 246 r. p. m.

El acoplamiento flexible es del tipo conocido por Airflex, que, como seguramente sabrán nuestros lectores, es en esencia una pieza tórica de caucho, a guisa de neumático, que se interpone entre dos soportes, uno exterior conectado a la caja de engranes y otro interior conectado al cigüeñal de la máquina propulsora. Cuando se introduce aire a presión dentro de esta pieza, se produce el rozamiento necesario para poder transmitir el par motor.

En el artículo a que hacemos referencia se dan amplios detalles de la maquinaria auxiliar, y se publica una fotografía del buque, otra de la máquina principal, otra del acoplamiento Airflex y los planos de disposición del buque y de la instalación de maquinaria.

CONSTRUCCION NAVAL

EL DESARROLLO DE LA CONSTRUCCION DE CODASTES ARMADOS PARA BUQUES MERCANTES. (*Shipbuilder and Marine Engine-Builder,* marzo 1944.)

En vista de las grandes dificultades de obtención de piezas fundidas importantes como consecuencia de la acumulación de trabajo en las fundiciones, se ha desarrollado recientemente el sistema de construcción de codastes, empleando la soldadura y la chapa y algunos perfiles laminados.

Hasta antes de la guerra todos los codastes eran fundidos o forjados, especialmente del primer tipo, y las piezas más grandes se solían importar de las fundiciones del Continente, especialmente de Alemania.

El autor presenta a continuación una serie de tipos de codastes armados para buques de una sola hélice, en los cuales el problema presenta su mayor dificultad.

Siendo el interés principal del artículo los planos

de construcción, a ellos referimos a nuestros lectores que deban estudiar el problema de la fabricación de codastes.

En todos estos tipos se suelen guardar las formas clásicas, siguiendo una tradición a que tan acostumbrados están los ingleses.

En otro lugar de la misma Revista aludida en el epígrafe se publican dos fotografías y los planos de construcción de un arbotante construído también por medio de la soldadura de perfiles laminados y de una forja de sección cilíndrica tubular.

CALDERAS

LAS CALDERAS MODERNAS DE LA MARINA MERCANTE: CALDERAS SIN CIRCULACION, por J. P. Ricard. (*Journal de la Marine Marchande,* 2 de marzo de 1944.)

1. *Caldera cilíndrica.*—El tipo clásico de caldera de buque mercante es el de tubo de fuego, llamado caldera cilíndrica o caldera escocesa, en general con tipo forzado y recalentadores de aire sistema Howden. Presenta las siguientes ventajas además de su simplicidad:

Gran volumen de agua que proporciona una conducción sencilla y seguridad de funcionamiento.

Posibilidad de funcionar durante un cierto tiempo con aguas no muy puras sin crear un peligro de avería inmediata. Sin embargo, no debe abusarse de esta propiedad, pues a la larga se presentan averías graves. Los inconvenientes de la caldera cilíndrica son:

Cambios de calor poco activos por la ausencia de circulación, por lo cual el peso específico es considerable.

Lentitud para subir la presión, debido al gran volumen de agua. Se necesitan muchas horas para el encendido, lo cual produce un elevado consumo de combustible.

Como consecuencia de su construcción con muchas superficies planas, la caldera cilíndrica no puede aguantar grandes presiones; el máximo de las mismas está en los 20 Kgs/cm².

La tasa de combustión corriente de las calderas cilíndricas es alrededor de 1,65 a 1,80 Kgs. por m² de superficie de calefacción y por hora.

2. *Perfeccionamientos de la caldera cilíndrica.*—La idea que ha presidido los perfeccionamientos de la caldera cilíndrica ha sido la de activar la circulación, conservando la seguridad que ofrece un gran volumen de agua.

Para esto se ha probado a dirigir las corrientes naturales, bien instalando tubos en el interior de la cámara de agua, en las láminas de agua, bien uniendo la parte baja y fría de la caldera con la superficie de agua por medio de un tubo exterior que en ciertos casos puede penetrar en el hogar, lo que resulta un verdadero tubo vaporizador con todos sus peligros. La mayor eficacia en este sentido ha sido conseguida con el sistema La Mont, en donde el agua es forzada a circular merced a una bomba, a través de haces de tubos que recubren las paredes de las cajas de fuego, protegiéndole así de sus frecuentes averías. En Alemania se ha conseguido aumentar la producción de vapor por este procedimiento, en un caso de 27 a 32 Tons/hora y en otro de 21 a 27 Tons/hora.

3. *Caldera Prudhon-Capus.* — El progreso más decisivo que se ha podido obtener por el sistema de los aceleradores de que se ha hablado más arriba era el de incorporar al cuerpo cilíndrico de tubos de humo un verdadero haz de tubos de agua, cosa que se ha realizado en la caldera Prudhon-Capus.

En esta caldera se han suprimido las cajas de fuego (haciendo desaparecer las partes más vulnerables de las calderas cilíndricas) y se reemplazan por cámaras de combustión delimitadas por un fondo de mampostería y lateralmente por haces de tubos de agua verticales, que unen un juego de colectores superiores a un juego de colectores inferiores.

Las calderas Prudhon-Capus se montaron en el transatlántico "Ile de France". La tasa de combustión llego a 2,250 Kgs. de fuel-oil por m² de superficie de calefacción directa. El tiempo de encendido bajó de veinticuatro a cinco horas aproximadamente.

4. *Calderas Howen Johnson.*—Esta caldera se basa en el mismo principio que la anterior, pero los tubos de agua, en lugar de encontrarse en los colectores, están mandrilados directamente sobre el fondo de la caldera. La cámara de combustión es común a todos los hogares. Este dispositivo no parece tan efectivo como el de la caldera Prudhon-Capus por debilitar la placa tubular.

De todas maneras estos dos tipos son las soluciones modernas de la caldera cilíndrica, especialmente para instalaciones con máquina alternativa que no necesitan presiones superiores a los 20 kilogramos.

El autor publica un cuadro muy completo con los resultados de ensayos de calderas Prudhon-Capus, quemando fuel-oil. La producción de vapor horaria variaba desde 6.000 a 15.000 Kgs. y el consumo por m² de superficie de calefacción desde 1,171 Kgs. a 3,027 Kgs. La vaporización por Kg. de petróleo variaba desde 15,24 a 13,97 y la vaporización real desde 14,78 a 13,34.

5. *Instalaciones de recalentadores.*—Inicialmente se instalaban los elementos recalentadores en el interior de los tubos de humos de las calderas cilín-

dricas y sobre las calderas de tiro forzado reemplazaban a los retardadores que se ponían en los tubos para disminuir la velocidad de los humos. Pero como consecuencia de las bajas temperaturas de éstos el sistema no puede emplearse más que para vapor recalentado desde 250 a 300° C.

Para conseguir temperaturas de recalentamiento mayores, los recalentadores deben montarse o bien independientes, o bien en el interior de las cajas de fuego. Los primeros son verdaderas cajas de mampostería muy molestas, y los segundos tienen la dificultad de su poca accesibilidad.

Dentro de límites prudenciales el agua de alimentación de las calderas Prudhon-Capus y Howen Johnson puede contener algunos depósitos salinos; sin embargo, resulta evidentemente preferible tomar, en el caso de su empleo, las mismas precauciones que cuando se trata de tubos de agua.

MOTORES

VIBRACIONES Y ROTURA DE CIGÜEÑALES. (*Revista Técnica Sulzer*, núm. 4, 1943.)

El cigüeñal de toda máquina de pistones está sujeto a tres clases de vibraciones: las longitudinales que se propagan paralelamente al eje, las de flexión dirigidas perpendicularmente al eje y las de torsión que se producen alrededor del eje.

La única importante desde el punto de vista del Ingeniero es la vibración de torsión.

El número de vibraciones de torsión en cada segundo y la fatiga que la vibración produce pueden ser calculadas sustituyendo el sistema elástico por un esquema simplificado, compuesto de un eje de sección constante de inercia y una serie de volantes cuyo momento ponderal sea respectivamente igual al de cada uno de las masas del sistema cigüeñal-volante-hélice. A pesar de estas simplificaciones, la frecuencia propia del sistema primitivo se puede calcular con un error menor del 3 por 100.

Si un sistema elástico recibe un par torsor de acción y otro de reacción, que cesan bruscamente, todas sus masas empiezan a vibrar con el mismo número de vibraciones por segundo, según una misma frecuencia que se llama frecuencia propia del sistema.

En todo el sistema vibratorio existe por lo menos un punto que está en reposo que recibe el nombre de nodo. Existen diversas maneras de vibración, según el número de masas del sistema, en las cuales existen un nodo, dos, tres, etc., hasta un número igual al de masas menos una. La frecuencia propia es tanto más elevada cuanto mayor es el grado de la vibración. Así, por ejemplo, un motor de 6 cilindros, de 290 B. H. P. para automotriz, el período propio con dos nodos es 2,9 veces superior al de primer grado con un nodo; el de tercero es 4,5 superior al del primero y el cuarto es 5,5 veces la del primer grado.

El período propio de vibración depende también, dentro de cada grado, de la importancia de las masas rotatorias y de la rigidez de los ejes. Así, por ejemplo, el período propio de vibración de primer grado del motor antes dicho de tracción es de 9.000 vibraciones por minuto, o sea que cada vibración dura alrededor de 7 milésimas de segundo. En un motor grande de dos tiempos de 9.000 caballos y 10 cilindros, la frecuencia propia resulta alrededor de 800 vibraciones por minuto, lo que corresponde a un período propio de unas 7 centésimas de segundo, o sea aproximadamente diez veces más que en el caso anterior.

Sobre el pistón de un motor Diesel actúan los gases con una presión que puede deducirse del diagrama *p-v* del cilindro, y en el cigüeñal actúa una fuerza tangencial que depende de esta presión y de las fuerzas de inercia del tren alternativo. Los esfuerzos tangenciales pueden representar, según un diagrama, que en el caso de cuatro tiempos abarca dos revoluciones y uno sólo en el caso de dos tiempos. La fuerza tangencial es irregular, pero puede descomponerse en armónicas según el teorema de Fourier, cuyas frecuencias son iguales a una vez, dos veces, tres veces, etc., la del par motor en el caso de dos tiempos y de 1/2, 1, 1 1/2, 2, 2 1/2, 3, etc., veces en el caso de un motor de cuatro tiempos.

Comparando los diagramas se observa que en el motor de cuatro tiempos hay armónicas de valor importante; en el caso de dos tiempos la amplitud de las armónicas va disminuyendo cuando aumenta el orden y en el caso de dos tiempo doble efecto las armónicas de orden impar tienen muy poca amplitud, y desaparecerían sensiblemente al principio si el trabajo desarrollado a la presión baja del pistón fuese igual al trabajo desarrollado por la región alta. En el caso de los motores sobrealimentados, las armónicas de orden bajo son mayores que en el caso de un motor vulgar, pero en las de orden alto, que dependen más de la fuerza de inercia, se conservan prácticamente constantes; por eso, el cigüeñal de un motor sobrealimentado que transmite, por ejemplo, una potencia 50 por 100 mayor que en un motor vulgar solamente sufre una fatiga de un 20 por 100 mayor que aquél.

Cada una de las armónicas engendra en el cigüeñal un movimiento del mismo ritmo que ella y da origen a una vibración forzada que se desarrolla independiente de la de los demás órdenes. Suponga-

mos, por ejemplo, que la frecuencia propia de primer grado de un cigüeñal es 1.000 vibraciones por minuto y que se escoge la armónica de cuarto orden para estudiar su efecto sobre el cigüeñal. Si la máquina gira a 25 r. p. m., la frecuencia de la vibración será de 4 × 25 = 100 vibraciones p. m., y la relación con la frecuencia propia será de 0,1. Se puede calcular así la amplitud correspondiente y obtener la forma de la vibración bien determinada. Si la máquina gira a 125 r. p. m., la frecuencia perturbadora será, pues, de 4 × 125 = 500 vibraciones p. m., y la relación de frecuencias es entonces igual a 0,5. Las amplitudes crecen casi al doble. Si la velocidad de giro se eleva a 200 r. p. m., la relación de vibración llega a 0,8 y las amplitudes crecen todavía más, y si, por último, la máquina gira a 250 r. p. m., la frecuencia de las fuerzas continuadoras es exactamente 1.000 vibraciones p. m., en cuyo caso se produce la resonancia con el período propio y la amplitud de la vibración llega a su valor máximo. En este caso se dice que se presenta una crítica del cuarto orden del primer grado, lo que significa que a esta velocidad la armónica de cuarto orden está en completa resonancia con la frecuencia propia del primer grado del cigüeñal.

Si se llevan sobre un diagrama en ordenadas las amplitudes de vibración y en abscisas la relación de vibraciones propias y de las fuerzas perturbadoras, para el valor 1 de éstas se obtienen los mayores desplazamientos y la curva así trazada es el espectro de la vibración.

Aumentando la velocidad de giro se podría llegar a críticas superiores.

El autor estudia después el diagrama espectro de vibraciones del volante, aplicando el caso a un grupo electrógeno con alternador, para deducir la consecuencia de que el grado de irregularidad del volante, considerando el cigüeñal rígido, es siempre menor que el que verdaderamente se presenta en la práctica en donde el cigüeñal es elástico.

Considera después el autor diversos espectros de vibraciones de varios motores de dos y de cuatro tiempos de cuatro, cinco, seis, siete, ocho y diez cilindros, obteniendo las siguientes consecuencias:

Las máquinas de cuatro y cinco cilindros presentan en general zonas críticas de poca importancia, que pueden obviarse en la práctica o bien reforzando el cigüeñal y disminuyendo las masas, con lo cual se eleva la frecuencia propia, o al contrario, con lo cual la frecuencia propia disminuye.

En el motor de seis cilindros de cuatro tiempos y de dos tiempos se presenta una crítica algo importante de noveno orden y una zona principal ya mucho más importante, próxima al sexto orden.

En el motor de siete cilindros de dos y de cuatro tiempos se presenta una crítica muy fuerte de séptimo orden, por lo cual esta clase de máquinas suele necesitar el empleo de amortiguadores, si el régimen de funcionamiento normal se encuentra en las proximidades de la crítica.

En los motores de ocho cilindros la crítica preponderante es la de octavo orden. En el caso de cuatro tiempos existe una zona bastante aprovechable comprendida entre esta octava armónica y la cuarta, que es todavía más fuerte, y en los motores de dos tiempos hay una crítica secundaria de sexto orden de cierta importancia.

Por último, en los motores de diez cilindros y de dos tiempos el espectro es todavía más favorable, presentándose solamente una crítica de séptimo orden de cierta importancia.

Estudia después el autor la manera como se presenta la rotura de los cigüeñales, debida a velocidades críticas. La grieta que sirve de cebo a la rotura se presenta siempre según las líneas de mayor tensión a la cizalla, pero en su dirección es siempre perpendicular a la más grande tensión principal. La rotura por flexión es perpendicular al eje de cigüeñal y la de torsión está inclinada 45° sobre el mismo.

El autor presenta el caso de un cigüeñal roto por la tensión alternativa debida a las vibraciones de torsión, y saca la consecuencia de que esta clase de averías puede descubrirse por concurrir en ellas las tres siguientes características esenciales:

1.° La doble grieta de torsión inclinada 45°.

2.° La rotura cerca del nodo de las vibraciones, que se suele presentar en el luchadero de cigüeñal que une el último y el penúltimo cilindro; y

3.° El hecho de que la rotura sobreviene después de un corto período de servicio de muy pocas horas.

En el ejemplo que presenta el autor, la rotura sobrevino a las veinte horas de trabajo, después de unos dos millones de alternancias, por haber pasado el metal la fatiga límite, que es definida en la probeta como la que es capaz de resistir el material más de 10 millones de veces alternativamente.

En el caso de piezas grandes como cigüeñales, la fatiga límite es mucho mayor que las probetas, y tal vez llega a los 100 millones de alternancias sin romper, pero en todo caso esta cifra es muy pequeña para la vida del cigüeñal.

Las fatigas que producen las vibraciones son incomparablemente mayores que las que produce el par constante que transmite la potencia motora. En el ejemplo anterior, la tensión debida a las vibraciones resultó de 7 Kgs/mm², mientras que la tensión de torsión constante resultaba alrededor de 0,8 Kgs/mm².

La grieta de torsión puede ser también sencilla cuando la suma de las tensiones de torsión periódica y de tensión constante que provoca el par motor iguala a la fatiga límite, por lo cual la rotura no debe presentarse más que en una sola dirección. Pero este fenómeno se presenta raras veces, debido

a la pequeñez de la fatiga constante del par motor. Cuando un cigüeñal presenta una fatiga simple por torsión, se debe siempre investigar si la cualidad del acero es adecuada y si el metal tiene alguna falta de homogeneidad. En los ejes porta-hélices, en los cuales la fatiga de torsión constante adquiere un valor importante, la rotura por torsión suele ser casi siempre sencilla.

Analiza después el autor el caso de empleo de fundición para cigüeñales, y por último, muestra una serie de casos de roturas, todos ellos importantes, de los cuales publica sendas fotografías.

MISCELANEO

EL ESTADO ACTUAL DE LA TECNICA DE LOS VENTILADORES, por Federico Personne. (*Mecanique,* diciembre de 1943, enero y febrero de 1944.)

Los ventiladores son máquinas muy sencillas que se aplican en numerosos casos y que han llegado a adquirir una gran importancia, pero su evolución ha sido lenta y durante mucho tiempo su construcción ha sido también imperfecta. Hoy todavía la concepción de los ventiladores en su proyecto no es siempre buena y se encuentran aparatos en los cuales se ha atendido más a una rudimentaria construcción que a la adaptación a las leyes de la aerodinámica.

El autor empieza haciendo un resumen histórico del desarrollo de la construcción de ventiladores, cuyos primeros tipos datan del año 1728, en los cuales se disponía ya la aspiración en el centro, hasta llegar a los ventiladores helicoidales, descubiertos a finales del siglo pasado y primeros del presente por Mr. Rateau.

Entiende el autor por ventiladores los aparatos destinados a comprimir el aire a presiones pequeñas, especialmente fundados en la transformación de la energía cinética del aire que sale de las paletas en presión estática.

En términos generales, las paletas de un ventilador pueden presentar tres formas distintas: Paletas inclinadas hacia delante, en las cuales la tangente a la paleta en el extremo de descarga forma un ángulo agudo con la velocidad periférica; paletas radiales, en las cuales esta tangente forma un ángulo recto, pudiendo ser las paletas de forma completamente plana o curva, y paletas inclinadas hacia atrás, en las cuales la citada tangente forma un ángulo obtuso con la velocidad periférica. Con relación a la cara de entrada o aspiración de las paletas, pueden tener la tangente pasando por el centro de giro, o bien inclinadas en sentido de la marcha o en sentido contrario.

Estudia el autor a continuación la influencia de la forma de las paletas en la presión obtenida, y para ello dibuja en cuatro partes los conocidos triángulos de velocidades, a la entrada y a la salida, llegando a la conclusión de que para obtener una presión dada, las ruedas de los ventiladores que tienen las paletas hacia atrás deben tener una velocidad periférica mayor que las que los tienen hacia adelante. Cuando la salida de la paleta es radial, la velocidad necesaria para conseguir una presión dada es intermedia entre las de los dos casos anteriores.

Con relación a la influencia de la forma de las paletas en el movimiento del aire en los conductos móviles, el autor llega a la conclusión de que las ruedas con paletas hacia atrás necesitan una velocidad de rotación más grande para una misma altura y para un mismo diámetro, o bien: para una misma velocidad de rotación necesitan mayor diámetro que las ruedas de paletas hacia adelante. Pero, en cambio, aquéllas funcionan en mejores condiciones a causa de la forma más favorable del canal de la rueda, que permite una mejor transformación de la velocidad en presión y disminuyen los frotamientos.

Con relación al ángulo de entrada de las paletas, puede decirse que la mayor parte de ventiladores están dirigidos en el sentido del movimiento. Las aletas radiales presentan un gran interés en las ruedas de velocidades circunferenciales grandes.

Trata después el autor de la anchura de las ruedas de ventiladores, llegando a sentar la conclusión siguiente: Si se tienen dos bombas de dos ventiladores centrífugos con los mismos diámetros de rotores y de oído de aspiración y los mismos perfiles de paletas, pero cuyas ruedas tienen diferentes anchuras, sus coeficientes característicos deben ser iguales, a excepción de la capacidad y de la potencia absorbida, que resultan proporcionales a las anchuras.

El autor estudia a continuación las curvas características de ventiladores con paletas inclinadas hacia adelante, hacia atrás y radiales, insertando gráficos en donde se expresan los valores del coeficiente manométrico

$$\mu = \frac{g\,P}{u^2\,\omega},$$

del rendimiento mecánico ρ y del coeficiente de potencia

$$T = \frac{\delta\,\mu}{\rho} = \frac{g\ \mathrm{Tm}}{\omega u^2\,r^2},$$

en función del coeficiente de capacidad

$$\delta = \frac{Q}{u\,r^2}.$$

En estos gráficos puede verse que los máximos de rendimiento mecánico oscilan entre 0,65 y 0,75, siendo el mayor valor el correspondiente al caso de paletas inclinadas hacia atrás.

Estudia después el autor el trazado y cálculo de los difusores, considerando primero el caso de difusores espiraloides y a continuación el de difusores rectilíneos, declarándose partidario de los difusores de fundición de formas matemáticas. Estudia después las distintas formas de distribuidores, considerando numerosos ejemplos.

En la segunda parte de este interesante artículo trata el autor de la construcción de los ventiladores, aplicando distintos sistemas constructivos según los casos de utilización de estas máquinas, especialmente para el servicio de tiro forzado y tiro inducido de calderas.

Por último el autor hace algunas consideraciones sobre el rendimiento, que no vienen a modificar en nada las consecuencias apuntadas más arriba.

El artículo resulta interesante por la documentación que presenta y la influencia que en él se nota de los conocidos estudios de Mr. Rateau.

Información General

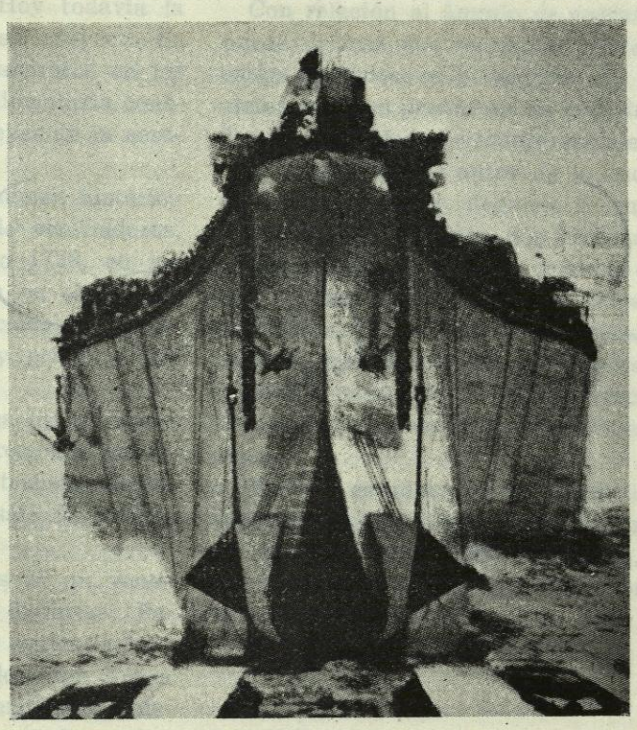
EXTRANJERO

LAS NUEVAS UNIDADES DE LA MARINA DE GUERRA NORTEAMERICANA

Recientemente ha sido botado al agua en los Astilleros americanos el superacorazado "New Jersey", que es el segundo de la serie de los "Iowa", de 45.000 toneladas de desplazamiento "standard" y de 52.000 toneladas de desplazamiento. Las características principales de este buque son las siguientes:

Eslora total, 268,40 m.
Eslora entre perpendiculares, 244 m.
Manga, 32,94 m.
Calado "standard", 10,98 m.
Desplazamiento "standard", 45.000 toneladas.
Desplazamiento en carga máxima, 52.000 toneladas.
Potencia de máquinas, 200.000 S. H. P.
Velocidad, 32 nudos.
Armamento principal, 9 cañones de 40,65 centímetros.
Armamento secundario, 20 cañones de 12,70 centímetros.
Armamento antiaéreo, innumerable.

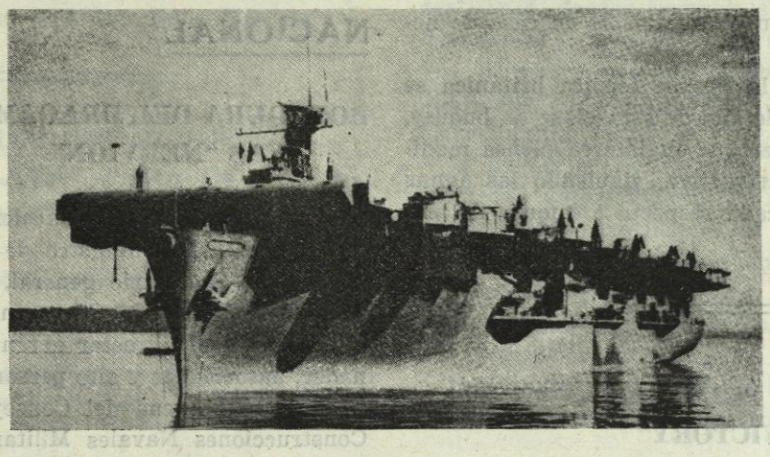
La fotografía adjunta representa el momento de la botadura del "New Jersey". En ella puede notarse la proa de bulbo y los refuerzos que han sido necesarios montar sobre ambos costados debido al enorme peso del casco en el momento de la botadura del buque.



Este buque es el acorazado mayor del mundo y también el más poderosamente armado. Los acorazados de 35.000 toneladas del tipo "North-Carolina"

y sus similares ingleses del tipo "Rey Jorge V", solamente tienen menos de 230 metros de eslora total, aproximadamente la misma manga que el "New Jersey", y un calado que no llega a 9 metros. La potencia de máquinas es solamente 115 S. H. P., y la velocidad unos 27 nudos. El armamento de estos buques es también 9 cañones de 40,65 centímetros y 20 de 12,70 centímetros; pero en cambio la defensa antiaérea del New Jersey" es incomparablemente más poderosa que la de los buques anteriores.

Independientemente de la construcción de grandes acorazados, continúan con toda actividad las construcciones de portaaviones. Algunos de estos buques estaban destinados a ser cruceros en el momento de la puesta de quilla, pero han sido transformados antes de la botadura. Otros han sido directamente proyectados para portaaviones. Entre estos últimos se encuentran los portaaviones de escolta de convoy tipo "Casablanca", cuya fotografía se publica adjunta.



AUMENTO DE LA CONSTRUCCION DE BUQUES RAPIDOS EN NORTEAMERICA

Hace algunos meses el contraalmirante H. L. Vickery, vicepresidente de la Comisión Marítima Americana, visitó Inglaterra e hizo algunas interesantes declaraciones respecto al futuro del programa de construcciones navales americanas.

Al decir de la Prensa extranjera, parece que ahora se confirman aquellas declaraciones en el sentido de modificar los programas de construcción hacia la contratación de muchos buques "Victory", cuya velocidad es siempre superior a los 16 nudos.

Se asegura que las autoridades americanas esperan llegar a una capacidad de construcción de 1.750.000 toneladas al mes de estos buques. Como es natural, declinamos toda la responsabilidad respecto a esta cifra, que tomamos de la Prensa técnica extranjera.

A decir del contraalmirante Vickery, América del Norte tiene voluntad de convertirse en la postguerra en una nación esencialmente marítima, para lo cual, además del enorme desarrollo de su construcción naval, tiene en la actualidad estudiando en la Escuela de Náutica, a unos 80.000 alumnos, que formarán las futuras dotaciones de los barcos mercantes americanos.

NUEVOS BUQUES RAPIDOS "STANDARD", DE CARGA, DE CONSTRUCCION INGLESA

Como consecuencia de una presión parlamentaria, debida al descontento de los medios navales por la mala calidad de los buques en construcción, el Gobierno británico prometió en el mes de septiembre último acometer la construcción de buques más rápidos y mejores, que ahora parece que se van a empezar a construir.

Se trata de buques de carga de 12.000 toneladas de peso muerto, con características como las siguientes:

Eslora total, 487 ft. 7,5 in.
Manga, 62 ft. 9 in.
Puntal, 40 ft. 9 in.
Calado en verano, 29 ft. 10,5 in.
Peso muerto correspondiente, 11.170 toneladas.
Arqueo bruto, 9.228 toneladas.
Idem neto, 5.139 toneladas.
Capacidad de carboneras, total, 2.549 toneladas.
Capacidad de combustible líquido, total, 1.280 toneladas.
Potencia, 9.500 I. H. P.
Velocidad en servicio, 15 nudos.

Los buques estarán propulsados por una máquina de triple expansión y turbina de escape sistema

Bauer Wach, que desarrolla la potencia indicada más arriba, y que está alimentada por 5 calderas que producen vapor a 220 libras/pulgada cuadrada y a 620°F.

Las bodegas están servidas por amplias escotillas y plumas de carga: dos de 3 toneladas; 10 de 5 toneladas, y 2 de 15 toneladas. Cuatro de los 15 chigres pueden hacerse funcionar en paralelo para montar pesos pesados.

Las calderas están preparadas para poder quemar carbón o petróleo.

Estos buques tienen acomodación para 12 pasajeros, que pueden convertirse en 24 en caso de necesidad.

En la actualidad, la Prensa técnica británica se ocupa con bastante detalle de esta clase de buques, por lo cual parece ser que Inglaterra piensa modificar su política constructiva, siguiendo las aguas de la opinión americana respecto a buques de mayor velocidad.

BOTADURA DEL PRIMER BUQUE TIPO "VICTORY"

El primero de los buques de carga rápida de 15 a 17 nudos de velocidad, conocido en los Estados Unidos por el nombre de tipo "Victory", ha sido recientemente botado al agua en los Astilleros de la Oregon Shipbuilding Co.

Esta firma ha contratado la construcción de 250 buques del tipo mencionado.

Las características de estos buques han sido ya publicadas en las páginas de INGENIERÍA NAVAL, por lo cual hacemos gracia a nuestros lectores de la descripción de las mismas.

COSTE DE CONTRATO DE LOS BUQUES "LIBERTY"

Según la prensa extranjera, la Comisión Marítima Americana ha contratado la construcción de 92 buques "Liberty" con la Delta Shipbuilding Co.

El precio total del contrato resulta alrededor de 265 millones de dólares, o bien 425.000 libras por buque.

Resulta la tonelada de peso muerto entre 40 y 41 libras.

Recomendamos a nuestros lectores que no traduzcan estos precios en pesetas, multiplicando sencillamente por el coeficiente oficial de cambio, pues las condiciones y circunstancias momentáneas no son comparables en la actualidad en países tan distintos como el nuestro y los Estados Unidos.

De estos precios se saca solamente la consecuencia relativa de que después de la disminución que siguió a las primeras decenas de buques de este tipo, el coste de los buques tipo "Liberty" se ha estacionado, a pesar de los procedimientos de producción en masa, que tanto han asombrado a las gentes.

NACIONAL

BOTADURA DEL DRAGAMINAS "NERVION"

Con asistencia de los excelentísimos señores ministro de Marina, ministro de Educación Nacional y ministro Secretario general, comandante general de la Base Naval de Cartagena, comandante general del Arsenal, director gerente del Consejo Ordenador, autoridades y alto personal técnico de la Factoría de Cartagena del Consejo Ordenador de las Construcciones Navales Militares, ha tenido lugar el pasado día 13 de abril el corrimiento del dragaminas "Nervión". Este buque es el segundo de la serie que está construyendo el Consejo Ordenador para nuestra Marina Militar. El primero, el "Bidasoa", se encuentra ya a flote hace algunos meses.

Se trata de buques de unas 750 toneladas de desplazamiento, especialmente proyectados para el rastreo de minas. Estarán propulsados por dos grupos propulsores de vapor capaces de desarrollar una potencia de 2.400 I. H. P., con lo cual el buque podrá adquirir una velocidad de unos 16 nudos. Las calderas estarán dispuestas para quemar carbón nacional.

Las botaduras de Cartagena presentan la notable particularidad de que el buque debe correrse desde las gradas, que son horizontales, al dique flotante. Para ello se hace que este dique descanse sobre los durmientes de su receptor, inundando los tanques hasta conseguir una flotabilidad ligeramente negativa. El dique queda atracado por completo al paramento de la grada, y en estas circunstancias se procede al corrimiento del buque que se desea botar, el cual se traslada sobre unos carros con ruedas sobre carriles tendidos al efecto. La tracción se efectúa por medio de un chigre de vapor con los aparejos y cables necesarios.

Una vez el barco sobre el dique receptor, y cuando se encuentra perfectamente apuntalado, se achican los tanques del dique, con lo cual éste adquiere flotabilidad suficiente para despegarse de los durmientes y entonces se remolca el dique al centro de

la dársena, donde se sumerge, depositando así el buque a flote.

Las botaduras de Cartagena no tienen la espectacularidad de los lanzamientos corrientes sobre grada inclinada, pero tienen en cambio la inmensa ventaja de la seguridad en la operación. Además, la construcción en las gradas horizontales, construídas a su vez de hermosos sillares de piedra, es más sencilla que sobre las gradas inclinadas, y mucho más aún en Cartagena, en donde sus hermosas gradas están cubiertas y disponen de grúas-puentes de rápido movimiento.

La botadura fué muy feliz, siendo felicitados por la misma el personal directivo de la Factoría.

PRUEBAS DE MAR DEL BUQUE DE CARGA "ALAVA" PARA LA COMPAÑIA ZORROZA

El día 28 del pasado mes de abril, tuvieron lugar las pruebas de mar del buque carbonero "Alava" construído por la Sociedad Española de Construcción Naval en sus Talleres de Bilbao, para la Compañía Marítima de Zorroza, con domicilio en Madrid.

Aún no poseemos datos técnicos de los resultados de las pruebas, pero tenemos entendido que han constituído un completo éxito para la Sociedad constructora.

Este buque, como su gemelo el "Ayala", pudieron haber sido entregados hace ya bastantes meses, pues fueron botados el pasado año, y se disponía de las máquinas de los mismos. Dificultades de aprovisionamiento en el material han retrasado notablemente la entrega de los barcos, pero ya han sido vencidas, y este buque, lo mismo que el "Ayala", los entregarán inmediatamente, para empezar a prestar servicio.

Inmediatamente a estos buques serán probados por los Astilleros de Sestao seis bacalederos para la P. I. S. B. E., dos fruteros de 2.500 toneladas para la Compañía Marítima Frutera (Pinillos) y tal vez alguno de los tres buques que en aquel Astillero se construyen para la Compañía N. E. A. S. A. Auguramos, por lo tanto, un próspero año de entregas para la Sociedad Española de Construcción Naval.

Como información daremos a nuestros lectores las principales características del buque:

Eslora, 84,50 metros.
Manga, 12,75 metros.
Puntal, 6,60 metros.
Calado en carga, 5,76 metros.
Desplazamiento, 4.990 toneladas.
Peso muerto, 3.500 toneladas.
Tripulación, 36 hombres.

BOTADURA DE UN BACALADERO EN LOS ASTILLEROS DE LA DURO FELGUERA DE GIJON

El día 10 de abril próximo pasado, ha tenido lugar en el dique de la Duro Felguera de Gijón, la botadura de un bacaladero, primero de la serie que dicha entidad construye para los señores Ojeda.

Se trata de un buque de 390 toneladas de arqueo bruto y aproximadamente unas 340 toneladas de peso muerto. Estará propulsado por un motor Sulzer 6Ts29, de dos tiempos, simple efecto, capaz de desarrollar a unas 300 r. p. m. 600 caballos efectivos. El motor está prácticamente terminado en los Astilleros de Sestao de la Sociedad Española de Construcción Naval.

El buque debe desarrollar con esta potencia una velocidad aproximada de 12 nudos.

Como todos los buques de su clase, tiene la máquina a popa y sus líneas proporcionan al mismo unas cualidades marineras excepcionales. Estará equipado con unas instalaciones muy modernas para los principales servicios.

Esperamos que este nuevo buque pueda entrar en servicio dentro de corto plazo.

NUEVOS ASTILLEROS GIJONENSES

Desde la terminación de nuestra Guerra de Liberación, la construcción naval mediana y pequeña ha tomado un enorme incremento en el puerto asturiano de Gijón.

El primer Astillero que empezó a construir buque de una manera metódica fué el de los Astilleros del Cantábrico. En aquella Factoría se han construído un número ya crecido de costeros de 500 toneladas de peso muerto, especialmente para el propietario del Astillero, señor Riva.

La Sociedad Metalúrgica Duro-Felguera decidió la ampliación del dique y de sus instalaciones, situado en la carretera del Musel. El año 1941 se construyeron dos hermosas gradas de hormigón armado, y más recientemente fué construída una sala de gálibos, verdaderamente ejemplar, los talleres de herreros de ribera y buen número de edificios y talleres anejos. Los mismos Astilleros han construído una potente grúa-torre para el servicio de las gradas y tienen otra en construcción para el servicio del dique. Igualmente se están llevando a cabo muy importantes ampliaciones en las instalaciones de trabajo de esta Factoría.

La Constructora Naval Gijonesa, con talleres también en la carretera del Musel, ha obtenido permiso de construcción de tres gradas capaces para buques hasta de mediano porte. Con el nombre de Astilleros Juliana se están construyendo las citadas gradas y al mismo tiempo se piensa empezar la construcción de unos cuantos buques recientemente contratados.

Los Astilleros y Talleres de Riera también están construyendo algunos buques, aunque su principal actividad consiste en la reparación.

Los Astilleros de Montes se están construyendo en la actualidad. Se están efectuando las operaciones de relleno de las gradas, empleando para ello mucha tracción animal. En las antegradas se encuentran bastante adelantados tres pesqueros con casco de acero.

El panorama, pues, que presenta la construcción naval en Gijón, es prometedor de gran desarrollo.

Actualmente en todas estas medianas y pequeñas factorías se tropieza con la dificultad del escaso aprovisionamiento de acero. Pero cuando esta dificultad pueda vencerse, la construcción de buques alcanzará un tonelaje bastante considerable.

Paralelamente al nacimiento de estos Astilleros se han desarrollado otros talleres de maquinaria. Así, por ejemplo, los talleres de los señores Ojeda han adquirido hace unos meses los derechos de patente y construcción de máquinas modernas en distribución de vapor por válvulas. En los Talleres de maquinaria de muchos de los Astilleros antes mencionados se construyen maquinillas de carga, movidas por motores Diesel y por vapor, servomotores de timón, generalmente movidos a mano, y hasta molinetes de anclas para buques de pequeño tonelaje.

PRIMER CONGRESO NACIONAL DE ESTUDIOS METALURGICOS

La celebración del Primer Congreso Nacional de Estudios Metalúrgicos durante los días 12, 13 y 14 de junio próximo venidero, coincidiendo con la XII Feria Oficial e Internacional de Muestras, ha de revestir excepcional importancia, a juzgar por el franco éxito obtenido en los iniciales trabajos de organización. El Ministerio de Industria y Comercio publicó en el "Boletín Oficial del Estado" de 29 de marzo último una Orden del 25 del mismo mes autorizando oficialmente el Congreso, ordenando la redacción de su Reglamento orgánico y disponiendo que el Presidente de la Asociación Técnica Española de Estudios Metalúrgicos eleve al Gobierno de la nación las conclusiones que en el Congreso se adopten.

Apenas iniciada la inscripción de trabajos a presentar al Congreso que han de ser discutidos por las Secciones del mismo, creadas a dicho efecto, han quedado ya inscritas, hasta la fecha, las siguientes Memorias:

"Obtención del hierro maleable", por don Antonio Lafont Ruiz, Coronel de Artillería y Presidente de la A. T. E. E. M.

"Nuevo método práctico de verificación", por don José Guevara Lizaur, Teniente Coronel Jefe de la Sección de Materiales y del Laboratorio Metalúrgico del Instituto Nacional de Técnica Aeronáutica.

"Moldeo en serie", por don José Cañameras Gonzalo, Ingeniero Industrial, Jefe de los Talleres de José Cañameras, S.A.

"Fundamentos de la corrosión en metales", por don Emilio Jimeno Gil, Catedrático de Química de la Universidad Central, Consejero de honor de la A. T. E. E. M.

"Soldadura de carriles de tranvía", por don Ildefonso Torrente, Ingeniero Industrial, Jefe de los Talleres de Tranvías de Barcelona, S. A.

"Aceros autárquicos en la industria aeronáutica", por don José Guevara Lizaur. Teniente Coronel de Artillería, Jefe de la Sección de Materiales del Instituto Nacional de Técnica Aeronáutica, Consejero Técnico Asesor de la A. T. E. E. M.

"La normalización, base del porvenir de España", por don Juan Valvée Creus, Ingeniero Industrial, Secretario del Consejo Directivo de la A. T. E. E. M.

"La metalurgia en la economía nacional", por don Antonio Robert Robert, Ingeniero Industrial, Jefe de Planeamiento Industrial de la Dirección General de Industria, del Ministerio de Industria y Comercio, Consejero Técnico Asesor de la A. T. E. E. M.

"Cifras y porvenir de la industria sidero-metalúrgica española", por don Luis Creus Vidal, Ingeniero Industrial.

"Primera obtención del níquel en España", por don Enrique de Goicoechea Amorrosta, Ingeniero Industrial, Director Técnico de Echevarría, S. A.

"La economía de energía en los talleres metalúrgicos", por don José Serrat Bonastre, Ingeniero Industrial, Consejero de honor de la A. T. E. E. M.

"Renovación obligatoria de utillaje industrial de España por medio de la amortización", por don Eusebio Marzal, de la razón social F. y R. Pané y Compañía, S. L.

"Nacionalización de vehículos automóviles", por don Manuel Jiménez Alfaro, Teniente Coronel de Artillería, Profesor de la Escuela Politécnica del Ejército, Consejero Técnico Asesor de la A. T. E. E. M.

"El laboratorio y los tratamientos térmicos en los ciclos de trabajo", por don Ramón Durán Balcells, Ingeniero Industrial, Profesor de la Escuela Industrial, Jefe de Laboratorios de la Hispano-Suiza, S. A.

"Metalurgia por aglomeración", por don Jorge Rivière Manen, Ingeniero Químico.

"Procedimiento Renn-Krupp para el beneficio de minerales de hierro", por don Francisco Suñol Figueras, Ingeniero Director de Sidero-Asturiana, ex Ingeniero Director de Torras, Herrería y Construcciones, S. A.

PRIMERA JUNTA GENERAL DE LA EMPRESA NACIONAL ELCANO, DE LA MARINA MERCANTE

El pasado día 29 de marzo se celebró en el domicilio social de la Empresa Nacional Elcano, calle de Miguel Angel, 11, de esta capital, la primera Junta general de accionistas de dicha Sociedad.

Dicho acto, al que concurrió en pleno el Consejo de Administración del I. N. I., creador y financiador de la nueva Entidad, fué presidido por don Francisco Regalado Rodríguez, presidente del Consejo de Administración de la Empresa Elcano.

El objeto de la reunión, convocada en cumplimiento de los preceptos estatutarios, fué el de someter a aprobación de la Junta, memoria, balance y cuentas del ejercicio de 1943, que fueron aprobados por unanimidad.

Estimó oportuno la Presidencia de la Empresa Elcano, tras la aprobación referida, dar a conocer a sus accionistas, en líneas generales, tanto los trabajos efectuados para la constitución de la Sociedad como la trayectoria seguida para la rápida ejecución de las importantes finalidades que constituyen el objeto social de la Empresa. A este efecto, y partiendo de un somero análisis de lo que la Ley de 7 de mayo de 1942, que dió vida a la Sociedad, significa dentro de este sector, de capital importancia para la economía nacional, indicó a los accionistas cómo el Consejo de Administración ha entendido que debe darse cumplimiento a los fines sociales estatutarios, señalando las actividades desarrolladas en orden al incremento de nuestra Marina mercante, tanto en lo relativo a nuevas construcciones de buques como en lo que se refiere a la ayuda prestada a los Astilleros nacionales para su ampliación y modernización, glosando también los proyectos elaborados para instalación de nuevas factorías. La primera fase del programa general de construcciones ha sido ya ultimada, habiéndose firmado los contratos de construcción de dieciocho unidades, correspondientes a cuatro tipos de buques, similares a otros encargados por navieros particulares, y por tanto, su construcción en serie ofrecerá las ventajas consiguientes, tanto en los plazos como en el precio. Los tipos de buques para servicios trasatlánticos y otros especiales que han de integrar la segunda fase del programa de nuevas construcciones, han sido ya elegidos y los estudios y trabajos para su contratación se encuentran muy adelantados.

En paralelismo con el amplio programa de construcciones de buques, se ha abordado el problema de instalación de nuevas factorías navales, cuyo emplazamiento y finalidad han sido objeto de un detenido estudio a fin de que, en su día, complementando la capacidad de las existentes, se pueda cubrir el ritmo de producción que aquel programa exigirá.

Llamó especialmente la atención de los accionistas sobre la preocupación del Consejo de Administración en lo que al suministro de primeras materias se refiere, especialmente en lo relacionado con las disponibilidades de acero, pues, aun siendo satisfactorias las gestiones que sobre esos suministros se han realizado, por causas ajenas a la Empresa, no han sido cubiertas las mínimas atenciones que los programas previstos requerían. Reitera el deseo de poder llegar rápidamente a una normalización de estos suministros, cuya repercusión en el ritmo de construcciones es evidente.

Tras esta exposición del desarrollo de los fines principales de la Sociedad, consignó los resultados obtenidos por la explotación de la Empresa. Dichos resultados no pueden ser más halagüeños y marcan una línea ascendente en relación con períodos anteriores, debido, principalmente, al incremento de la flota por la adquisición de los siete buques "Rías", a la incorporación al tráfico de buques en reparación y a la realización de algunos viajes al extranjero. Estos satisfactorios resultados han permitido ejecutar una política de saneamiento, amortizando la casi totalidad de las reparaciones efectuadas en los buques y todos los gastos de constitución de la Empresa, quedando un beneficio repartible para atender a la constitución de las reservas legales y a la distribución de un dividendo a las acciones del 7 por 100.

Quiso, por último, adelantar una impresión sobre el presente ejercicio de la Empresa que, a la vista de los resultados de los meses del presente año y de los viajes en curso y en proyecto, confía ha de ser también satisfactorio.

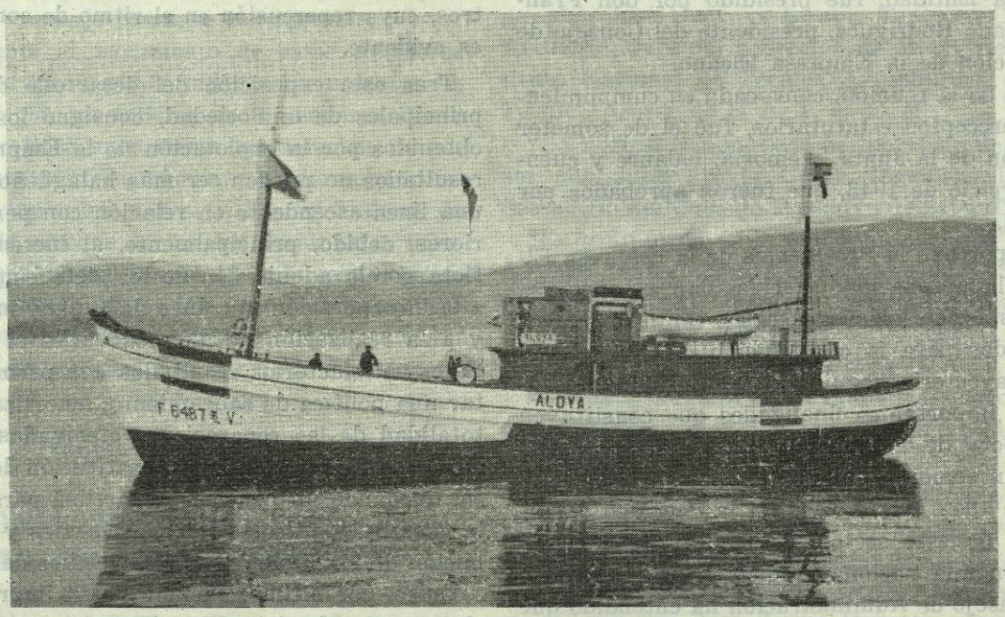
La Junta General escuchó con el máximo interés las palabras del presidente de la Empresa y, por boca del presidente del Instituto Nacional de Industria, mostró su conformidad y asentimiento a las explicaciones dadas y felicitó al presidente, Consejo y director gerente de la nueva entidad, haciendo extensiva esta felicitación a todo el personal de la Elcano por su colaboración y contribución a la buena marcha de la Empresa.

Consignó la Presidencia del I. N. I. su satisfacción especial por la labor realizada por la nueva entidad,

que, con independencia de los resultados económicos que la confirman, ponen de manifiesto la meta que se puede alcanzar interpretando con verdadero espíritu de colaboración las disposiciones y normas del Gobierno y de los organismos competentes del Estado, que tanto han ayudado en la consecución de lo hasta el presente alcanzado. Reiteró las consignas que, en cuanto a la labor social, en general, ha dado a estas Empresas creadas por el Instituto, estimulando a la nueva Sociedad a continuar y a superar las iniciativas ya realizadas sobre el aspecto de la formación profesional del personal y sobre las que han de secundar las inspiraciones que, en el terreno de lo social, han encarecido repetidas veces el Gobierno y el Caudillo y que, en definitiva, redundarán en la grandeza e independencia de España.

NUEVOS PESQUEROS

En los Astilleros de José R. Curbera, S. L., de Vigo, se procede a la construcción de una serie de ocho pesqueros con casco de madera, y de la que cuatro están ya navegando. La fotografía adjunta corresponde al nuevo tipo en cuestión, cuyas características son:

Eslora entre PP, 26,50 metros.
Idem total, 28,76 metros.
Manga, 6,30 metros.
Puntal, 3,50 metros.
Velocidad, 11 millas.

Van provistos de motores Sulzer-Naval, 6 cilindros, 300 HP, y, además, como remolcadores, de un motor naval de 45 HP y un Deutz de 10 HP.