

# INGENIERIA NAVAL

REVISTA TÉCNICA DE LA ASOCIACIÓN DE INGENIEROS NAVALES

Director: ÁUREO FERNÁNDEZ ÁVILA, Ingeniero Naval

REDACCIÓN Y ADMINISTRACIÓN: MAYOR, 4-6  
APARTADO DE CORREOS 56

AÑO IV

NÚM. 35

CARTAGENA 1.º JULIO 1932

TALLERES TIPOGRÁFICOS LA TIERRA  
PRÍNCIPE DE VERGARA, NÚM. 2

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

## Sumario

| Páginas  | Páginas |   |     |
|--|---------|---|-----|
| Sociedades de Registro y Clasificación de Buques.<br>Sus principales actividades. Conferencia dada en la Base Naval Principal de Cartagena, por el Coronel de Ingenieros de la Armada <i>Don José Rubí</i> . . . . .   | 280     | greso de Ingeniería Naval, por <i>Claudio Aldereguía</i> . . . . .                              | 302 |
| Apuntes sobre la influencia del movimiento de los líquidos libres en la seguridad de los buques en la mar. Comunicación leída el día 20 de Mayo en el Congreso de Ingeniería Naval, por <i>Miguel Rechea</i> . . . . . | 288     | Propulsión Diesel-Eléctrica de buques mediante corriente alterna, por <i>E. P. Z.</i> . . . . . | 309 |
| Normalización. Botes salvavidas.—Clase 1-A. Comunicación leída el día 20 de Mayo en el Con-  |         | NOTAS BIBLIOGRÁFICAS  |     |
|  |         | RESISTENCIA Y PROPULSIÓN  |     |
|  |         | El problema de las hélices, en Hamburgo . . . . .   | 318 |
|  |         | ELECTRICIDAD  |     |
|  |         | La maquinaria de los Porta-aviones «Lexington» y «Saratoga» . . . . .                           | 321 |

# Sociedades de Registro y Clasificación de Buques

## Sus principales actividades

Conferencia dada en la Base Naval Principal de Cartagena, por el Coronel de Ingenieros de la Armada Don José Rubí

Siendo la Navegación una industria que, por su peculiar modo de ser, se encuentra expuesta a un sin fin de contingencias, que abarcan el incalculable valor de las vidas en juego y los enormes intereses materiales que los barcos y todo cuanto con ellos se relaciona significan, se comprende bien el gran cuidado y atención que ha merecido de los Gobiernos de todos los países la salvaguarda de tan sagrados intereses y de aquí la serie de reglas y leyes dictadas para la seguridad de la vida en el mar y para establecer principios que rijan el justiprecio de los costosos servicios que los barcos requieren a través de todo el mundo.

Dado el carácter internacional de la navegación, las leyes tutelares que cada país podría dictar, necesitarían del general asentimiento de los demás países y de aquí que la mayor parte de aquellas disposiciones se redacten en Conferencias y Convenios internacionales, a fin de que adquieran la validez debida. Como la Historia contemporánea ha marcado la supremacía naval de Inglaterra, lógico era que esta nación llevase la batuta y así, la mayor parte de tales Conferencias han sido patrocinadas por el Gobierno inglés, hoy convertido en central, a la que, por convenio universal, concurren todas las sugerencias, consultas y dificultades, para ser resueltas en su día, cuando nuevas Conferencias tengan lugar.

Fácil es, tras minucioso estudio, llegar a los acuerdos internacionales, pero ya no lo es tanto el llevar a la práctica la realidad constante que tales acuerdos requieren, pues la actuación de un barco exige, muchas veces, poner en actividad, en países extranjeros, las leyes acordadas y si bien al tratarse de infracciones volun-

tarias de aquellas, es forzoso que las sanciones, previamente convenidas también, sean puestas en vigor por la única autoridad admisible en un país, sus propios agentes gubernamentales, sería, en cambio, muy delicado, apelar a tal autoridad cuando de manifestaciones puramente comerciales se tratase, tales como reparación de averías, datos para aplicación de tarifas, diques, etc., etc. Pero si la acción directa de los Gobiernos tendría dificultades en tales casos, quedan aquellas salvadas mediante la institución de entidades técnico-comerciales, que por tener tal carácter pueden buscar Agentes de cualquier nacionalidad, establecerse en todas partes y dar todo género de facilidades. Si a ello se agrega que los riesgos materiales de la navegación, por su carácter, tienen su principal salvaguarda en el seguro que avale con su dinero el dinero que pudiera arriesgarse, se comprende más la necesidad de tales entidades comerciales. Claro está que si éstas instituciones van a jugar libremente en el mundo, con intereses tan trascendentales, han de estar en absoluta identificación con las leyes y principios de que hablamos antes y sus reglamentos, controlados estrictamente por el gobierno del país donde radique su central, serán un fiel reflejo de los convenios internacionales, para que su actuación adquiera la universalidad requerida.

Tales son las llamadas Sociedades de Clasificación y Registro de buques, que, como es natural, son pocas en el mundo y que desgraciadamente ninguna de ellas es española de nacimiento, por la tristemente pequeña influencia de España en la navegación mundial.

Todos conocemos la existencia del «Lloyd's

Register», del «Bureau Veritas», del «Lloyd Germanico», del «American Record», «British Corporation» y «Registro Italiano», por citarlos más importantes. Entre tales sociedades la primera es la más universal de todas y sus reglas puede decirse que son la pauta de las demás, aún cuando éstas vayan adquiriendo por día, creciente importancia. Por ello, en el transcurso de esta Conferencia, me referiré preferentemente al «Lloyd's Inglés». En España tenemos el «Registro Español» que es una entidad oficial y cuyas reglas, puede decirse, son reproducción de la del «Bureau Veritas» francés.

Las actividades de tales Sociedades se refieren principalmente a los siguientes extremos:

Dictamen y vigilancia de las dimensiones, escantillones, y materiales empleados en la estructura de un buque.

Definición comercial del buque para sus manejos administrativos a través del mundo.

Fijación de las condiciones de seguridad en que puede navegar el barco por todos los mares.

Inspección, reconocimiento y tutela periódicos de los tres aspectos apuntados.

Como consecuencia de las anteriores actividades existe la ya dicha de los seguros sobre fletes, barcos, & de la cual no he de tratar por salirse del tema propuesto.

Cuando un armador encarga un buque, busca, como es lógico, el astillero que más le conviene y en él discute el tipo, dimensiones, desplazamiento, condiciones de carga, máquinas, velocidad & & y las más de las veces muestra su deseo de que el barco se clasifique en tal o cual Sociedad de Registro. En el raro caso de que el armador no impusiera la Sociedad, el mismo constructor elegiría una, pues en ello encuentra las más grandes facilidades.

Con arreglo a las condiciones exigidas, el Astillero proyecta las formas, las prueba en el tanque si a ello ha lugar, estudia las máquinas, hace la distribución & y cuando llega al pesadísimo trabajo de determinar escantillones, encuentra el inmenso alivio de las tablas de la Sociedad Clasificadora, en las que halla hasta los más mínimos detalles resueltos satisfactoriamente, pues los técnicos de aquella sociedad avalados por la experiencia de muchos años y de miles de barcos construidos, tienen calculados los espesores más convenientes para ob-

tener la suficiente resistencia, compatible con el máximo aprovechamiento.

Lo primero a hacer es ver el tipo de buque a que se refiere el caso y, como norma general puede decirse que los buques se clasifican del siguiente modo:

#### Buques de una cubierta

- » de dos »
- » de tres »

#### Buques con cubierta de abrigo (Awning deck)

- » » » » » ligero (Shelter deck)

#### Buques con cubierta de abrigo reforzado (Spar deck)

#### Buques con cubierta de pozo o de dos pozos (Well deck)

A parte de estos tipos hay otra serie de ellos especializados, que no es objeto el tratarlos en esta conferencia.

Los buques de una, dos o tres cubiertas quieren decir que llevan este número de tales, en condiciones de resistencia análogas, dispuestas a un reparto de carga sin preocupación de cubierta. Los de cubierta de abrigo (Awning deck) tienen encima de la principal o de las fuertemente resistentes una completa, pero de escantillones que no se corresponden con la resistencia del caso anterior, y dentro de este concepto puede ir más debilitada la cubierta de abrigo, en cuanto a planchas de costado, cuadernas en la parte alta, refuerzos & & y entonces se tiene el *Shelter deck* o estar, por el contrario, reforzado, sin llegar a lo normal y entonces obtenemos el *Spar deck*.

La aplicación de estas variantes se explica por las diversas cargas a llevar; cuando la carga en las partes bajas del buque es muy densa y en cambio en los entrepuentes va a ir carga ligera o alojamiento para pasajeros, se comprende que tales entrepuentes altos sean más ligeros y de aquí el nombre de cubiertas de abrigo. Todas estas cubiertas de abrigo son continuas de proa a popa, e independientemente de ellas puede haber estructuras parciales a proa, en forma de castillo, a popa en forma de toldilla o saltillo más o menos largas y continuas, en el centro en forma de ciudadela independiente o bien ligada a la toldilla continua (pozo a proa) o a un castillo más largo (pozo a popa).

Sea el que fuere el tipo para entrar en las tablas de construcción hay que determinar ciertos valores llamados, *números transversal y longitudinal*.

Para ello se parte de la eslora entre perpendiculares que es la distancia entre el canto de proa de la roda y el de popa del codaste popel.

Si no hubiese codaste con vano de hélice se toma el eje de la mecha del timón.

Si el barco tiene proa de violín, se toma la eslora entre el canto de popa del codaste popel (como antes) y la intersección de la línea de baos de la cubierta superior y la prolongación de la cara de proa de la parte de roda situada en el nacimiento del arco.

La eslora entre perpendiculares se representa por L.

La manga es la anchura máxima fuera de miembros, en la cuaderna maestra y se simboliza por B.

El puntal D debe ser medido en el centro de la eslora, desde la parte superior de la quilla hasta el canto superior del bao de la cubierta continua más alta, excepto para los buques de cubierta de abrigo o de abrigo ligero en que el puntal debe medirse hasta la cubierta inmediatamente inferior a la de abrigo, con la condición de que la altura del entrepunte no pase de ocho pies. Si esta altura fuera mayor, entonces esta altura debe contarse desde lo alto de la quilla hasta un punto ocho pies debajo de la cubierta de abrigo.

El «Lloyd's Register» establece como número transversal la suma (B + D) y como número longitudinal, el producto L (B + D).

El número transversal rige la separación de cuadernas, y los escantillones de las varengas, cuadernas, bularcadas, refuerzos transversales etc., etc.

El número longitudinal regula los escantillones de la quilla, roda, codaste, vagras, trancaniles, forro exterior, doble fondo, etc., etc.

El número con que se entra a buscar el armamento, anclas, cadenas, cables, estays, etc., es el mismo longitudinal para barcos sin superestructuras, pero si hay cubierta de abrigo se agrega a L (B + D) los 3/4 del producto de la altura por el largo del entropunte y si hay otras superestructuras que no se extiendan tanto, pero que exceden, sea en longitud o anchura a la semimanga, se suma también a

L (B + D) el semiproducto de la eslora de aquellas superestructuras por su altura.

El «Bureau Veritas» obtiene el número longitudinal, multiplicando las tres dimensiones del buque por un coeficiente que depende del calado y de la marca de clasificación.

$$NL = K \times L \times B \times C$$

El número transversal se deduce de la fórmula

$$NT = B + K_1 C$$

siendo  $K_1$  un coeficiente análogo al anterior.

Cuando la cifra así obtenida es superior a 27,75 m, el número transversal vendrá dado por la expresión:

$$NT = 0,5 (B + KC) + 13,75 \text{ m.}$$

El número para fijar el armamento viene dado por

$$NA = L \times B \times C + \frac{S}{2} + \frac{S_1}{4}$$

siendo S el volumen en metros cúbicos de las superestructuras principales y  $S_1$  el de las secundarias.

La «British Corporation» ha adoptado un método de determinación de escantillones completamente distinto. Entra en las diferentes tablas con las dimensiones principales, la longitud del bao colocado a media eslora y el tonejado.

El «Lloyd's Germánico» usa solamente un número longitudinal L (L + B) y con él se determinan los escantillones de estructura longitudinal y con las dimensiones separadas se hallan los demás.

La eslora que usan los alemanes es desde el canto de popa de la roda hasta el de proa del codaste popel.

Todos los números usados por las diversas Sociedades se modifican, con arreglo a ciertas disposiciones, según las circunstancias de cada barco, siendo la más influyente la relación de eslora a puntal.

El hecho de que un barco esté construido con arreglo a las especificaciones y bajo la vigilancia de una Sociedad de Registro, queda consagrado con la clasificación que el barco

merece y que se estampa en el certificado correspondiente, por medio de una notación convencional, distinta para cada caso.

El «Lloyd's Register» emplea para barcos de acero las clasificaciones:

100 A I, 95 A I . . . . 75 A I

La más alta es la 100 A I y al bajar el coeficiente quiere decirse que el grado de seguridad de los escantillones va disminuyendo, pero siempre dentro de una situación de garantía. La I que sigue indica que el barco ha sido armado de acuerdo con los Reglamentos de la Sociedad. Si así no fuera la marca sería 100 A. Una cruz de Malta puesta en negro ante la clasificación es un detalle de mayor categoría pues indica una inspección especial del casco durante la construcción.

La misma señal en rojo, ante la marca, indica análoga inspección especial respecto a máquina y caldera.

El cuadro siguiente da una idea de las marcas adoptadas por las principales Sociedades de Clasificación:

| I<br>División   | Bureau<br>Veritas<br>I 3/3 1.1 | Lloyd's<br>Register<br>100 A I<br>95 A I | Registro<br>Holandés<br>A <sub>1</sub><br>A <sub>1</sub> 1/2 | Registro<br>Italiano<br>1,00 A<br>0,95 A | Lloyd's<br>Germánico<br>100 A <sub>4</sub><br>92 A <sub>4</sub> | American<br>Record<br>A 1,20<br>A 1,17 | British<br>Corporation<br>B. S. |
|-----------------|--------------------------------|--|--|--|---|--|---------------------------------|
| II<br>División  | II 3/3 1.1                     | 90 A I<br>85 A I                         | A <sub>2</sub><br>A <sub>2</sub> 1/2                         | 0,90 A<br>0,85 A                         | 90 A <sub>4</sub><br>85 A <sub>3</sub>                          | A 1,16<br>A 1,13                       | B. B.                           |
| III<br>División | III 3/3 1.1                    | 80 A I<br>75 A I                         | A <sub>3</sub><br>A <sub>3</sub> 1/2                         | 0,80 A<br>0,75 A                         | 80 A <sub>2</sub><br>75 A <sub>2</sub>                          | A 1,12<br>A 1,10                       | B. S.                           |

Definir un buque mercante a los efectos de pagar los servicios que recibe en los puertos como practicajes, amarre, muelles, etc. etc., en el paso de canales, en las entradas de dique etc. etc., es cuestión realmente difícil. En un barco de guerra el desplazamiento es un dato bastante fijo y que va en consonancia con todas sus demás cualidades, pero en un barco mercante, el desplazamiento tiene valores sumamente variables según el estado de carga, ello

aparte de que a igualdad de desplazamiento, las condiciones *mercantes* del buque pueden diferir mucho, pues la distribución y aprovechamiento de espacios puede ser muy distinta.

Más razonable sería tener en cuenta el tonelaje de carga, es decir, el peso que puede llevar el buque desde su condición de lastre hasta la de máxima carga. Sin embargo esto no responde al valor comercial del buque, pues según las clases y densidades de carga podría aquel tener rendimientos muy distintos y no es el peso la cualidad más interesante de la carga, para juzgar de su valor.

Desde el punto de vista que nos ocupa, parece lo más característico d 1 barco el *espacio disponible comercialmente*, para utilizarlo con cargas densas o ligeras o bien con pasaje alojado abordo. Por eso el punto de partida para definir comercialmente a un barco es su *arqueo*, es decir la determinación de todo volumen útil para el comercio, y para que sea útil se juzga suficiente el que pueda ir convenientemente cerrado para guardar la carga o alojar el pasaje.

Hay dos puntos de vista para justipreciar

los pagos que los armadores deben hacer a los que les sirven, puertos, diques, etc.

(1) De acuerdo con la capacidad que tiene el barco para ganar dinero.

(2) De acuerdo con la importancia del servicio prestado al barco.

El sistema actual de *tonelaje de arqueo*, responde al primer principio, que es el de que las contribuciones deben ir en consonancia con la capacidad de ganancia, pero los propietarios

de puertos, diques, etc.; reclaman que lo interesante es juzgar los servicios prestados, ya que el barco gana sus beneficios, fundamentándose también en tal principio (Piénsese si no en los emigrantes).

El tonelaje que registran las Sociedades es de dos clases; tonelaje bruto y tonelaje neto de arqueo. Se dice arquear un barco el determinar ambos tonelajes.

Para medirlos se emplea una unidad de volumen inglesa, que es la *Tonelada de Registro*, que vale 100 pies cúbicos o sea 2,830 metros cúbicos.

El tonelaje bruto es la medida en toneladas de registro de la capacidad interna de todo el buque. Esta capacidad se obtiene de acuerdo con las reglas de medida de tonelaje. El tonelaje neto de registro, que es por el que realmente se regulan los pagos, se supone ser el volumen de los espacios aprovechables para llevar carga y para otros medios de ganar dinero, como el transporte de pasajeros. Hay en éste una disconformidad manifiesta, pues todos sabemos, que el pasajero paga bastante más el pie cúbico que lo hace la carga.

Para el arqueo bruto de un buque se toman diferentes volúmenes que se escriben en el certificado con los siguientes epígrafes:

*Espacio bajo la cubierta de arqueo.*

*Espacios cerrados sobre la id. id. (si los hay)*

*Espacio o espacios entre cubiertas.*

*Saltillo o toldilla continua.*

*Castillo.*

*Cabinas y casetas.*

Se miden también otros espacios cerrados como son:

*Espacios para maquina ia, luz y aire (espacios en cubierta).*

Se habrá observado que la capacidad se calcula a base del tonelaje bajo la *cubierta de arqueo*.

Esta cubierta se define tomando la más alta en los buques que tienen menos de tres cubiertas completas, y la segunda cubierta completa, desde abajo, en todos los demás.

El *tonelaje de arqueo bruto* es la suma de la capacidad de todos los espacios dichos, expresada en toneladas de registro.

El *tonelaje de arqueo neto* se obtiene deduciéndole del bruto, los espacios siguientes, que se supone no ser aprovechables para ganar dinero directamente.

*Espacio requerido para toda la potencia propulsora* (Máquinas, calderas, túnel de la hélice, carboneras, tanques etc., etc.)

*Espacio requerido para marineros y aprendices*, apropiado para su uso y donde no pueden ir más mercancías que las que sean propiedad y uso de la dotación.

*Espacios ocupados por el Capitán, carta de derrota, etc., etc.*

El cálculo del tonelaje bajo la cubierta de arqueo se hace dividiendo la eslora en un cierto número de partes iguales, de 4 a 12 según varíe de 50 pies a 222 pies, y en cada punto se halla la sección y se cubica por Simpson's. Para hallar el área de las secciones, se divide el puntal en 4 ó 6 partes, según sea menor o mayor de 16".

Dicho puntal se toma desde un punto a 1/3 de la brusca del bao correspondiente a la cubierta de arqueo, hasta la cara alta del forro de madera de la bodega o bien del fondo. Se trazan por los puntos de división las semimangas correspondientes y se obtiene por Simpson's las áreas.

Como el volumen se mide en pies cúbicos, dividiendo por 100 se obtendrá el tonelaje de arqueo bajo cubierta. Claro está que se puede hacer todo en metros y dividir luego por 2,83.

Por análogo procedimiento se calculan los volúmenes entre cubiertas si los hay y para las casetas, castillos etc., se emplean las fórmulas geométricas apropiadas.

Es muy difícil hallar relaciones entre el desplazamiento de un buque mercante en carga y su tonelaje neto de arqueo. Lo que si es una regla aproximada es que el desplazamiento en toneladas, es un número doble del que expresa el tonelaje bruto de arqueo en toneladas de registro.

La relación del neto al bruto es variable en extremo, desde un 13 % a un 65 %; así un buque de los que cruzan el canal de la Mancha el «Dundalk» de 75 toneladas de registro tiene 1583 Tons. de desplazamiento. El trasatlántico «Oceanic» de 6917 de arqueo neto, tiene 33500 Tons. de desplazamiento, en tanto que el «Connaught» de 747 neto, tiene 812 de desplazamiento.

*Tonelaje de carga (Dead-weight Cargo)*

Para estimar aproximadamente las toneladas de carga que un buque puede llevar con

seguridad, en un viaje corriente, se usa la siguiente regla:

Se deduce del tonelaje neto, el espacio para acomodo de pasajeros y se le multiplica por el factor que se da a continuación:

| Tipo de barco                  | Factor  |
|--------------------------------|---|
| Buque a vela de hierro o acero | 1,4   |
| Buque de carga moderno . . .   | 1,6   |
| Buques de pasaje . . . . .     | 1 $\frac{1}{2}$ , hasta 1<br>(en los más rápidos) |

El tonelaje de carga varía de 5/8 del desplazamiento en carga para los buques pequeños (1.000 Tons de carga) a 3/4 en los grandes (6.000 y más Tons. de carga).

*Franco bordo.* Definiremos, de una manera general, el franco bordo como la altura de una cierta cubierta, según los barcos, sobre la más alta flotación aceptable, de acuerdo con los mares por donde se navegue.

La cuestión de fijar las condiciones de carga para mantener una seguridad de navegación ha sido, desde muy antiguo, cosa que ha preocupado a los interesados en la vida del mar. Anteriormente a 1890, armadores y capitanes eran, prácticamente, libres de cargar sus barcos hasta donde buenamente querían y como regla común era usada la de tomar para franco bordo de  $1 \frac{1}{2}$  a 4 pulgadas, por pie de altura de bodega, según fuere el barco, en tamaño, de menor a mayor.

Con objeto de unificar y ayudar a todos, armadores y navegantes, el «Lloyd's Register» publicó en 1882 una tabla basada en los términos medios de la mejor práctica para cargar los buques, con el asesoramiento de las personas interesadas, a fin de incluir en sus reglas todos los elementos que rigen el proyecto estructural y las formas del casco del buque. En 1890 apareció en Inglaterra la primera ley regulando el franco bordo, que se hizo obligatoria, pero el conservatismo inglés era exagerado, pues barco que en Inglaterra tuvo que ser vendido, por no rendir en el comercio, era un buen negocio en otros países en donde se le permitía cargar más y así, en 1906 se revisaron las reglas inglesas y el franco bordo fué reducido entre  $\frac{1}{2}$  y 12 pulgadas, con ventaja para el comercio y sin detrimiento de la seguridad.

En su determinación juegan dos factores muy importantes; la conservación de las cuá-

lidades marineras del buque y el evitar que una sobrecarga excesiva ponga en peligro la resistencia del casco.

Un barco puede ser de una fortaleza enorme en su construcción y entonces lo único que requeriría el franco bordo sería la condición de que no impidiese al buque levantar francamente de las olas, en mal tiempo y exponerle a ser barrido por la mar con peligro de desfondar algo y tener una vía de agua. En un barco de pasajeros es además cualidad indispensable la del confort, cuya falta, dentro de una gran seguridad, acarrearía el descrédito del trasatlántico.

También exige un aumento de franco bordo la consideración de que en ciertos barcos los mamparos estancos llegan a una altura que hay que defender a toda costa no quede bajo el agua en una colisión.

La tendencia de un buque a levantar en el mar es hija de la reserva de flotabilidad, que está medida por el volumen estanco que hay por encima de la flotación. Esta reserva no es de un valor absoluto, pues su efecto marino depende de muchos factores, entre los que destacan su relación con el desplazamiento del barco y el reparto adecuado de aquella reserva a proa y a popa, ya que los extremos del barco son los que, comúnmente, se han de enfrentar con las olas.

El franco bordo de un buque grande tiene que ser mucho mayor, proporcionadamente, que el de uno chico, en relación con sus respectivos puntales, pues el buque corto se amoldará fácilmente a las olas, en tanto que el largo puede encontrarse con varias que le impidan levantar vivamente. Esto lo vemos con un bichero, que en marejadilla tiene siempre una parte bajo el agua, mientras que un palo corto flota constantemente, en toda su longitud. De aquí se comprende la inmensa importancia que tiene para determinar el franco bordo, la relación de eslora a puntal, cuyo valor standard suele ser de 12 veces.

Las superestructuras en cubierta tales como un castillo o una toldilla continua tienen una gran importancia, particularmente si el arrufo es pequeño, siendo para los vapores más importante el castillo que la toldilla, ya que la manera de luchar en tiempo duro, suele ser dando la amura a la mar; en cambio en los buques a vela es también muy importante la toldilla, por-

que a veces han de correr el tiempo, aguantando las olas, cuando la mar va más deprisa que el barco, por la popa.

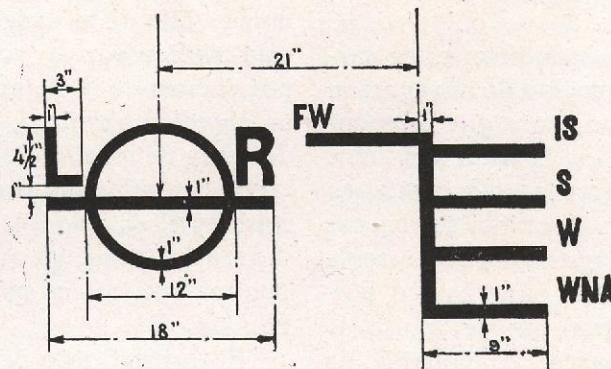
La capacidad de las superestructuras como ayuda para levantar el barco, depende de su eslora y altura, de si están o no cerradas eficazmente con mamparos en sus extremos y de su resistencia en general.

Con arreglo a estas condiciones se hacen varias correcciones en el franco bordo de los buques.

Se denomina *cubierta de franco bordo* aquella desde la que es medido y es siempre la más alta, excepto en los buques que tienen una superestructura completa más ligera, en cuyo caso es la cubierta principal o segunda cubierta.

del siguiente modo en términos muy generales.

Se calcula, mediante tablas y correcciones, el franco bordo de verano en agua salada y con él se señala el centro del disco. Con este centro se traza una corona circular de 12 pulgadas de diámetro exterior y una pulgada de ancho y un diámetro de 18 pulgadas de largo y una de grueso, cuyo canto pasa por el centro del disco. Despues se traza hacia proa una línea vertical a 21 pulgadas de distancia del centro y con un espesor de una pulgada que va a ser el de todas las líneas a trazar. Desde esa línea para proa se van trazando las diversas flotaciones de máxima carga, con longitud de 9 pulgadas y siendo siempre el canto alto el que las marca. En la prolongación del diámetro del disco va la flotación en verano y agua salada y además se



El franco bordo es la distancia vertical, medida sobre el costado del buque, a la mitad de la flotación en carga, desde esta flotación a la intersección de la superficie exterior del costado con la cara alta de la cubierta, forrada de madera o de plancha.

La intersección citada se llama *línea de cubierta* y se marca a los costados del buque con una recta de un pie de longitud y una pulgada de gruesa, cuyo canto alto coincide con la línea teórica.

Las flotaciones más altas que admite el barco son diferentes según los mares y estaciones en que navega y todas ellas se marcan a partir de la línea de cubierta sobre los costados del buque.

Para hacerlas bien visibles se usa el llamado *disco de máxima carga*, que se traza

trazan las de mares tropicales, invierno, invierno en el Atlántico Norte y la de agua dulce que es la única que se traza hacia popa.

La flotación de invierno se obtiene agregando al franco bordo de verano 1/4 de pulgada por cada pie de puntal desde el canto alto de la quilla hasta el centro del disco. El franco bordo en mares tropicales se halla restando del de verano, la misma cantidad anterior. El franco bordo de invierno en el Atlántico Norte es dos pulgadas mayor que el de invierno ordinario y el franco bordo en agua dulce se obtiene deduciendo del de agua salada una cantidad igual al cociente del desplazamiento en agua salada, por cuarenta veces las toneladas de inmersión por pulgada en agua salada, en la línea de carga.

*Puntal de franco bordo* es la altura desde

el canto alto de la quilla hasta el canto alto de la cubierta de f. b. en el costado.

La relación normal que se considera, de eslora a puntal es 12 y cuando es distinta han de hacerse correcciones en el f. b. de las tablas.

Para los buques tipos, las tablas dan directamente el franco bordo y para un buque cualquiera hay que tener en cuenta un gran número de circunstancias que, mediante fórmulas convenientes, hacen que se corrija el franco bordo, del buque tipo de que se parte, para llegar al definitivo. Para formarse una idea de las correcciones a que puede haber lugar, enumeramos las circunstancias que en ellas influyen, sin entrar a detallar nada, pues ello se saldría del objeto de esta conferencia.

La eslora.  
El arrufo.  
El coeficiente de afinamiento.  
Las superestructuras.  
El forro de cubierta.  
La brusca de los baos.  
La altura del entrepuente en los buques tipo spar-deck.  
Área de las portas de descarga en los buques de pozo o well-deck.  
Comunicación entre el alojamiento de la maquinaria y la ciudadela en los well-deck.  
Los escantillones.  
La marca de clasificación.

A todas estas correcciones hay que añadir la influencia de los cierres en las partes altas que pueden ser más o menos firmes.

\* \* \*

La cuarta misión de las sociedades clasificadoras es la inspección periódica de los buques, que empieza durante su construcción y que luego se reproduce, según los casos y las partes del buque, en plazos variables de uno a cuatro años, pero abarcando todos los extremos, desde el reconocimiento en dique del casco, hasta la comprobación del funcionamiento y seguridad de máquinas y calderas. Estos reconocimientos, en los cuales se ordenan las reparaciones necesarias, pierden su periodicidad al hacerse tales reparaciones, pues entonces deben reconocerse nuevamente, lo mismo que

cuando, por iniciativa propia del armador, se hacen obras o reparaciones en el barco.

\* \* \*

Todo lo que hemos expuesto, tan a la ligera, no tiene otro objeto que dar una breve idea de la materia, que en sí es muy vasta, y nos hemos referido a buques de acero y de vapor, pero para los de madera, y vela, así como para los buques especiales hay derivaciones de lo dicho, aunque los principios fundamentales sean los mismos.

\* \* \*

Por último diremos unas palabras sobre compartimentaje estanco de barcos.

Este se hace por medio de mamparos estancos y, como es lógico, la condición de cada compartimiento, es que inundado, no produzca el hundimiento del buque. Para conseguirlo se fija una cubierta de mamparos, hasta la que llegan estos y por debajo de esta cubierta se traza a 3 pulgadas una línea que se llama *de margen*, a la cual se condiciona no llegue el agua nunca.

Se denomina longitud inundable en un punto del barco, a la eslora que se podría inundar con ese punto como centro, sin que el barco metiera en el agua ningún punto de la línea de margen. Claro está que en este cálculo entran un gran número de factores, como las formas del barco, la situación del punto, y la *permeabilidad de carga*. Esta última es la proporción de agua a volumen del compartimiento teniendo en cuenta la clase de carga que pueda llevar.

Esas longitudes inundables no son la separación exacta de mamparos, sino que para obtener la longitud real de los compartimientos todavía se dividen las longitudes inundables, por determinados factores.

Lo dicho son únicamente, ligeras ideas sobre materia tan vasta, para hacer comprender la importancia de las Sociedades Clasificadoras así como la labor de los Inspectores de Puertos cumplidores y encargados de hacer cumplir los preceptos técnicos, que quien desee conocer más a fondo podrá encontrar en los Reglamentos de tales Sociedades y en gran número de publicaciones técnicas.

# Apuntes sobre la influencia del movimiento de los líquidos libres en la seguridad de los buques en la mar

Comunicación leída el día 20 de Mayo en el Congreso de Ingeniería Naval

por Miguel Rechea Ingeniero Naval

**S**upongamos un buque de pasaje de las características aproximadas siguientes:

|   |                 |
|---|-----------------|
| Eslora . . . . .  | 140 m.          |
| Manga . . . . .   | 17 "            |
| Puntal . . . . .  | 7,30 "          |
| Calado . . . . .  | 6,20 "          |
| Desplazamiento 11.000 toneladas con 500 toneladas en los tanques. |                 |
| Valor de G-M inicial .  | 0,12 m.         |
| Altura del metacentro. 7,35 "                                     | sobre la quilla |
| Altura del C. D. G. .   | 7,20 " " "      |

Supongamos que este buque disponga de varios tanques del doble fondo; comunicados de banda a banda por aligeramientos en la quilla vertical; de 1,20 metros de altura, de una capacidad llenos de 880 tons. y de sección prácticamente constante.

A.—Consideremos el caso en que estos tanques estén llenos de agua dulce, solamente hasta una altura o nivel interior de 0,80 m. conteniendo unas 500 toneladas y pasemos a estudiar cómo puede influir en las condiciones de seguridad de la nave el movimiento que los balances imprimen a la masa líquida libre.

Con este objeto comparemos esta situación con la del mismo buque suponiendo que el líquido no puede tomar movimiento, bien por ocupar todo el volumen del tanque, bien porque se considere solidificado para este estudio.

Supongamos que en la posición de adrizado el C. de G. del líquido del tanque y del buque (G) están situados en el plano diametral.

Cuando el buque se inclina, ninguno de estos dos centros se salen del plano diametral.

La curva estabilidad con inclinaciones puede representarse por la 0,80a (lámina I) y las ordenadas son las del cuadro (A "a" columna (y).

Si el líquido tiene libertad para moverse con independencia del buque, al escorar éste, el nivel interior del líquido del tanque varía, su centro de gravedad se separa del plano diametral y el centro de gravedad del conjunto (buque), en consecuencia, se desvía también de este plano.

Para apreciar estas desviaciones se han trazado los diferentes niveles interiores, correspondientes a las diversas inclinaciones limitando una misma capacidad (fig. 1.<sup>a</sup>, lám.<sup>a</sup> II) y determinando después gráficamente los diversos centros de gravedad de la masa líquida, su brazo de palanca y su momento proporcional, respecto del canto bajo (0) de la quilla. (Lámina II, fig. 3.<sup>a</sup>).

De este momento se deduce la desviación del diametral del C. de G. del buque, de G° a G' (lám.<sup>a</sup> III, fig. 1.<sup>a</sup>) y la disminución del par adrizzante por estar referido a G', en vez de estar referido a G°; y cuyo brazo está representado por C. G'<sub>1</sub>. Deduciendo esta cantidad de cada una de las ordenadas y de la curva de estabilidad, supuesto el líquido inmóvil, antes referido, se obtendrán las nuevas ordenadas de la curva de estabilidad, (y) influidas ya por el movimiento del líquido, para cada inclinación.

Refiriéndonos en primer lugar a ligeras inclinaciones supondremos el buque en puerto y que estando adrizado ha sido inclinado *por una causa cualquiera*, al desaparecer esta, al adrizarse, se queda con una escora permanente.

Si la posición de adrizado era una posición de equilibrio estable, es decir que la curva de estabilidad (sin corregir) era positiva desde cero en las primeras inclinaciones (o hasta unos 15°), al desaparecer la citada causa, el buque tenderá a adrizarse deteniéndose en la inclinación en que el par del tanque sea igual al del

## CUADRO A

|   |        | Tanque corrido<br>"a" |   |                     |   | Tanque dividido<br>"b"    |                    |       |                        |
|---|--------|-----------------------|---|---------------------|---|---------------------------|--------------------|-------|------------------------|
| Nivel interior . . . . .                |        |                       | 0,80 m  |                     |   |                           |                    |       | 0,80 m                 |
| Área sumergida . . . . .                |        |                       | 8,23 m <sup>2</sup>   |                     |   |                           |                    |       | $\frac{1}{2} 8,23 m^2$ |
| Tons. p. . . . .                        |        |                       | 500   |                     |   |                           |                    |       | $\frac{1}{2},500$      |
| Desplaz <sup>to</sup> . tons. . . . .   |        |                       | 11.000  |                     |   |                           |                    |       | 11.000                 |
| $y - \frac{y^3}{12} = \alpha . . . . .$ |        | $y = 14^m, 70;$       | $\alpha = 32,23 m$  |                     |   | $y = \frac{14^m, 70}{2};$ | $\alpha = 16,15 m$ |       |                        |
| $\frac{P}{D} = K . . . . .$             |        |                       | 0,0454  |                     |   |                           |                    |       | 0,0454                 |
| 0 G. . . . .                            |        |                       | 7,20 m  |                     |   |                           |                    |       |                        |
| Grados                                  | Senos  | $og_1$                | $Kog_1$   | $y$                 | $y'$  | $og_1$                    | $Kog_1$            | $y$   | $y'$                   |
| 2 1/2                                   | 0,0436 |                       |   |                     |   |                           |                    |       |                        |
| 5 1/2                                   | 0,0958 | 1 <sup>m</sup> ,700   | - 0 <sup>m</sup> ,077 + 0 <sup>m</sup> ,016 - 0 <sup>m</sup> ,061 | 0 <sup>m</sup> ,900 | - 0 <sup>m</sup> ,040 + 0 <sup>m</sup> ,016 - 0 <sup>m</sup> ,024 |                           |                    |       |                        |
| 9                                       | 0,1560 | 2 ,100                | - 0 ,095 + 0 ,029 - 0 ,066  | 1 ,120              | - 0 ,051 + 0 ,029 - 0 ,022  |                           |                    |       |                        |
| 15                                      | 0,2590 | 2 ,400                | - 0 ,109 + 0 ,060 - 0 ,049  | 1 ,244              | - 0 ,055 + 0 ,060 + 0 ,005  |                           |                    |       |                        |
| 30                                      | 0,5000 | 2 ,350                | - 0 ,105 + 0 ,330 + 0 ,225  | 1 ,280              | - 0 ,058 + 0 ,330 + 0 ,272  |                           |                    |       |                        |
| 45                                      | 0,7070 | 3 ,300                | - 0 ,103 + 0 ,620 + 0 ,517  | 1 ,250              | - 0 ,056 + 0 ,620 + 0 ,563  |                           |                    |       |                        |
| 60                                      | 0,8660 | 1 ,900                | - 0 ,086 + 0 ,420 + 0 ,334  | 1 ,240              | - 0 ,055 + 0 ,420 + 0 ,365  |                           |                    |       |                        |
| 75                                      | 0,9660 | 1 ,550                | - 0 ,070 - 0 ,045 - 0 ,115  | 0 ,800              | - 0 ,036 - 0 ,045 - 0 ,082  |                           |                    |       |                        |
| 90                                      | 1,0000 | 0 ,600                | - 0 ,027 - 0 ,510 - 0 ,537  | 0 ,600              | - 0 ,027 - 0 ,510 - 0 ,537  |                           |                    |       |                        |
| áreas dcm <sup>2</sup> .                |        |                       | 38,38   | 26,45               |   |                           |                    | 38,38 | 30,92                  |

Determinación de las nuevas ordenadas de las curvas en estos casos:

Tomando momentos con relación a 0 (Lámina III, figura 1) se obtiene aproximadamente:

$$0G'_o = \frac{P}{D} og_o = G'G^o; \quad Kog_o \cos. \theta = G'G^o \cos. \theta; \quad Kog_1 = G_1'G_1^o = MG_o - MG'_o = y - y'$$

$$y' = y - Kog_1$$

NOTA.—Las nuevas ordenadas de las curvas en estabilidad para los niveles interiores de 0<sup>m</sup>,20, 0,40, 0,60, 1,00 han sido deducidos por análogo procedimiento.

|  |  | Líquido inmóvil      | Tanque corrido        | Tanque dividido |
|--|--|----------------------|-----------------------|-----------------|
| Estabilidad positiva. . . . .                        |  | Desde 0 <sup>o</sup> | Desde 21 <sup>o</sup> | Desde 150       |
| íd. (ordenada a 45 <sup>o</sup> ) . . . . .          |  | 62 c/m               | 52 c/m                | 57 c/m          |
| íd. (ordenada nula) a. . . . .                       |  | 73'5 <sup>o</sup>    | 70 <sup>o</sup>       | 71 <sup>o</sup> |
| Área total de la curva en dcm <sup>2</sup> . . . . . |  | 38,38                | 24,60                 | 30,90           |

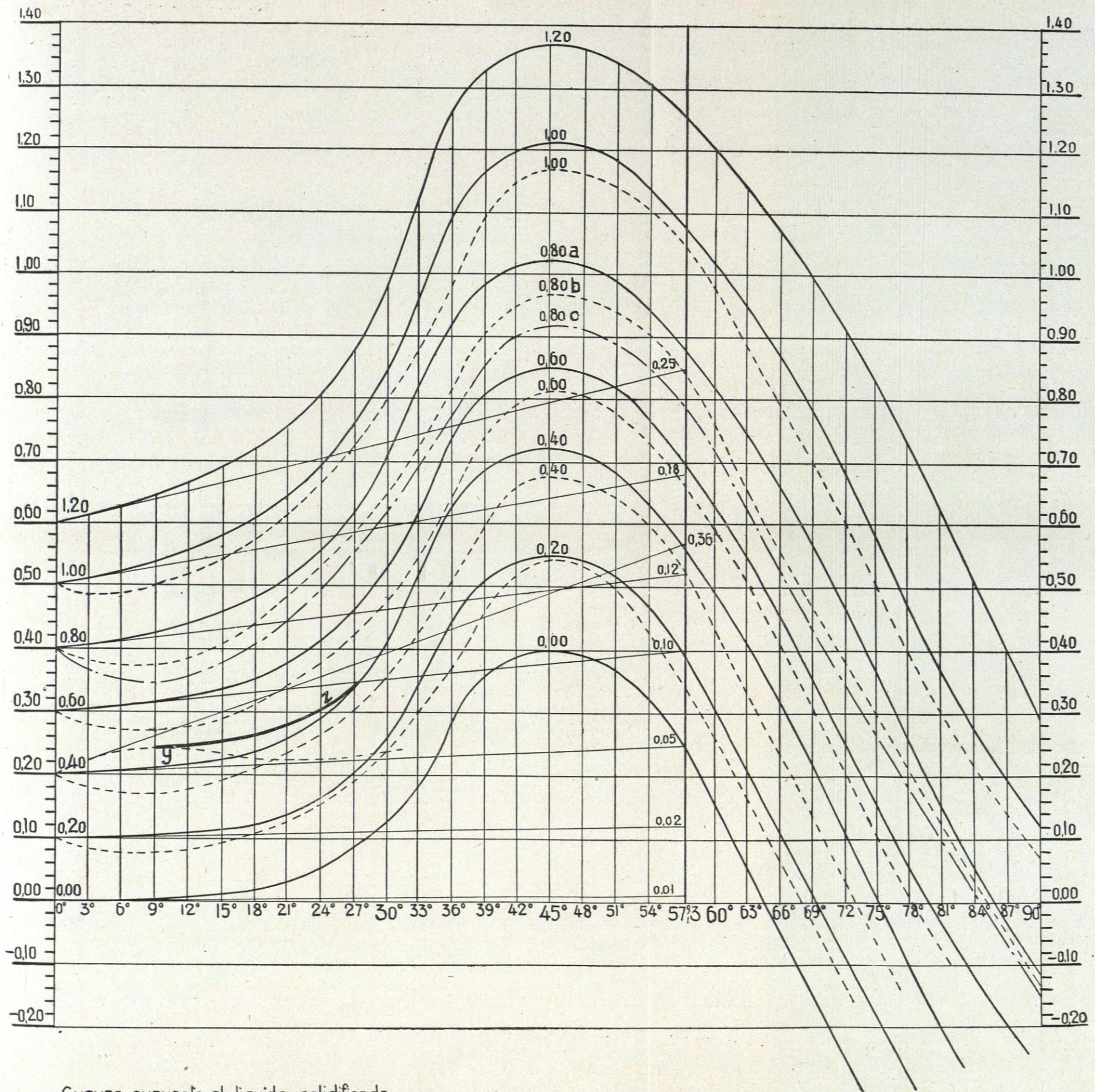
## CUADRO B

## Correcciones de las escoras

| S O B R E B A B O R    |      |                           |                           |                       | Sobre estribo             |
|------------------------|------|---------------------------|---------------------------|-----------------------|---------------------------|
| Niveles interiores (1) |      | $\frac{0.4 B}{0.4 E}$ (2) | $\frac{0.4 B}{0.6 E}$ (3) | $\frac{0.4 B}{0.7 E}$ | $(4) \frac{0.4 B}{0.7 E}$ |
| Toneladas              |      | 100<br>100                | 100<br>161                | 100<br>211            | 100<br>211                |
| K                      |      | 0.20                      | 0.24                      | 0.28                  | 0.28                      |
| Inclinación            | Caso | og                        | Kog                       | + y                   | y'                        |
| 0°                     | (1)  | 0.000                     | 0.0000                    | 0.0000                | 0.0000                    |
|                        | (2)  | + 0.854                   | + 0.0205                  | 0.0000                | + 0.0205                  |
|                        | (3)  | + 1.320                   | + 0.0370                  | 0.0000                | + 0.0370                  |
|                        | (4)  | - 1.320                   | - 0.0370                  | 0.0000                | - 0.0370                  |
| 2 $\frac{1}{2}$ °      | (1)  | - 0.900                   | - 0.0180                  | + 0.00044             | - 0.0175                  |
|                        | (2)  | + 0.129                   | + 0.0031                  | + 0.0022              | + 0.0053                  |
|                        | (3)  | + 0.630                   | + 0.0176                  | + 0.0035              | + 0.0211                  |
|                        | (4)  | - 1.770                   | - 0.0496                  | + 0.0035              | - 0.0461                  |
| 5 $\frac{1}{2}$ °      | (1)  | - 1.450                   | - 0.0290                  | + 0.0028              | - 0.0262                  |
|                        | (2)  | - 0.448                   | - 0.0108                  | + 0.0067              | - 0.0041                  |
|                        | (3)  | + 0.068                   | + 0.0019                  | + 0.0096              | + 0.0115                  |
|                        | (4)  | - 2.227                   | - 0.0624                  | + 0.0096              | - 0.0528                  |
| 9°                     | (1)  | - 2.100                   | - 0.0420                  | + 0.00614             | - 0.0359                  |
|                        | (2)  | - 1.082                   | - 0.0260                  | + 0.0125              | - 0.0135                  |
|                        | (3)  | - 0.485                   | - 0.0136                  | + 0.0152              | + 0.0016                  |
|                        | (4)  | - 2.716                   | - 0.0760                  | + 0.0152              | - 0.0608                  |
| 15°                    | (1)  | - 2.450                   | - 0.0490                  | + 0.0260              | - 0.0230                  |
|                        | (2)  | - 1.446                   | - 0.0347                  | + 0.0363              | + 0.0016                  |
|                        | (3)  | - 0.785                   | - 0.0220                  | + 0.0440              | + 0.0220                  |
|                        | (4)  | - 3.071                   | - 0.0860                  | + 0.0440              | - 0.0420                  |
| 20°                    | (1)  | - 2.517                   | - 0.0503                  | + 0.0786              | + 0.0286                  |
|                        | (2)  | - 1.516                   | - 0.0364                  | + 0.0923              | + 0.0559                  |
|                        | (3)  | - 0.845                   | - 0.0237                  | + 0.1026              | + 0.0789                  |
|                        | (4)  | - 3.151                   | - 0.0882                  | + 0.1026              | + 0.0144                  |
| 30°                    | (1)  | - 2.650                   | - 0.0530                  | + 0.2500              | + 0.1970                  |
|                        | (2)  | - 1.562                   | - 0.0399                  | + 0.2700              | + 0.2301                  |
|                        | (3)  | - 0.966                   | - 0.0270                  | + 0.2850              | + 0.2580                  |
|                        | (4)  | - 3.310                   | - 0.0927                  | + 0.2850              | + 0.1923                  |

LAMINA I

Escala: 150 % • 1 m.



Curvas supuesto el líquido solidificado.

Id. estando el líquido libre (tanque dividido).

Id. id. id. id ( id corrido).

Id. y-z corrección.

IN

Incl

2

5

29

LAMINA II

Fig. 1.

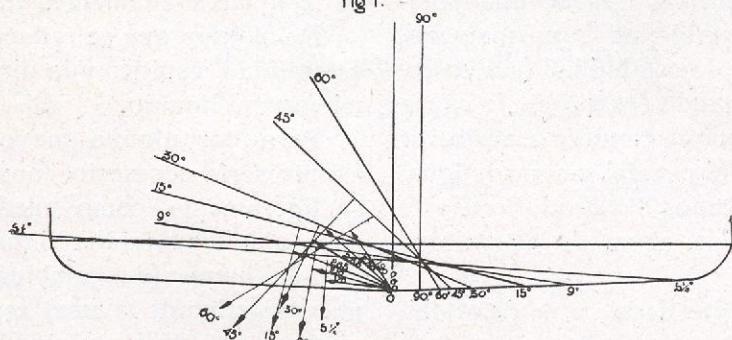


Fig. 2.

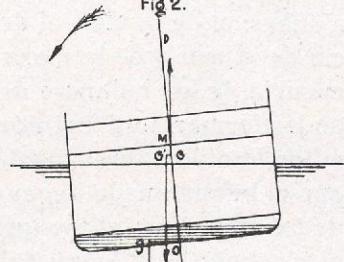


Fig. 5.

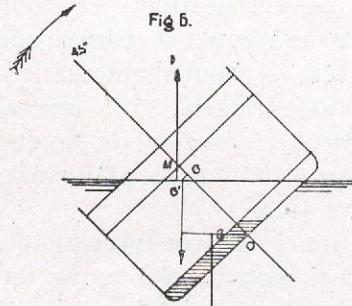


Fig. 3.

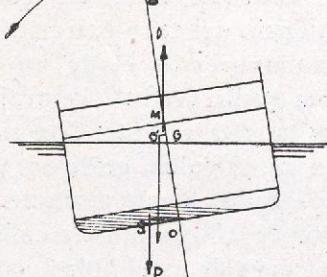


Fig. 7.

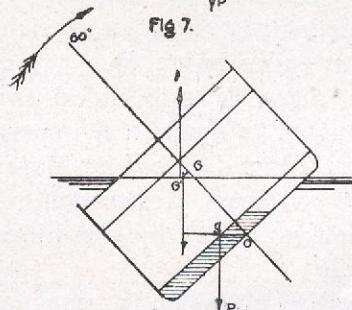


Fig. 4.

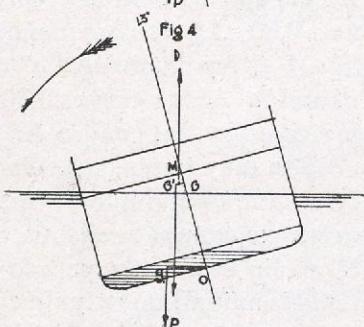
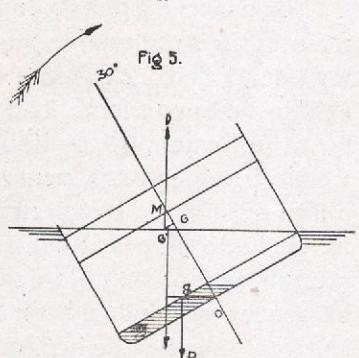
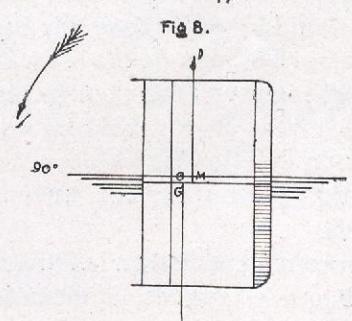


Fig. 8.



buque que en este caso es de unos  $7\frac{1}{2}$  grados (fig. 2.<sup>a</sup>).

Si la posición de adrizado fuese una posición de equilibrio inestable, en la misma zona, de  $0^\circ$  a  $15^\circ$ , y la curva de estabilidad (sin corregir) fuese negativa, cuando desaparece la causa de la inclinación, el buque empieza a adrizar y se detiene cuando el par del tanque es igual al del buque, es decir unos  $8\frac{1}{2}$  grados en este caso (fig. 3.<sup>a</sup>) en que la curva de estabilidad corregida es cero.

Pero si las ordenadas de la curva de estabilidad ya corregidas, fuesen positivas en toda esta zona, una vez desaparecida la causa que produjo la inclinación, el buque automáticamente, no solamente se adrizaría, sino que al mismo tiempo el centro de gravedad del tanque volvería a su posición primitiva, al plano diametral. (Fig. 2.<sup>a</sup>, curva y-z).

Puede evitarse aquel defecto prestándole atención al preparar el proyecto del buque haciendo un estudio preliminar del servicio de los tanques para deducir la curva en servicio de los valores del par en los balances.

Si se trazara la curva de estabilidad con inclinaciones del buque, tangente a esa curva en su origen, serían positivos todos los valores de las ordenadas de la curva, descontada la influencia del movimiento de los líquidos libres (Lam.<sup>a</sup> III-fig.<sup>a</sup> 2.<sup>a</sup> y 3.<sup>a</sup>)

Supongamos ahora el buque en la mar navegando y la masa líquida moviéndose en los balances. Las nuevas ordenadas de las curvas de estabilidad corregidas para cada inclinación de  $0^\circ$  a  $90^\circ$ , se obtendrán de los valores primitivos (y) deduciéndo de ellos los valores del par del tanque (Kog) para tener los nuevos valores, (y') (Lam.<sup>a</sup> I).

Los pequeños croquis demuestran las diversas posiciones del buque y tanques, indicando los elementos variables más importantes.

Para que la comparación sea más completa, se han hallado las áreas de estas curvas sobre la línea base hasta  $90^\circ$  (descontando la parte negativa) que representa la energía de que puede disponer el buque en cada caso, para resistir, antes de zozobrar.

Superpuestas estas curvas 0,80a y cero 800, se obtendrá que las ordenadas de la primera son superiores a las de la 2.<sup>a</sup>; que la primera es siempre positiva y la 2.<sup>a</sup> negativa, desde  $0^\circ$  hasta  $18^\circ$  próximamente.

Las áreas son: 38,8 y 24,6 dm<sup>2</sup>., respectivamente, es decir, una reducción de energía de un 40 % aproximadamente.

De manera que se reducen notablemente la estabilidad estática y la dinámica con el movimiento del líquido.

Para dar alguna mayor amplitud a este asunto sería necesario considerar, aunque fuese ligeramente, como puede afectar el movimiento de los líquidos libres al movimiento pasivo del buque (en combinación con el movimiento activo de la mar) resultante de tres movimientos periódicos, simultáneos y diferentes, a saber: el de la mar, el del buque, consecuencia de la mar y de la masa líquida libre, consecuencia de los balances del buque, con el fin de poder formar una opinión técnica fundada, de si los líquidos libres pueden favorecer o evitar que el buque pueda llegar a moverse al compás de las olas con el peligro consiguiente; pero este estudio está fuera del alcance de este escrito.

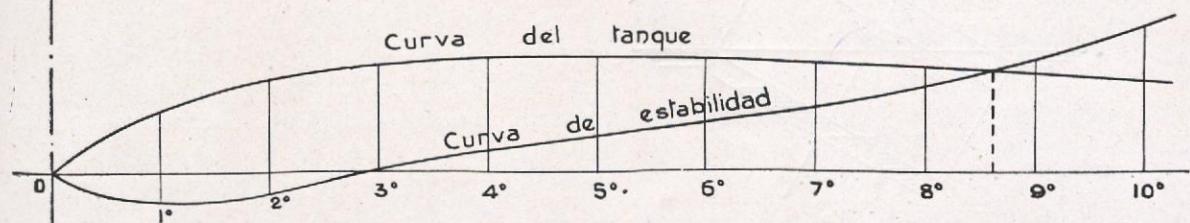
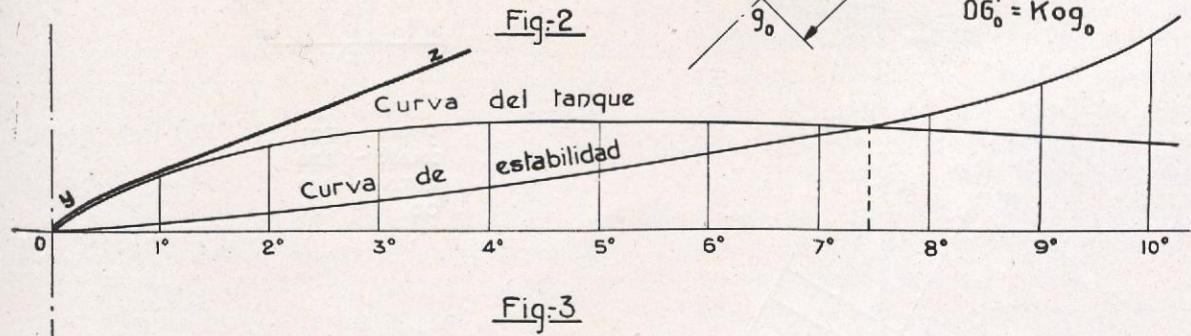
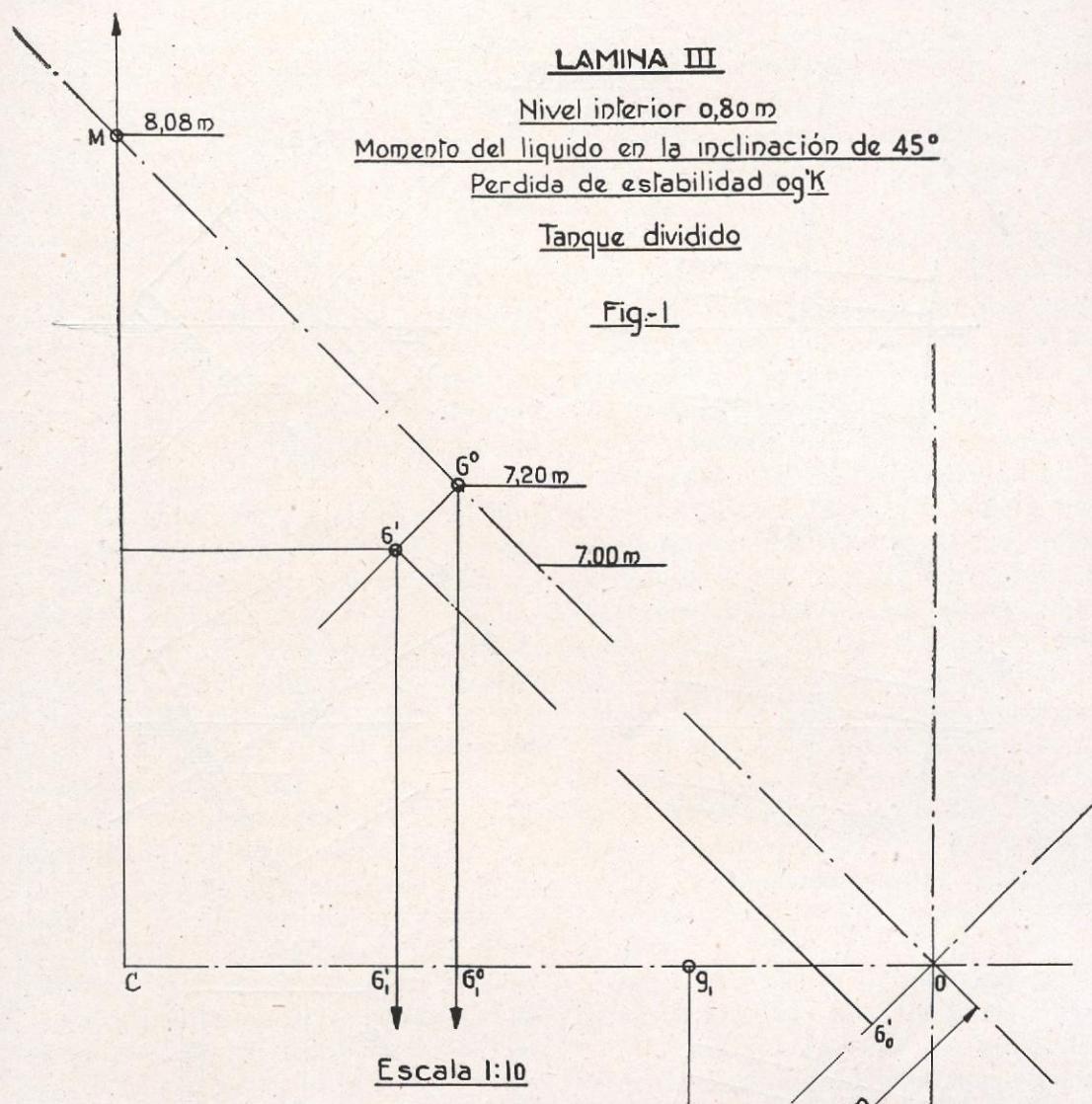
Una vez examinada como preparación la influencia del caso extremo de un tanque corrido examinaremos el de un tanque dividido por una quilla vertical central estanca, como ocurre corrientemente. Con este fin se han repetido los cálculos gráficos y pequeños croquis, adaptados a esta variante para un nivel interior de 0,80 m. igual a cada banda y obtenido la curva de estabilidad correspondiente (Lámina I 0,80 c.) y los pequeños croquis (Lám.<sup>a</sup> IV figs. 1 al 7 y cuadro A "b" columna y). La comparación de las curvas 0,80 m. a.—0,80 m. b. se indica al pie del cuadro A.

Son muy importantes las ventajas que ofrece el tanque dividido al centro y todavía se podrían mejorar si se dispusiese alguna vagra intermedia estanca, cuya adopción facilita el sistema longitudinal actualmente en uso.

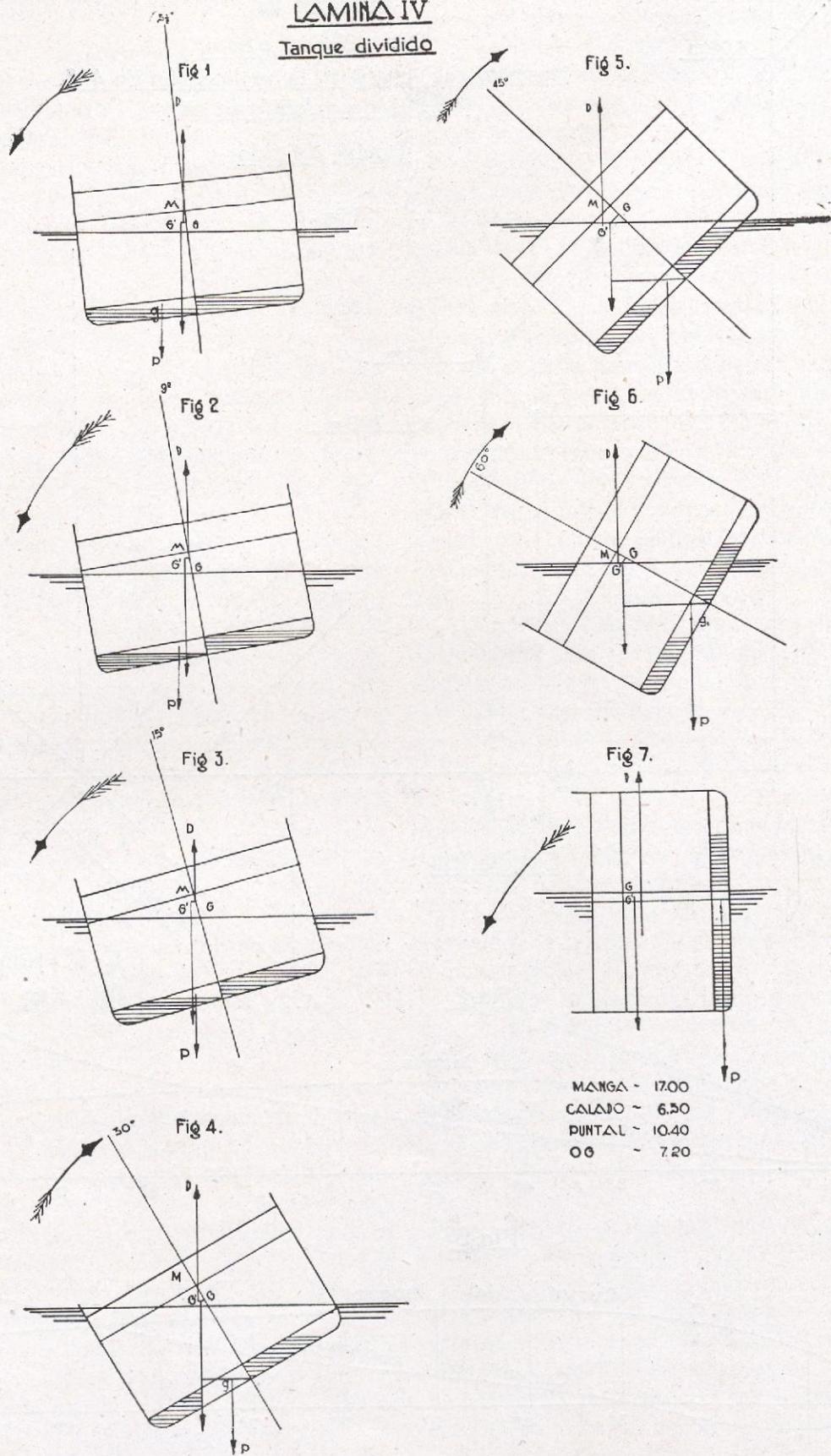
Las características adoptadas, son las corrientes en un buque de pasaje, excepto el valor inicial de 0'12 m. para G. M., que está por debajo de lo corriente, con el fin de hacer resaltar la influencia de los líquidos libres.

No produce pues, ventaja y puede producir algún trastorno, en circunstancias difíciles el movimiento de pesos dentro del buque, sólidos o líquidos (corrimiento de carga etc., etc.) y debe procurarse evitarlo en los segundos como se trata de evitar de hecho en los primeros.

La determinación gráfica de la posición va-



LAMINA IV  
Tanque dividido



riable del centro de gravedad de la masa líquida, punto de partida de estos razonamientos se ha verificado en una escala reducida de 1/50; lo que puede afectar a la exactitud rigurosa de las cifras resultantes; pero que se considera con la suficiente aproximación, para el objeto de estos apuntes.

C.—Estudiada la cuestión para un nivel intermedio, parece razonable extender este estudio a otros niveles diferentes para llegar a conocer las circunstancias porque pasarán las condiciones de seguridad de un buque durante la inundación o el achique completo de un tanque en plena navegación.

Con este fin se han reproducido los cálculos anteriores para un tanque con *división central*, para niveles interiores de 0,20 m., 0,40, m., 0,60 m., 0,80 m., 1.00 m.

Los resultados aparecen en el cuadro A, para un nivel de 0,80 m. y las curvas de estabilidad de la (Lám.<sup>a</sup> I) trazadas sobre la que corresponden al líquido quieto o solidificado para facilitar la comparación.

El resultado es el representado en el gráfico resumen (Lám.<sup>a</sup> V) que se acompaña.

La curva a. b. c. marca para cada nivel la inclinación a la cual la estabilidad empieza a ser positiva, o sea, la escora que tomará el buque en puerto, si se inclinase por cualquier causa, pues en estas situaciones el par del líquido del tanque es igual al par de estabilidad del buque. Esta escora es nula en todos los casos cuando el líquido se considera inmóvil por suponer G. M.; positivo y por lo tanto las posiciones iniciales son de equilibrio estable.

La curva d. e. f. es la de las áreas totales de las varias curvas en el supuesto del líquido solidificado; y la (d. g. f.) con el líquido libre: los puntos d. y f. son naturalmente comunes a ambas curvas.

Conforme se achica el tanque supuesto lleno, van empeorando las condiciones de estabilidad, correspondiendo la mayor escora, de unos 18.<sup>o</sup> a un nivel interior de 0,40 m., así como también la mayor diferencia en las áreas; y por el contrario mejoran conforme se llena.

El achique o inundación del tanque es una operación de horas, mientras que la duración de los balances es de segundos; por consiguiente, se pueden considerar constantes a los efectos de la seguridad del buque durante cada ba-

lance, el nivel, paso del líquido, desplazamiento, curva, de estabilidad, etc., etc. y aplicables a cualquier nivel las condiciones que se deducen del gráfico para cada inclinación, lo que puede en cierto modo servir de ilustración a la oficialidad del buque.

De esta curva se deduce el nivel interior del tanque que más perjudica la estabilidad, para el cual se debería trazar la curva de momentos en los tanques a que se hace referencia anteriormente al tratar de prevenir estas escoras al estudiar el proyecto del buque.

Pero es fácil comprender, teniendo a la vista el gráfico, (Lám.<sup>a</sup> V) y las curvas (Lám.<sup>a</sup> I) que esta escora inicial no es indicio, en manera alguna, de una falta ni de una disminución general de estabilidad del buque; pues para el nivel interior 0,00—(tanque vacío) en que aquel está adrizado el área de la curva de estabilidad da un valor de 14,5 dm.<sup>2</sup>, y para el nivel 0,40 m. en que el buque puede tomar una escora de unos 17,5<sup>o</sup>, el área de la curva es de unos 21 dm.<sup>2</sup> una mitad mayor; y por otra parte, las ordenadas de estas curvas, con líquidos libres, están muy por encima de las de la curva 0,00 del tanque vacío. Análogo resultado se obtendrá para cualquier nivel interior intermedio de 0,00 m. al 20 m.

No debe perderse de vista, que la posición de adrizado es una posición de equilibrio estable, siempre que en ella y sus proximidades el valor de G. M. sea positivo, aún cuando el buque al inclinarse por cualquier causa, tome una escora permanente, a causa del descentrado de los líquidos o sólidos libres a bordo.

D.—Corrección de escoras iniciales debidas al movimiento de líquidos libres a bordo.

Corregir una escora inicial en puerto es hacer pasar el buque de esta posición inclinada a una posición vertical de equilibrio estable; para lo cual es preciso, que la curva de estabilidad, corregida del movimiento de los líquidos libres, sea positiva en la posición vertical y en las inclinaciones iniciales.

Si se examina la serie de curvas de estabilidad con inclinaciones ya corregidas de la (Lám.<sup>a</sup> I) para niveles interiores desde 0,20 a 1 m., se observará: que en el buque en cuestión, en ninguna de ellas se cumple esta condición pues las ordenadas son negativas en las inclinaciones iniciales y por tanto el buque no se mantendrá en la posición vertical sino que to-

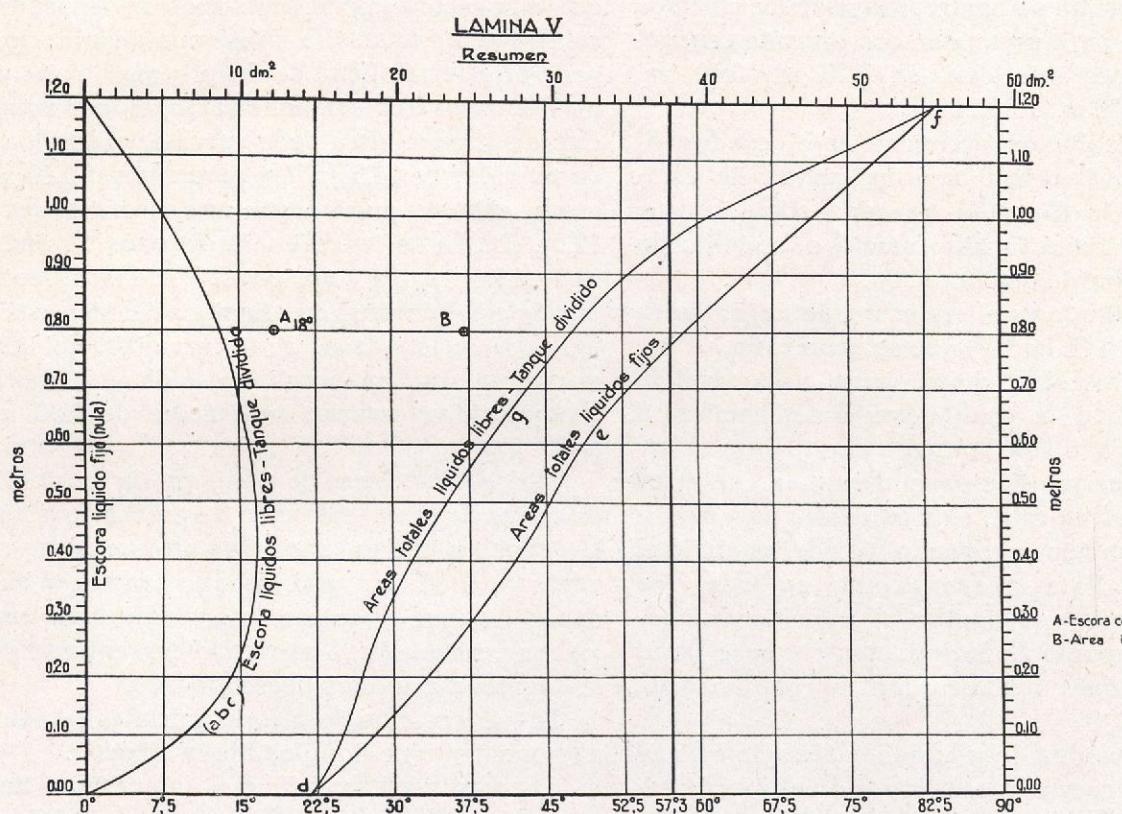
mará una escora que las mismas indican con la ordenada cero.

Además cuando se trata de adrizarlo anegando o achicando tanques, es lo más probable que queden pesos distintos a una y otra banda de manera que el buque no puede mantenerse en la vertical pues los niveles interiores en esta posición serán horizontales y los c. d. g. muy poco diferentes; el buque caerá de la banda del tanque que contenga mayor peso. (Lam. VI, fig. 4).

Consecuencia de lo anteriormente expuesto es que deben resultar infructuosos todos los

nará y tomará una escora permanente de  $18^{\circ}$  que supondremos sobre el costado de babor.

En esta situación se trata de adrizar el buque y con este objeto se aumenta la cantidad de agua en el tanque lateral de estribor, en niveles sucesivos de 0,60 m., 0,70 m. y 0,80 m. en el interior del tanque. Si se introduce en el tanque de estribor la cantidad de agua necesaria para pasar del nivel de 0,40 m. al nivel de 0,60 m. el buque se levantará de babor y cuando alcance el nivel de 0,60 m. se detendrá en una inclinación en que se igualen el par del tanque y el del buque, es decir en aquella en que la or-



intentos que se hagan manejando los líquidos de los tanques en un buque de las condiciones del que se considera, para corregir las escoras iniciales que, tome por la causa expresada.

Como aclaración de las anteriores consideraciones estudiaremos un caso concreto. (Lámina VII y Lam. VI).

Supongamos el que representa la curva  $\frac{0,4}{0,4}$  de nivel interior a una y otra banda, y que el buque en puerto se separa de la posición vertical por una causa cualquiera; el buque se incli-

denada de la curva de estabilidad corregida sea cero. Calculada y trazada la curva  $\frac{0,4m}{0,60}$  resulta esta inclinación de unos  $15^{\circ}$  que es la posición de equilibrio estable, pues la de  $4^{\circ}$  es posterior y de equilibrio inestable. Es decir que el buque pasará de  $18^{\circ}$  a  $15^{\circ}$ .

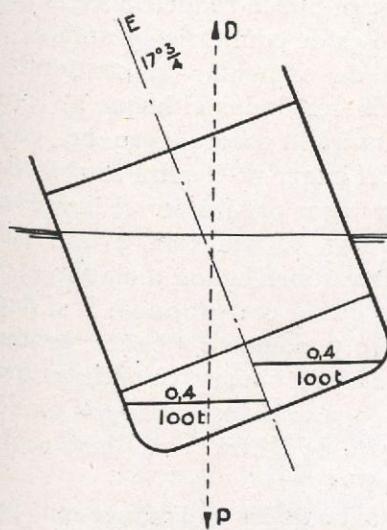
En esta situación sigamos tratando de adrizar el buque e introduzcamos la cantidad de agua necesaria en estribor para pasar del nivel 0,60 m. al nivel de 0,70 m.; y calculemos y trámemos análogamente la curva de estabilidad

LAMINA VI  
Correcciones

Inundación de tanques

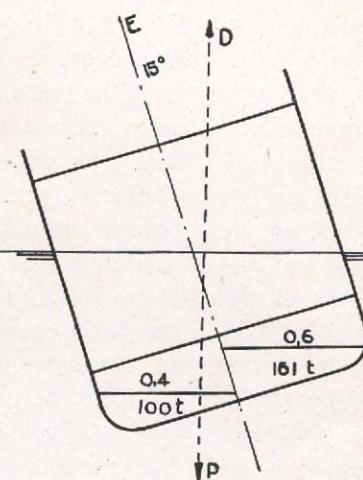
Croquis de varias situaciones especiales tomadas  
del gráfico.

Fig 1.



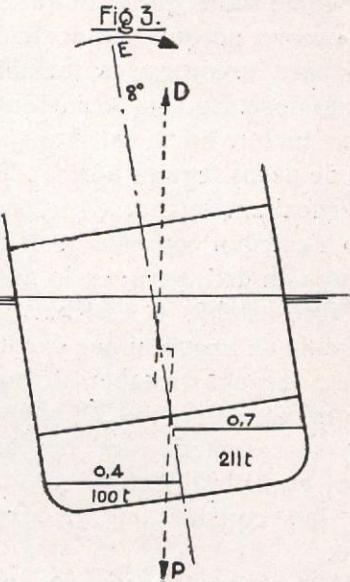
Estable  
Inicial

Fig 2.



Estable  
Llenando

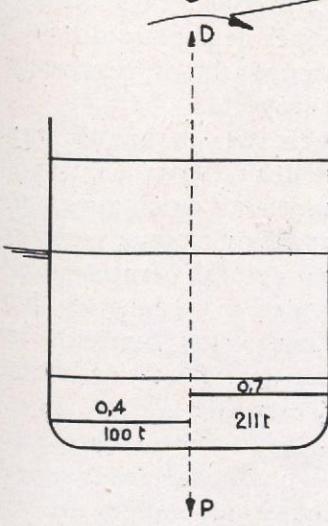
Fig 3.



Inestable  
Parada

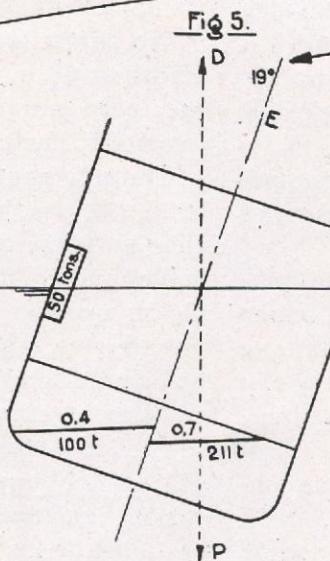
Babor

Fig 4.



Inestable  
Parada  
Centro

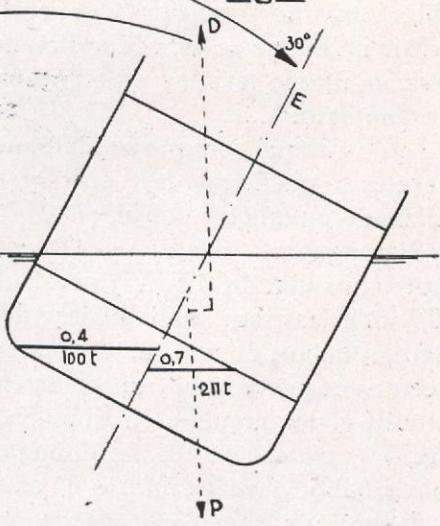
Fig 5.



Estable (permanente)  
Parada

Estarbor

Fig 6.



Inestable (máx incl.)  
Parada

Babor

Estarbor

corregida  $\frac{0,4m.}{0,7}$  y busquemos las inclinaciones en que las ordenadas de la curva son nulas. En este caso la curva es prácticamente tangente a la línea base y los dos puntos son uno solo en unos  $9.^{\circ}$  de inclinación. Pero no puede decirse como antes que el buque se mantendrá en esta escora; porque esta posición, si bien es estable para escorarse es inestable para seguir adrizzándose. En esta situación en cuanto el buque se incline hacia estribor (aun sin una adición de peso) seguirá adrizzándose pasando por la vertical sin detenerse (debido al exceso de peso a estribor con esta posición) hasta que se detenga en definitiva en la nueva posición de equilibrio estable a estribor, unos  $19.^{\circ}$  en que se iguala de nuevo el par del tanque y el del buque; después de haber alcanzado una inclinación máxima de unos  $30.^{\circ}$  para absorber el trabajo representado por las áreas (A) y (B) de babor y estribor. Este resultado está conforme con las consideraciones expuestas al principio.

Y no se cree necesario insistir más sobre ello, como por ejemplo, tratando de adrizar de nuevo el buque desde esta posición última de  $19.^{\circ}$  a estribor, que resultará igualmente infructuosa.

En resumen que manejando los tanques del doble fondo no se puede en general conseguir adrizar un buque de estas condiciones; a no recurrir en último término a llenarlos o vaciarlos por completo.

En los buques en que se disponen tanques laterales se puede intentar corregir las escoras utilizando un tanque lateral.

Supongamos que en la situación última considerada (fig. VI) niveles 0,4 a babor y 0,7 m. a estribor se dispusiese de un tanque lateral a babor; el cual tuviese poca manga y el centro de gravedad de su volumen a la altura del c. de g. del buque, para simplificar la cuestión, y se tratase de adrizar el buque inundándolo a babor para levantarla de estribor.

Habrá que considerar desde luego, según los fundamentos sustentados en un principio, que en la posición de adrizado esté en equilibrio, es decir que el momento del peso contenido en el tanque de estribor sea equilibrado por el de los pesos contenidos en el tanque de babor y en el tanque lateral. Con esta condición se determinará el peso que debe contenerse en este

tanque, que en el caso actual será de unas 50 toneladas próximamente.

Para averiguar la escora que tomará con este peso, se trazará la nueva curva de estabilidad corregida, teniendo en cuenta ese nuevo tanque.

Resuelta la curva negativa desde  $0.^{\circ}$  hasta  $14.^{\circ}$  es decir que se habrá reducido la escora de  $19.^{\circ}$  a  $14.^{\circ}$  sin que se pueda reducir más; la posición de adrizado es de equilibrio inestable.

Si se tratara de aumentar la cantidad de agua sobre las 50 toneladas el buque se levantarán y se disminuirá la escora, pero no podrá anularse, pues el buque no llegará a la vertical porque antes de llegar pasará por el punto crítico en que la curva es tangente a la base y caerá francamente sobre babor; tomando a esta banda la escora que le corresponda. Y si llegase, el mayor peso y momento a babor produciría igual resultado. Análogas consideraciones, que conducirán a resultados análogos pueden hacerse si se trata de utilizar con dicho objeto un peso lateral fijo.

Sería en cambio, eficaz disponer un peso fijo central situado debajo de C. de G. del buque, en cantidad y situación apropiadas para hacer positivo el valor inicial de G. M. en todos los casos, suprimiendo en esta forma las escoras iniciales a que nos referimos.

No parece fácil resolver esta cuestión a posteriori, es decir, después de construido el buque; pero parece menos difícil resolverla a priori al formular el proyecto.

Dada la importancia de un buque trasatlántico de pasaje que deba llevar para su servicio un número importante de tanques en el doble fondo; parece prudente poner como condición que no tome escoras permanentes en puerto; y en este caso, vale la pena de hacer un estudio preliminar de estos servicios para deducir la curva correspondiente de momentos de los tanques y disponer la curva de estabilidad del buque de manera que en las primeras inclinaciones sus ordenadas sean superiores a las de los tanques adoptando un valor conveniente inicial de G. M.

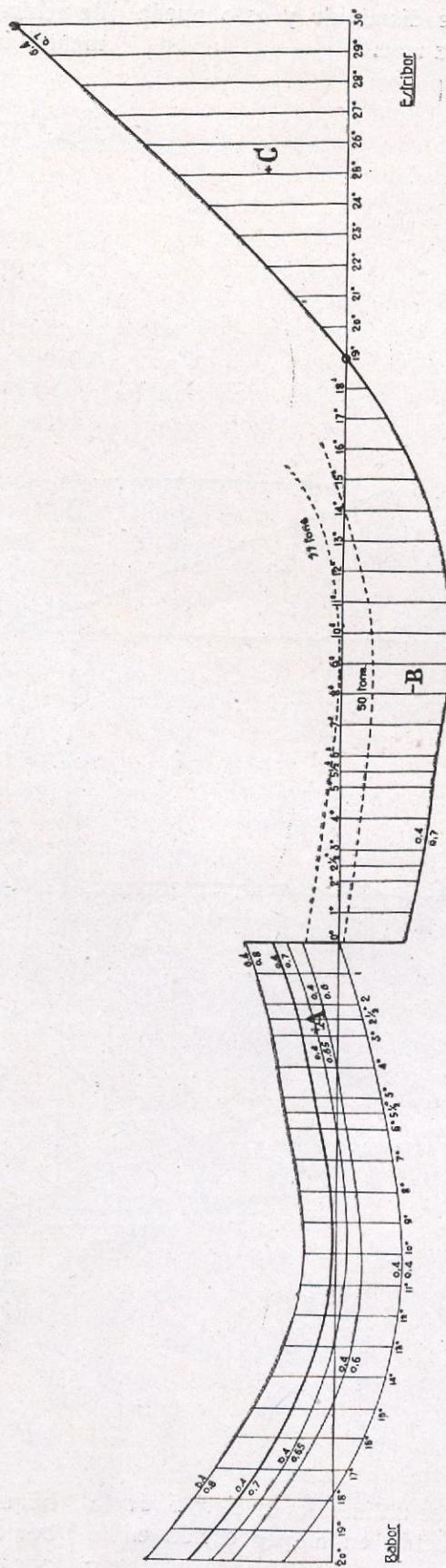
Se ha supuesto que estas correcciones se realizan en puerto, pero si se llevan a cabo navegando, deben tenerse muy presentes las condiciones de la mar y del viento.

Y para este caso será interesante y oportuno mencionar que puede haber casos que achi-

JULIO 1932

INGENIERIA NAVAL

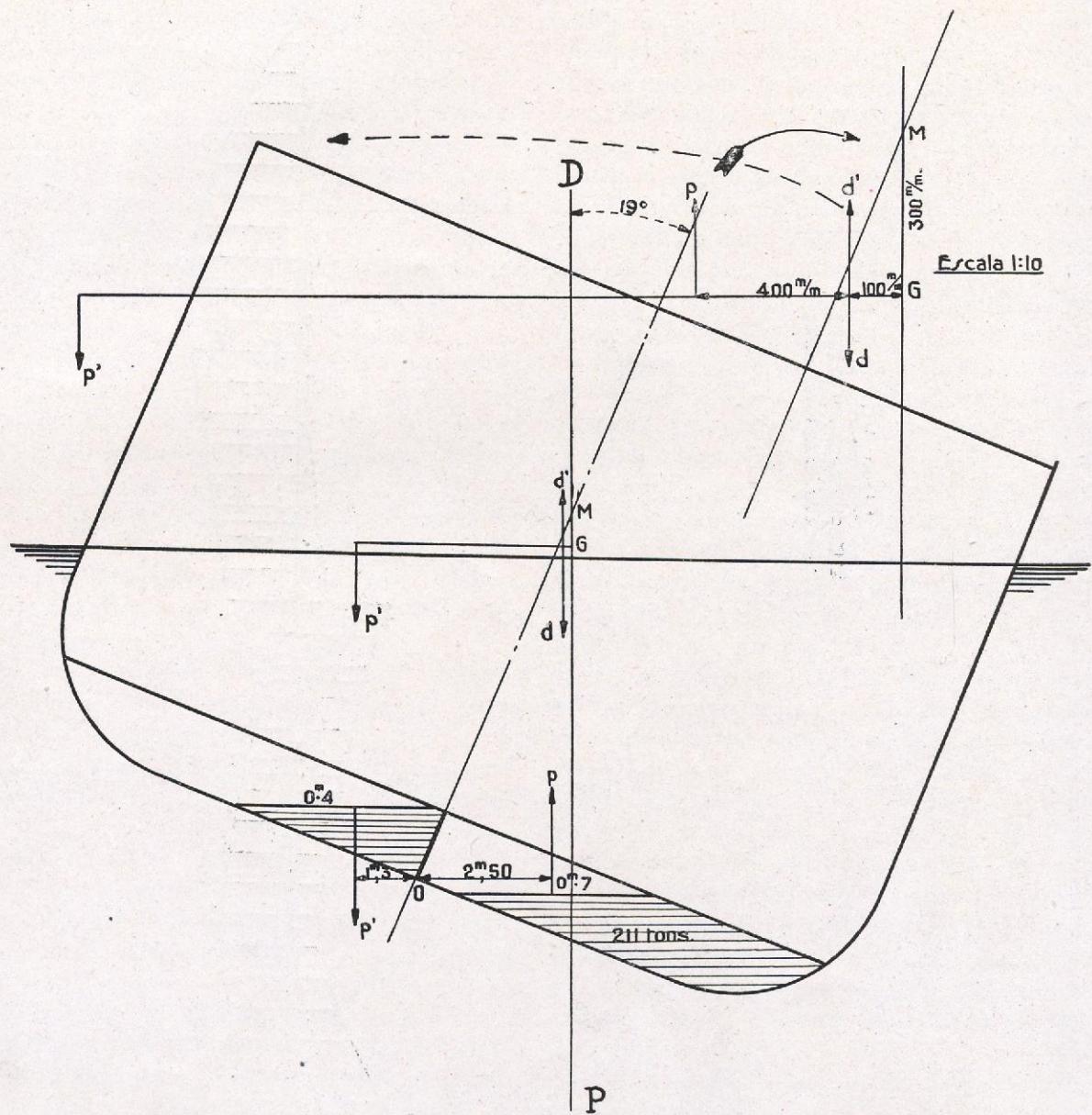
LAMINA VII  
Correcciones de los escoraz  
Escala para las ordenadas: 1/2



cando un tanque del lado de la escora, la escora aumente en vez de disminuir y esto puede ser importante en alta mar.

19° a estribor y en equilibrio estable. Si se trata de achicar de estribor se introduce un par elemental inicial  $pd$  que tiende a escorar más el

### LAMINA VIII



Puede aclararse utilizando la fig.<sup>a</sup> 5 de la Lam.<sup>a</sup> VI reproducida en mayor escala en la Lam.<sup>a</sup> VIII, que representa el buque escorado

buque. En cambio, si se trata de inundar a babor el par elemental inicial  $p' d'$  tiende a adriar el buque. En el primer caso se hace subir

el centro de gravedad y en el segundo se hace descender; dos circunstancias que aconsejan proceder a inundar más bien que achicar, cuando se trata de estas correcciones, que si en puerto no son en general peligrosas porque se comprueban y pueden corregirse los resultados, en la mar y en ciertas circunstancias, ni una ni otra cosa puede hacerse, fácilmente.

Siempre ha sido una causa de preocupación en la navegación el movimiento de pesos inertes en el interior del buque con independencia del mismo, como ocurre con el corrimiento de la carga y con el movimiento de los líquidos libres que no van debidamente trincados a bordo en cualquiera forma como otros elementos móviles, anclas, botes, cañones, etc., etc.

Pero en los buques de pasaje esta preocupación se ha concentrado en los líquidos libres contenidos en los tanques, porque es más difícil evitarlo sin intervenir en la eficacia de los servicios del pasaje y de los nuevos aparatos motores.

En el «Marine Engineer and Shipping Age» de Mayo de 1929 aparece un artículo en el que se hace referencia a este asunto, diciendo en resumen, que durante la navegación podrían presentarse situaciones críticas en que el movimiento de la masa líquida libre condujera a un desastre y recuerda las pérdidas de los buques «Easlland» y «Vestriss» en los que se cree influyó dicha circunstancia.

En las transacciones de los Arquitectos Navales ingleses de 1930, se publica una Memoria y discusión referente a este mismo asunto, que vino a nuestro conocimiento poco después de preparados estos apuntes y que se refiere a un trasatlántico de parecidas dimensiones.

Esta Memoria trata especialmente de la in-

fluencia que puede tener en la estabilidad de los buques el movimiento independiente de pesos colocados a bordo, principalmente en el de los líquidos libres, ocupándose muy detenidamente de la determinación y corrección de las escoras debidas a estas causas, unidas a los efectos que pueda producir el viento.

Las conclusiones más importantes deducidas de la Memoria y de las discusiones pueden condensarse como sigue:

Que en manera alguna durante la navegación debe intentarse corregir una escora achicando de la banda escorada y en el caso de intentarlo anegando en la banda contraria, que no se intente sin considerar previamente las condiciones actuales de mar y viento y sin investigar las causas y circunstancias determinantes de la escora en cuestión.

Que concuerdan con nuestras observaciones.

El objeto de estos apuntes ha sido en primer término vulgarizar en lo posible entre los navegantes el sentido y alcance de la consideración de estabilidad de los buques, debiendo censurar sin embargo el concepto simplista que condensa toda esta condición en el valor inicial de G. M.; encareciendo su importancia aunque contenida en sus propios límites, que si bien no debe desatenderse ni descuidarse en ningún momento de la navegación no debe tampoco exagerarse en forma que pueda producir alguna desconfianza o inquietud en el pasaje.

En segundo lugar dar ocasión para promover una discusión general de tan importante asunto lo que puede conducir a ampliar y a completar estas ideas elementales para general ilustración.

## DISCUSION

El Sr. León:—Si el Sr. Presidente me permite dos palabras diré con toda franqueza que en el instructivo trabajo sobre la estabilidad del Excmo. Sr. Rechea (nuestro querido Presidente) parece traducirse un cierto temor a que los Ingenieros Navales tengamos ideas incorrectas y hagamos por lo menos incorrecto uso, de la teoría de la estabilidad.

Sin petulancia alguna pero si sin falsa modestia creo poder afirmar que los temores del Sr. Rechea carecen de fundamento. La Academ-

ia de Ingenieros Navales supo cumplir su misión y hoy nos son familiares todas las cuestiones referentes a la estabilidad.

Por el contrario creo que esas ideas no están muy claras entre la «gente de mar» y es ami entender un gran beneficio el hecho con su trabajo por el Sr. Rechea al estimularnos a redactar concretas y precisas instrucciones en todos los casos para Capitanes y Pilotos y muy especialmente en los que como el citado pueden dar que pensar a más de un experimentado Ingeniero Naval.

# Normalización

## Botes salvavidas.—Clase 1-A

Comunicación leída el día 20 de Mayo en el Congreso de Ingeniería Naval  
por Claudio Aldereguía Ingeniero Naval

Siguiendo el plan que se ha trazado la Asociación de Ingenieros Navales, respecto a la «Normalización» de accesorios y elementos utilizados a bordo de los buques mercantes, voy a ocuparme de la de los botes salvavidas, clase 1-A, que es la más importante y la que más necesita nuestra Marina, por ser de esa clase los únicos botes que emplean nuestros barcos de carga y mixtos y con preferencia los de pasaje, y tratarse de tan valioso medio de salvamento que hoy no es posible adquirir en parte alguna de modo inmediato, con grave peligro para los tripulantes si el buque sale a la mar sin esa necesaria garantía, o irrogando los consiguientes perjuicios al Armador, si el buque se detiene por no llevarlo en condiciones.

Para conseguir nuestro objeto, empezaremos por exponer primeramente, las normas seguidas en países que, como Alemania y los Estados

Unidos se han ocupado con verdadero interés del asunto, así como las Reglas del «Board of Trade» que rigen en Inglaterra, y las compararemos después con los resultados que obtengamos, aprovechando en esa forma la práctica de las citadas naciones, que siempre conviene tener en cuenta, para mayor seguridad.

### Normalización Alemana

Esta normalización comprende 11 tamaños de botes, con esloras que varían de 50 en 50 cms. desde 4,50 a 9,50 mts., ambas inclusive. A partir de los botes de 7,50 mts. adoptan dos tipos diferentes, existiendo por lo tanto 16 embarcaciones distintas, cuyas dimensiones principales, relación entre ellas capacidad en metros cúbicos y número de personas que pueden conducir, se expresan a continuación:

|                                       |      |        |        |        |        |        |        |
|---------------------------------------|------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Eslora E. . . . .                     | mts. | 4,50   | 5,00   | 5,50   | 6,00   | 6,50   | 7,00   |
| Manga M. . . . .                      | mts. | 1,60   | 1,70   | 1,85   | 1,95   | 2,15   | 2,25   |
| Puntal P. . . . .                     | mts. | 0,70   | 0,70   | 0,75   | 0,80   | 0,85   | 0,90   |
| E : M. . . . .                        |      | 2,81   | 2,94   | 2,97   | 3,08   | 3,02   | 3,12   |
| E : P. . . . .                        |      | 6,43   | 7,14   | 7,33   | 7,50   | 7,65   | 7,78   |
| P : M. . . . .                        |      | 0,437  | 0,412  | 0,405  | 0,410  | 0,395  | 0,400  |
| Capacidad en m <sup>3</sup> . . . . . |      | 3,024  | 3,570  | 4,578  | 5,616  | 7,127  | 8,505  |
| Núm. de personas . . . . .            |      | 10     | 12     | 16     | 19     | 25     | 30     |
| Eslora E. . . . .                     | mts. | 7,50   | 7,50   | 8,00   | 8,00   | 8,50   | 8,50   |
| Manga M. . . . .                      | mts. | 2,35   | 2,50   | 2,60   | 2,80   | 2,80   | 2,80   |
| Puntal P. . . . .                     | mts. | 0,95   | 1,00   | 1,05   | 1,16   | 1,05   | 1,16   |
| E : M. . . . .                        |      | 3,19   | 3,00   | 3,08   | 2,86   | 3,04   | 3,04   |
| E : P. . . . .                        |      | 7,89   | 7,50   | 7,62   | 6,90   | 8,10   | 7,33   |
| P : M. . . . .                        |      | 0,404  | 0,400  | 0,404  | 0,414  | 0,375  | 0,414  |
| Capacidad en m <sup>3</sup> . . . . . |      | 10,046 | 11,250 | 13,104 | 15,590 | 14,994 | 16,564 |
| Núm. de personas . . . . .            |      | 35     | 39     | 46     | 55     | 52     | 58     |

|                                       |      |        |        |        |        |
|---------------------------------------|------|--------|--------|--------|--------|
| Eslora E . . . . .                    | mts. | 9,00   | 9,00   | 9,50   | 9,50   |
| Manga M . . . . .                     | mts. | 3,05   | 3,20   | 3,05   | 3,20   |
| Puntal P . . . . .                    | mts. | 1,16   | 1,22   | 1,22   | 1,22   |
| E : M . . . . .                       |      | 2,95   | 2,81   | 3,11   | 2,97   |
| E : P . . . . .                       |      | 7,76   | 7,38   | 7,79   | 7,79   |
| P : M . . . . .                       |      | 0,380  | 0,381  | 0,400  | 0,381  |
| Capacidad en m <sup>3</sup> . . . . . |      | 19,105 | 21,081 | 21,209 | 22,252 |
| Núm. de personas . . . . .            |      | 67     | 74     | 74     | 78     |

La capacidad se obtiene multiplicando el producto de las tres dimensiones por el factor 0,6 coeficiente de bloque universalmente adoptado, y el número de personas, dividiendo dicha capacidad por 0,283.

Como puede verse por el cuadro precedente, la relación de la eslora a la manga en los botes alemanes, está comprendida entre

varían de 2 en 2 pies, siendo la menor de 14 y la mayor de 30'; tienen por lo tanto 9 dimensiones distintas, existiendo además dos tipos para cada una de ellas, uno a formas llenas de mayor capacidad y otro a formas finas, contando así con 18 botes de tamaños diferentes.

Sus características son las que a continuación se expresan:

|                                   |       |       |       |       |       |        |        |        |        |
|-----------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|--------|--------|
| Eslora . . . . .                  | 4,27  | 4,88  | 5,49  | 6,10  | 6,71  | 7,31   | 7,92   | 8,53   | 9,14   |
| Manga . . . . .                   | 1,47  | 1,63  | 1,78  | 1,91  | 2,03  | 2,13   | 2,23   | 2,31   | 2,39   |
| Puntal . . . . .                  | 0,62  | 0,69  | 0,75  | 0,81  | 0,86  | 0,91   | 0,95   | 0,99   | 1,02   |
| E : M . . . . .                   | 2,90  | 2,99  | 3,03  | 3,19  | 3,31  | 3,43   | 3,55   | 3,69   | 3,82   |
| E : P . . . . .                   | 6,89  | 7,07  | 7,32  | 7,53  | 7,80  | 8,03   | 8,34   | 8,62   | 8,96   |
| P : M . . . . .                   | 0,422 | 0,423 | 0,421 | 0,424 | 0,424 | 0,427  | 0,426  | 0,429  | 0,427  |
| Capacidad en m <sup>3</sup> . . . | 2,335 | 3,293 | 4,397 | 5,662 | 7,028 | 8,501  | 10,044 | 11,704 | 13,368 |
| Núm. de personas . . .            | 8     | 11    | 15    | 20    | 24    | 30     | 35     | 41     | 47     |
| Manga . . . . .                   | 1,63  | 1,80  | 1,98  | 2,13  | 2,29  | 2,41   | 2,54   | 2,64   | 2,74   |
| Puntal . . . . .                  | 0,69  | 0,78  | 0,84  | 0,90  | 0,97  | 1,02   | 1,07   | 1,10   | 1,14   |
| E : M . . . . .                   | 2,62  | 2,71  | 2,77  | 2,86  | 2,93  | 3,03   | 3,12   | 3,23   | 3,34   |
| E : P . . . . .                   | 6,19  | 6,42  | 6,51  | 6,78  | 6,92  | 7,17   | 7,40   | 7,75   | 8,02   |
| P : M . . . . .                   | 0,423 | 0,428 | 0,424 | 0,423 | 0,424 | 0,423  | 0,421  | 0,417  | 0,416  |
| Capacidad en m <sup>3</sup> . . . | 2,881 | 4,005 | 5,478 | 7,016 | 8,942 | 10,781 | 12,914 | 14,862 | 17,129 |
| Núm. de personas . . .            | 10    | 14    | 19    | 24    | 31    | 38     | 45     | 52     | 60     |

2,81 y 3,19; la de la eslora al puntal, entre 6,43 y 8,10; y la del puntal a la manga, entre 0,375 y 0,437.

#### Normalización Americana

En las normas adoptadas por los Estados Unidos, las esloras de los mencionados botes

La capacidad y el número de personas, se obtienen de igual manera que en las normas alemanas.

Las relaciones de la eslora a la manga y al puntal, y de este último a la manga, varían respectivamente desde 2,62 a 3,82, 6,19 a 8,96 y 0,416 a 0,429.

En la relación del puntal a la manga, el «Standard» americano fija como límites los de 0,38 y 0,45, de los que tampoco se apartan las normas alemanas, y entre los cuales se encuentra también la correspondiente al «Board of Trade» como veremos a continuación.

*«Board of Trade» (Inglaterra)*

Esta Entidad oficial considera botes desde 16 a 30 pies de eslora, pero sin fijar esloras determinadas que hasta ahora no han sido adoptadas por los ingleses, aplicando solamente las siguientes fórmulas, para obtener las mangas y patales que corresponden a aquellas.

Botes hasta 22'. . . Manga en pies = (Eslora en pies + 7) : 4

De 24' en adelante Manga en pies = (Eslora en pies + 6) : 4

De 22 a 24'. . . Manga en pies = 7'—6"

Las mangas no deben ser menores que las dadas por dichas fórmulas, no pudiendo exceder de ellas en más de 3".

El puntal, no será mayor que el correspondiente a la igualdad:

Puntal en pies = 0,105 (Eslora en pies + 6)

En la tabla que aparece en las Instrucciones de la referida entidad, y tomando las esloras de 2 en 2 pies, resultan los botes con las características siguientes:

|                                       |       |       |       |       |       |        |        |        |
|---------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|--------|
| Eslora E mts. . . . .                 | 4,88  | 5,49  | 6,10  | 6,71  | 7,31  | 7,92   | 8,53   | 9,14   |
| Manga M » . . . . .                   | 1,75  | 1,90  | 2,06  | 2,21  | 2,29  | 2,44   | 2,59   | 2,74   |
| Puntal P » . . . . .                  | 0,70  | 0,73  | 0,79  | 0,84  | 0,91  | 0,99   | 1,07   | 1,14   |
| E : M. . . . .                        | 2,79  | 2,89  | 2,96  | 3,04  | 3,15  | 3,25   | 3,29   | 3,34   |
| E : P. . . . .                        | 6,97  | 7,52  | 7,72  | 7,99  | 8,03  | 8,00   | 7,97   | 8,01   |
| P : M. . . . .                        | 0,400 | 0,384 | 0,383 | 0,380 | 0,397 | 0,406  | 0,413  | 0,416  |
| Capacidad en m <sup>3</sup> . . . . . | 3,587 | 4,568 | 5,896 | 7,473 | 9,139 | 11,478 | 14,163 | 17,129 |
| Núm. de personas . . . . .            | 12    | 16    | 20    | 26    | 32    | 40     | 50     | 60     |

Las relaciones de eslora a manga, eslora a puntal y puntal a manga, son respectivamente de 2,79 a 3,34; 6,97 a 8,03 y 0,380 a 0,416, estando la última dentro de los límites que fija el «Standard» americano, como antes hemos dicho.

\* \* \*

Expuesto lo anterior, vamos a ver lo que ocurre en nuestra Marina Mercante, en la que existe por el pronto tal variedad en las características de los botes que sus buques utilizan, que no es de extrañar suceda lo que al principio manifestamos, siendo imposible que los Constructores tengan repuesto alguno del considerable número de embarcaciones que aquella variedad significa, ni que por consiguiente, puedan los barcos proveerse de ese imprescindible medio de salvamento, en tiempo oportuno y con relativa economía.

Basta fijarse en el gráfico que se acompaña, hecho con los datos que hemos podido obtener durante estos últimos años en cuantos buques han entrado en el puerto de Bilbao, para comprobar que forzosamente debe ser así. Puede decirse que no hay dos de ellos en efecto, cuyos botes tengan las mismas características, resultando que, incluso los dos únicos botes que corresponden y llevan abordo los barcos de carga, son en su inmensa mayoría de dimensiones diferentes, aunque tengan aproximadamente igual capacidad.

Es natural por lo tanto, que jamás haya sido posible la sustitución inmediata de uno solo de los botes, cuando lo ha exigido así el resultado de su reconocimiento, debiendo procederse como mal menor, a repararlos de una manera más o menos provisional, para que las tri-

pulaciones salieran con cierta garantía, en tanto no se construyan otros nuevos.

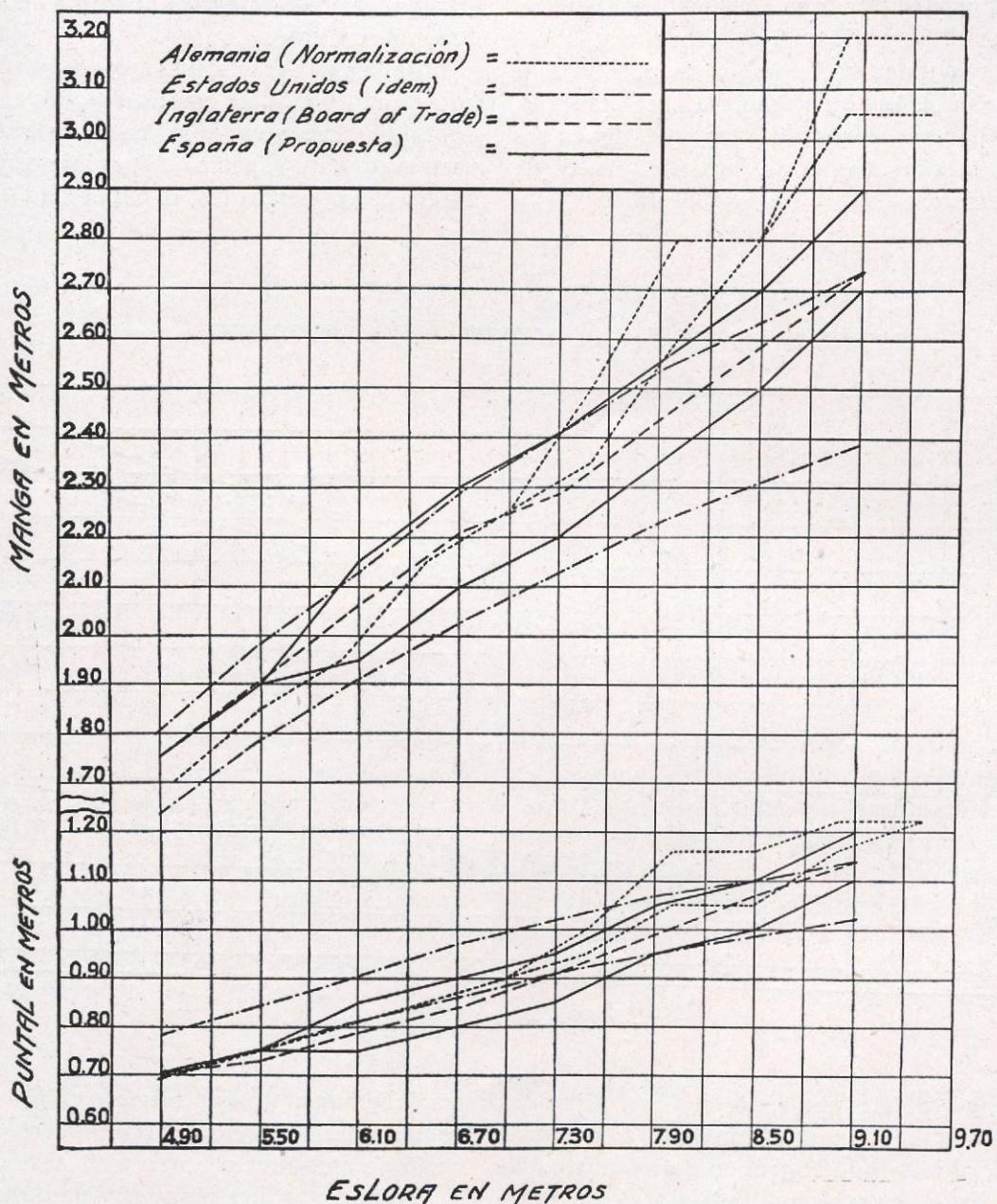
De adoptarse en España una normalización, con un número limitado de botes que tengan características y formas fijas y determinadas, y estando sujetos a ciertas y precisas reglas de construcción, de modo que sea factible hacerlos en serie con las ventajas inherentes a tal sistema.

ma, es de suponer que se obviarian los citados inconvenientes.

Con la normalización, se consigue desde luego disminuir la cantidad de materiales y for-

simplifica la mano de obra, abreviándose el tiempo necesario para la construcción y acortándose los plazos de entrega, etc., etc., es menor en suma el capital invertido, y al conse-

### DIMENSIONES PRINCIPALES DE LOS BOTES SALVAVIDAS CLASE I-A



ma y escantillones de los que deben acopiarse, así como el herramiental, plantillas, etc., que la construcción exige; se reduce el espacio que el taller y almacenes o depósitos requieren; se

guirse una muy apreciable economía, no es muy gravoso para el constructor tener algún repuesto, y los buques podrán encontrar un bote al menos que pueda convenirles, llenando

por completo sus necesidades. Es evidente por lo tanto, que la normalización es beneficiosa para todos, y debemos tratar de conseguirla, sea como sea.

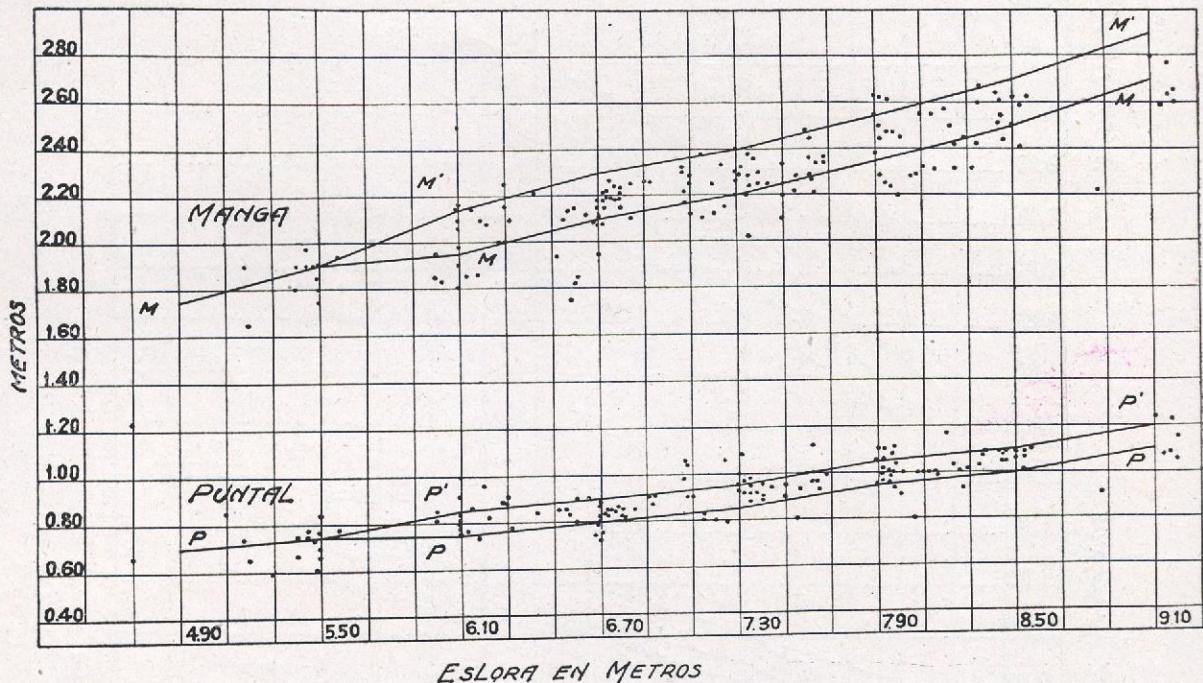
La primera idea que a cualquiera se le ocurre para llevarla a cabo, es la simple aceptación de lo hecho en Alemania o los Estados Unidos por ejemplo: creo sin embargo preferible hacer un pequeño estudio sobre ella, basado en las actuales necesidades de nuestra Marina Mercante, que bien pudieran ser distintas, como al parecer lo son, de las que tienen las de los países mencionados, partiendo de lo que en ella existe.

5,50 — 6,10 — 6,70 — 7,30 — 7,90 — 8,50 y  
9,10 metros

con 60 centímetros de diferencia de una eslora a otra, a las cuales puede agregarse la de 4,90 mts. para los buques de pequeño porte, con lo que tendremos 8 tamaños distintos en esa clase de embarcaciones.

Fijada esa característica y a partir de los botes de 6,10 mts. de eslora, se pueden adoptar dos tipos diferentes para cada eslora, ya que para el mismo espacio disponible o igual distancia entre pescantes, la capacidad de los bo-

*DIMENSIONES PRINCIPALES DE LOS ACTUALES BOTES  
SALVAVIDAS CLASE I-A EN NUESTRA MARINA MERCANTE*



Con ese objeto, empezaremos por fijar las esloras que más pueden convenir a nuestros buques, observando el gráfico a que antes aludimos. En él aparece, que los valores de la citada dimensión que más generalmente se emplean son:

5,50 — 6,10 — 6,70 a 6,80 — 7,30 a 7,40 — 7,90  
a 8,00 — 8,40 a 8,50 y 9,10 a 9,20 metros

debiendo por consiguiente adoptarse las de

tes debe variar con el número de personas que componen la dotación, y ese número a su vez, varía de un buque a otro.

Respecto a las mangas y puntales correspondientes, parece lógico que nos atengamos también a los datos recogidos, pudiendo quedar determinados por las líneas M y M', P y P' trazadas en el gráfico, de manera que entre ellas se encuentre la mayor parte de las mangas y puntales que actualmente tienen nuestros botes.

De hacerlo así, habrá un tipo de embarcación para las dos primeras esloras y dos para las restantes, o sea un total de 14 botes diferentes, cuyas dimensiones principales y demás características serán las siguientes:

adoptados por las naciones a que hemos hecho referencia y las que se proponen para la nuestra, observándose que el promedio de estas, es aproximadamente las del «Board of Trade» y el promedio de las correspondientes a las norma-

|                                       |          |          |          |          |          |          |        |        |
|---------------------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|--------|--------|
| Eslora E en mts . . . . .             | 4,90     | 5,50     | 6,10     | 6,70     | 7,30     | 7,90     | 8,50   | 9,10   |
| Manga M » . . . . .                   | 1,75     | 1,90     | 1,95     | 2,10     | 2,20     | 2,35     | 2,50   | 2,70   |
| Puntal P » . . . . .                  | 0,70     | 0,75     | 0,75     | 0,80     | 0,85     | 0,95     | 1,00   | 1,10   |
| E : M. . . . .                        | 2,80     | 2,89     | 3,13     | 3,19     | 3,32     | 3,36     | 3,40   | 3,37   |
| E : P. . . . .                        | 7,00     | 7,33     | 8,13     | 8,38     | 8,47     | 8,32     | 8,50   | 8,27   |
| P : M. . . . .                        | 0,400    | 0,395    | 0,385    | 0,381    | 0,386    | 0,404    | 0,400  | 0,407  |
| Capacidad en m <sup>3</sup> . . . . . | 3,601    | 4,702    | 5,352    | 6,753    | 8,190    | 10,582   | 12,750 | 16,216 |
| Núm. de personas . . . . .            | 12       | 16       | 18       | 23       | 28       | 37       | 45     | 57     |
| <br>Manga . . . . .                   | <br>2,15 | <br>2,30 | <br>2,40 | <br>2,55 | <br>2,70 | <br>2,90 |        |        |
| Puntal . . . . .                      | 0,85     | 0,90     | 0,95     | 1,05     | 1,10     | 1,29     |        |        |
| E : M. . . . .                        | 2,77     | 2,91     | 3,04     | 3,10     | 3,15     | 3,14     |        |        |
| E : P. . . . .                        | 7,18     | 7,44     | 7,68     | 7,52     | 7,73     | 7,58     |        |        |
| P : M. . . . .                        | 0,395    | 0,391    | 0,396    | 0,412    | 0,407    | 0,414    |        |        |
| Capacidad en m <sup>3</sup> . . . . . | 6,688    | 8,321    | 9,986    | 12,691   | 15,147   | 19,000   |        |        |
| Núm. de personas . . . . .            | 23       | 29       | 35       | 44       | 53       | 67       |        |        |

Las relaciones de eslora a manga y a puntal y de este a la manga, resultan de 2,77 a 3,40, 7,00 a 8,50 y 0,381 a 0,414 respectivamente.

No teniendo en cuenta los botes de 4,27 ms. americano y 4,50 ms. alemán, los límites de la primera relación son prácticamente el promedio de los obtenidos en las tres normas anteriores. El promedio de ellas es en efecto de 2,77 y 3,45.

Los de la segunda relación, caen dentro de los límites de la americana, y resultan algo mayores que los correspondientes a la alemana y en el superior a la del «Board of Trade», cosa que más bien es conveniente que perjudicial.

La última relación, satisface lo mismo que la alemana y la del «Board of Trade», a la condición exigida por el «Standard» americano, estando sus límites comprendidos entre los de aquellas.

En el gráfico que se acompaña, pueden verse más claramente las diferencias que existen entre las dimensiones principales de los botes

lizaciones alemana y de los Estados Unidos.

Como el valor de las citadas relaciones tiene su importancia, para que los botes resulten estables sin ser excesivamente celosos, considero que, bajo ese aspecto, la normalización propuesta satisface a las condiciones exigidas, como satisface también a las necesidades de nuestra Marina Mercante.

\* \* \*

Fijadas las dimensiones de los botes, veamos ahora las otras condiciones que deben llenar, para que presten cumplidamente el servicio a que se destinan.

No cabe duda que sus formas deben ser tales, que el coeficiente de bloque sea mayor que 0,6, valor tomado para obtener su capacidad.

Es evidente también, que deben tener un buen arrufo y sus extremidades boyancia suficiente, para que puedan defenderse de la mar

con toda clase de tiempos, sin exponerlos a que estén constantemente bajo el agua.

Deben asimismo, tener la necesaria flotabilidad para que no puedan irse a pique aunque se aneguen, y construirlos por último de modo que sean suficientemente resistentes y tengan una buena estabilidad.

Las citadas condiciones, pueden ser satisfechas siguiendo las reglas dadas por las Normalizaciones a que hemos hecho referencia y que pudieran ser adoptadas en la nuestra.

El «Standard» americano por ejemplo, exige formas tales que el coeficiente de bloque sea a lo menos de 0,64, consiguiendo la boyancia necesaria en las extremidades, con una manga al cuarto de la eslora y en la línea de agua que corresponde al medio del puntal en la cuaderna maestra, mayor de 0,75 de la manga máxima del bote.

El «Board of Trade», exige que la manga en la citada flotación, sea en la cuaderna maestra de 0,96, y al cuarto de la eslora de 0,77 de la máxima.

Ambas entidades recomiendan que la inclinación del fondo con respecto a la horizontal, forme un ángulo de 7 grados, o más exactamente todavía, que sea de 12,5 %.

El arrufo es de un 4 % de la eslora.

La flotabilidad necesaria, se consigue por medio de cajas de aire construidas de metal o cobre, con un volumen igual al décimo de la capacidad del bote, si es de madera, o al 15 % caso de ser de hierro.

Las citadas cajas van instaladas interiormente en los costados del bote, solo si no es posible su colocación completa en esa forma, se permite situar alguna en las extremidades aunque no en su fondo. Desde luego deben ser independientes de la estructura de los botes.

Las distancias de la parte alta de los bancos a la superior del cairel, las fija el «Board of Trade» en 23, 26 y 28 cms. para los botes menores de 6,70 ms. de 6,70 a 8,50 ms. y mayores de 8,50 ms. respectivamente. Su número, para los botes que se proponen, debe ser de 4 para los de 5,50 ms., de 5 para los de 6,10, 6,70 y 7,30 ms., de 6 para los de 7,90 y 8,50 ms. y de 7 para los de 9,10 ms.

En cuanto a clase y calidad de materiales, sistema de construcción, escantillones, etc., pudiera adoptarse lo que dispone el mencionado «Board of Trade», aplicándolo a las dimensiones de los botes propuestos, caso de ser aceptadas para nuestra Normalización.

## DISCUSSION

El Sr. León:—La labor perseverante de nuestra Asociación en la cuestión de la normalización da hoy su primer fruto con la normalización de botes propuesta por el Sr. Aldereguía. ¡Bienvenida sea!

Pero tengamos en cuenta que si todos los Astilleros no se deciden a adoptar esta normalización, el trabajo realizado por el Sr. Aldereguía, resultara ineficaz.

Hay un medio sencillo que puede ayudarnos o mejor dicho obligarnos a «normalizar»; bastará que los Armadores en sus especificaciones estipulen que sus botes pertenecerán a la serie normalizada aprobada por nuestra Asociación.

Yo me permito preguntar al Sr. Castrillo, Representante de C. A. M. P. S. A. si ve en ello algún inconveniente.

El Sr. Castrillo:—Ninguno y dispuesto a hacerlo desde ahora en todas las nuevas especificaciones (aplausos).

El Sr. Crespo:—Conforme con los señores

León y Castrillo; no creo haya obstáculos por parte de Constructores y Armadores en aceptar la normalización que apruebe esta Asociación. Creo, sin embargo, no debe concederse esta aprobación hasta después de oída la opinión de los Astilleros en nuestra Revista.

El Sr. Aledo (D. Jaime):—Debo hacer constar que en la Marina de Guerra ha sido este tema objeto de un detenido estudio habiéndose llegado a una normalización completa en cuanto a las embarcaciones menores se refiere. Es, por tanto, de esperar, que en las nuevas construcciones, las dimensiones de los botes, se ajusten a las consignadas en dicho estudio.

El Sr. Aldereguía:—Solamente dos palabras para expresar mi satisfacción al saber por nuestro compañero Sr. Aledo (D. Jaime), que en la Marina Militar está reglamentado cuanto atañe a las embarcaciones menores utilizadas en los buques de guerra.

Es éste, el de la Normalización, asunto que

ha preocupado siempre a los técnicos navales y del que siempre se han ocupado sin que por desgracia, en la mayor parte de los casos, se hayan atendido sus observaciones en pro de la misma.

En el caso particular de que se trata, la Marina de Guerra, las ha atendido al fin.

En cuanto a la Marina Mercante y a lo expuesto en general por el Sr. León, debo manifestar que la idea de Normalización, surgió desde luego, y, que existe un Comité español de Normalización de Construcción Naval, al que como Representante en él de la Asociación

de Ingenieros Navales, ofrecí nuestro incondicional apoyo con cuantos elementos estuvieran a nuestro alcance. Mi modesto trabajo ha roto el fuego y tengo la convicción de que mis compañeros no han de dejarme solo. Es preciso sin embargo, que los realmente interesados, Armadores de buques, Constructores navales y, demás Entidades que forzosamente deben intervenir en ella, se pongan de acuerdo para cuanto a la misma afecte, esperando que vengan cuantas dificultades puedan presentarse y que lleguen a ser realidad nuestros deseos.

## Propulsión Diesel-eléctrica de buques mediante corriente alterna

por Ing. E. P. Z.

En el número de Marzo de INGENIERIA NAVAL, D. Jaime G. de Aledo, hace algunas objeciones relacionadas con el sistema de propulsión Diesel eléctrica de buques, a base de corriente alterna, patentado por la S. A. «Brown Boveri», y pone particularmente de manifiesto seis puntos que considera verdaderamente esenciales. El objeto del presente artículo es contestar a las preguntas hechas por el Sr. Aledo, dando a la vez las aclaraciones precisas para una mejor comprensión del funcionamiento del sistema y de los elementos esenciales del mismo.

Vaya por adelantado que la originalidad de este sistema reside menos en las máquinas eléctricas propiamente dichas, que en el modo de regulación de la velocidad y en los aparatos de maniobra, pudiendo ser utilizado éste indiferentemente con motores de propulsión síncronos o asíncronos.

Hecha esta salvedad me ocuparé de los puntos tratados por el Sr. Aledo en el mismo orden de sucesión en que se hallan expuestos:

1.º La actuación característica de los reguladores de los motores Diesel, queda limitada a la regulación de la velocidad de los grupos marchando en vacío, y se obtiene ajustando sus muelles compensadores. Una diferencia de ve-

locidad entre los diversos grupos generadores, no es obstáculo, sin embargo, para el buen acoplamiento de éstos. Se han efectuado pruebas sobre este extremo con 6 grupos, cuyas velocidades en vacío se diferenciaron a sabiendas en 25 %, no obstante lo cual la sincronización se alcanzó rápidamente sin dificultad alguna. (Véase también lo expuesto en el punto 4.º).

2.º.—Entre las tres velocidades fundamentales determinadas en el caso tomado como ejemplo, para el número de alternadores en servicio (fig. 1), las velocidades intermedias son obtenidas actuando sobre los reguladores de los Diesel. Normalmente la regulación se prevé entre 100 y 40 % de la velocidad, lo que corresponde a variaciones de potencia de 100 a 6,5 %. En el caso previsto, los tres grupos de generadores se hallan en servicio durante las maniobras para tener en todo momento la potencia máxima disponible, efectuándose la regulación, como antes se ha dicho, actuando sobre los reguladores. En navegación libre, cuando se marcha a potencia reducida, hay un gran interés en disminuir el número de grupos en servicio, tanto para facilitar el entretenimiento como para mejorar el consumo, lo que precisamente constituye una de las ventajas del sistema.

ma. Se dispone por tanto de tres velocidades económicas: 100 % con los tres grupos en servicio; 82 % con solo dos, y 57 % utilizando únicamente un grupo.

Para estos tres puntos de funcionamiento los Diesel trabajan con plena inyección, y

del par normal total que desarrollan los Diesel.

Si se quieren obtener velocidades intermedias, se disminuye la velocidad de ajuste de los reguladores; cuando ésta se encuentra por bajo de la velocidad de funcionamiento con par normal, los reguladores limitan la admisión del

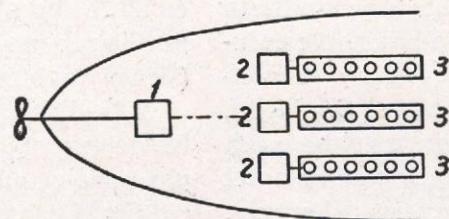
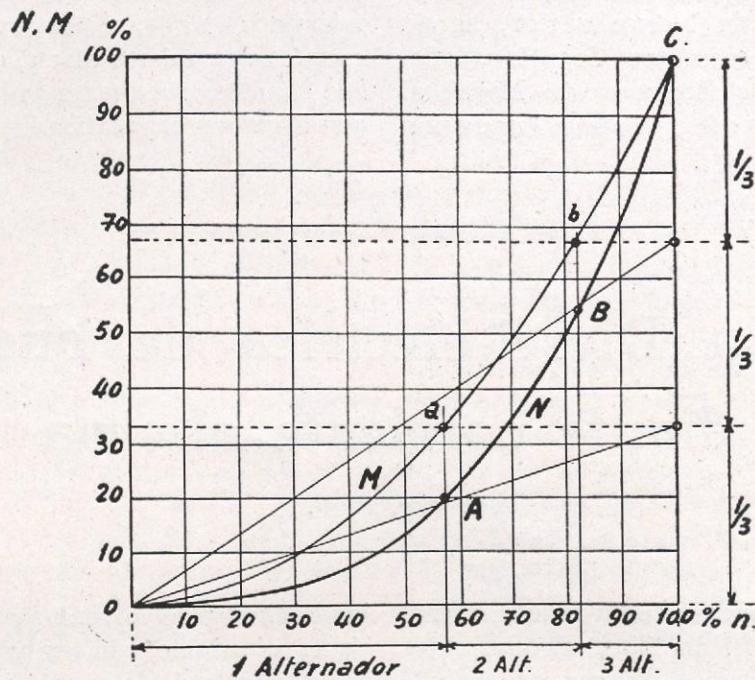


Fig. 1

1 alternador, 2 alternadores, 3 alternadores.

M = Par de la hélice.  
 N = Potencia absorbida por la hélice.  
 A, a = Punto de funcionamiento con 1 grupo electrógeno en servicio.  
 B, b = " " " " " 2 " " " " " " "  
 C = " " " " " 3 " " " " " " "  
 1 = Motor de propulsión.  
 2 Alternadores.  
 3 Motores Diesel.

En función de su velocidad.

por consiguiente con par normal. Los reguladores se mantienen ajustados para la velocidad de 100 %, que es la de los grupos sin excitación durante los cambios de acoplamiento, y la velocidad en carga es sólo función

combustible. Los Diesel no desarrollan entonces el par normal y el consumo es relativamente peor que en los tres puntos de funcionamiento determinados antes, si bien es siempre más favorable que con un Die-

sel directo que trabajase en estas condiciones.

La regulación de la velocidad se hace consecuentemente solo por la frecuencia.

Además, modificando individualmente el ajuste del regulador, es posible variar igualmente el reparto de la carga entre los grupos en las mismas condiciones que en una central terrestre. De esta forma se puede utilizar en todos los casos el máximo de potencia disponible, aún cuando los Diesel tengan uno o varios cilindros fuera de servicio.

3.º—La curva de la fig. 2 del artículo publicado en el mes de Diciembre último, no es exacta y debe ser reemplazada por la representada en la fig. 1 del presente trabajo, en la cual

crono, la inversión se hace en las condiciones usuales, con arrollamiento amortiguador, el cual, por trabajar sólo durante las maniobras, va dotado de la resistencia suficiente. La ventaja del funcionamiento de los Diesel con par constante consiste en que se asegura automáticamente la maniobra en el mínimo de tiempo sin sobrecarga perjudicial.

La cuestión de la adopción del tipo del motor de propulsión a emplear, depende de las condiciones del servicio a realizar. El motor síncrono con arrollamiento amortiguador es particularmente favorable para las hélices con marcha lenta. El motor asíncrono con jaula doble o bien sencilla con ranuras profundas, es

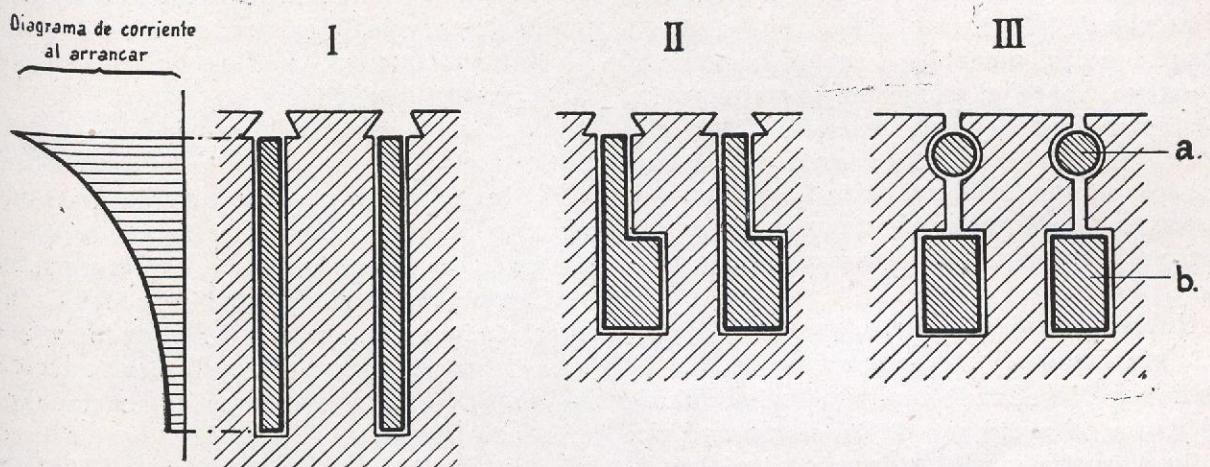


Fig. 2  
Diagrama de corriente al arrancar.

- I Arrollamiento con pletinas alargadas.
- II > > > en forma de L.
- III Inducido de doble ranura.

se ve como se llega a obtener los puntos de servicio A, B y C.

4.º—Inversión de marcha.—La curva (fig. 2) del artículo del Sr. Aledo corresponde a la inversión de marcha a plena potencia, y por consiguiente, en nuestro caso, con los tres grupos en servicio.

El par de frenado necesario se obtiene utilizando un motor asíncrono con rotor de ranuras profundas (fig. 2), efectuándose el frenado a contra corriente. La resistencia alcanzada por la jaula de ardilla tiene entonces el valor necesario para la inversión mientras que en marcha normal con un débil deslizamiento este valor se reduce en la medida conveniente para obtener un buen rendimiento. En caso de un motor sín-

en cambio ventajoso para velocidades elevadas. Su construcción es muy sólida y la maniobra se ha simplificado por el hecho de la suspensión de la excitación del motor.

Con un navío de dos hélices durante una virada brusca, los grupos de la banda hacia la cual se gira disminuirán automáticamente su velocidad, mientras que los de la banda contraria, si no van a plena potencia, acelerarán su marcha, de forma que el barco se maniobrará más fácilmente.

En los ensayos mencionados en el anterior artículo, se ha utilizado, para la carga, una dinamo doble, de la que una mitad excitada independientemente alimentaba la excitación de la otra, la cual descargaba sobre una resisten-

cia; el par de resistencia así obtenido variaba proporcionalmente al cuadrado de la velocidad, como sucede en una hélice. Para alcanzar en las pruebas las condiciones de inversión de marcha a plena potencia, se utilizó en serie con la dinamo de carga y su resistencia, una segunda dinamo accionada por un Diesel independiente. Estas dos dinamos eran excitadas independientemente. En fin, el PD<sup>2</sup> de la dinamo de carga era relativamente más elevado que el de una línea de árboles correspondiente, de forma que estas pruebas han podido ser realizadas a lo menos en condiciones tan duras como las reales, lo que ha permitido comprobar el perfecto funcionamiento en todos los casos.

La fig. 3 muestra los diagramas del oscilógrafo y torsiómetro relativos a una inversión de marcha de plena potencia avante a plena potencia atrás, obtenidos con la instalación de ensayo. Sobre el diagrama superior puede observarse que el par de inversión del motor alcanza 138 % de su par normal. El inferior muestra, a una escala de tiempo diferente que la sincronización se efectúa de un modo particularmente rápido y sin oscilaciones pendulares.

Hubiera podido objetarse que sería difícil en la práctica igualar el número de revoluciones de los Diesel, de lo cual resultarían dificultades para el momento de la sincronización. La fig. 4 prueba que no es necesaria tal igualdad de velocidades. Esta figura presenta los oscilogramas obtenidos con el funcionamiento anormal antes mencionado, provocado voluntariamente, y con los 6 grupos electrógenos y el motor de propulsión en servicio. Las velocidades de los Diesel se escalonaron de 30 en 30 revoluciones, de forma que el primer motor giraba a 920 r.p.m. y el último a 770 r.p.m. La repetida fig. 4 muestra que a pesar de esta gran diferencia en el número de revoluciones, se efectuó la sincronización muy rápidamente.

5.º.—En el momento de efectuarse la sincronización, los grupos electrógenos giran sensiblemente, a la misma velocidad, y los alternadores son sobre-excitados simultáneamente al mismo valor. Esta sobre excitación va controlada automáticamente por un regulador de acción rápida «Brown-Boveri».

Navegando el buque con mar gruesa, si se marcha a plena potencia los reguladores de los grupos limitan la aceleración al salir la hélice

del agua, y cuando se sumerge ésta, los grupos disminuyen automáticamente su velocidad por trabajar con par constante. Si se navega con los grupos a potencia reducida, los reguladores mantienen la velocidad constante.

6.º.—El arranque se efectúa girando los grupos a velocidad normal, mientras que la inversión tiene lugar a frecuencia reducida con sobre-excitación de los alternadores.

*El equipo Diesel para corriente alterna de que hablamos, solo presenta interés para potencias bastante elevadas.*

Evidentemente su flexibilidad es menor que la del «Ward Léonard», pero en cambio presenta la ventaja de no precisar colectores ni escobillas permitiendo el empleo de tensiones elevadas teniendo a la vez un rendimiento mejor. El motor de propulsión carece de cambio de polos, no teniendo tampoco anillos; su construcción es muy sencilla y sólida.

Este nuevo sistema de propulsión eléctrica no prelude reemplazar al «Ward-Léonard», que ya ha hecho sus pruebas, siendo de gran interés en los casos de potencias bastante elevadas en los cuales se busca el mejor consumo.

Con las explicaciones que preceden estimo haber disipado las dudas del Sr. Aledo, y a la vez aclarado las diversas cuestiones suscitadas en los diferentes puntos por él mencionados.

Aun a trueque de abusar de la paciencia de mis lectores, me permito consignar a continuación un somero estudio comparativo entre la propulsión Diesel directa y la Diesel-eléctrica, con corriente alterna, esperando habrá de presentar gran interés para ellos.

Las fig. 5 y 6 así como el cuadro I dan los resultados del citado estudio para un paquebote del tipo «Santa Clara» de 2 × 6300 HP. y 120 r. p. m. en los árboles de las hélices, equipado actualmente con sistema turbo-eléctrico. En dichas figuras ha sido indicado el espacio ocupado y el consumo de combustible, para las soluciones siguientes:

1) Motores Diesel directos, de dos tiempos y doble efecto, de la construcción más moderna.

2) Equipo Diesel-eléctrico de corriente alterna.

a) con dos grupos generadores por hélice.

b) » tres » » » » »

En este último caso los motores Diesel son del tipo de 4 tiempos, simple efecto con sobre-

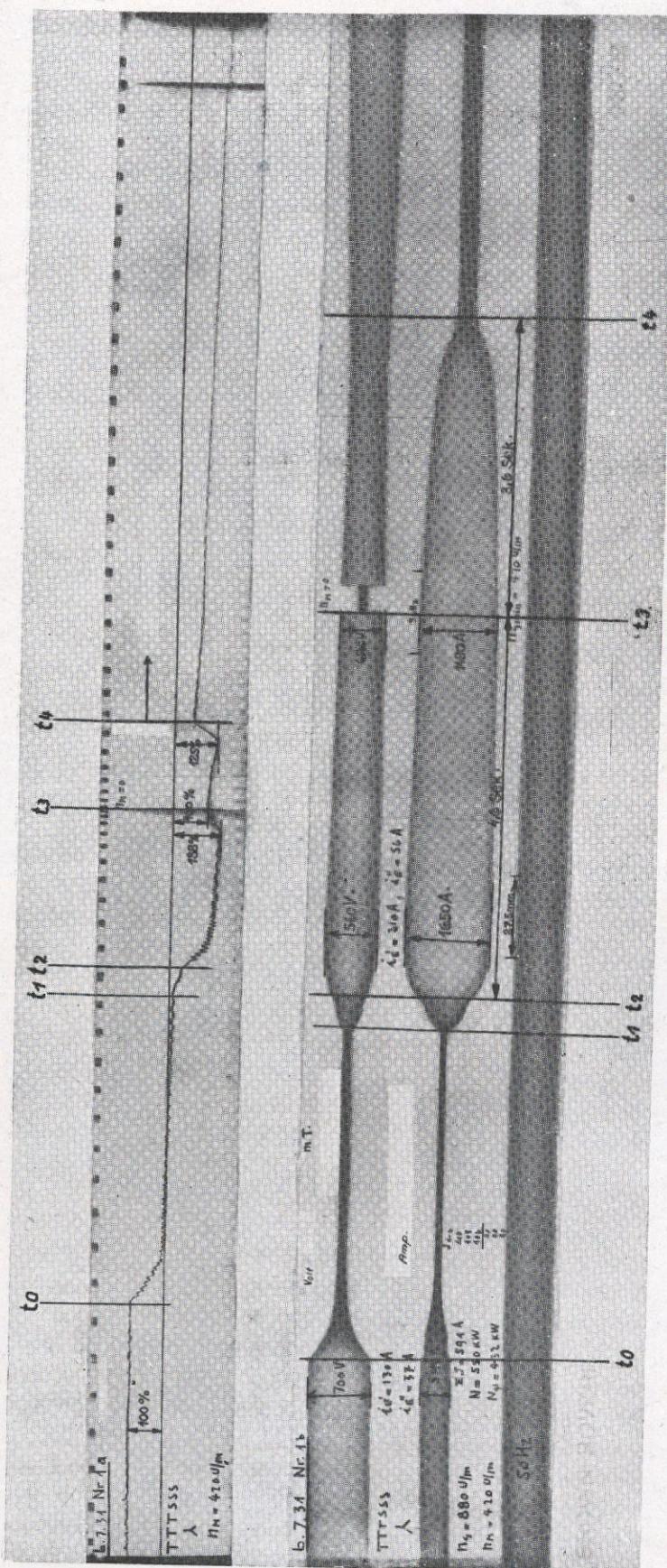


Fig. 3

Diagrama superior: Par del motor de propulsión durante la inversión de marcha, en % del par normal.

Diagrama inferior: Corriente y tensión del motor de propulsión.

La excitación se halla cortada, luego el inversor en sentido de marcha atrás, sobre-excitación.

$t_1$  — el motor invierte su sentido de rotación.

$t_2$  — el motor de propulsión acelera en sentido contrario hasta el deslizamiento normal.

$t_0$  —  $t_1$  duración de la maniobra del inversor.

$t_3$  —  $t_2$  sincronización de los alternadores.

$t_4$  —  $t_3$  aceleración del motor de propulsión hasta el deslizamiento normal,

alimentación según el procedimiento «Büchi», presentando el máximo de seguridad y hallándose previstos para el servicio permanente de larga duración que exige la marina mercante. En el cuadro I han sido comprendidos motores Diesel de dos diferentes constructores, designándoles con «proposición M» y «proposición K», habiéndose tomado como base en ambos casos, el precio del accionamiento directo. La propulsión Diesel-eléctrica resulta, para el caso «M», 24 y 25 % más cara que la directa, y en el caso «K», 16 y 9 % respectivamente.

En la fig. 6 se ve que el consumo de combustible de los grupos electrógenos es, como ya se suponía, algo más elevado, a plena potencia, que en el caso del accionamiento directo. Por el contrario, a velocidades reducidas, cuando sólo marchan uno o dos grupos, por eje, la solución Diesel-eléctrica permite obtener una importante economía de combustible.

La particularidad más notable estriba en la constancia del consumo de combustible por HP-h, del equipo Diesel-eléctrico, a las diferentes cargas. Esta constancia en el consumo es debida, por un lado, al hecho de que los Diesel trabajan prácticamente con par constante, y por otro, a la sobre-alimentación según el procedimiento «Büchi».

En lo relativo a pesos, la propulsión eléctrica permite utilizar motores Diesel rápidos, que son mucho más ligeros que los Diesel directos; la ventaja de peso que así se consigue compensa el de la parte eléctrica. En el caso que nos ocupa, el accionamiento Diesel eléctrico con dos o tres Diesel por hélice, es aún menos pesado que el accionamiento directo. El cuadro II indica, en función de las potencias, las velocidades máximas, que pueden obtenerse actualmente, con toda seguridad, con los motores Diesel.

Otra ventaja de la propulsión Diesel-eléctrica es la menor altura que alcanzan los motores Diesel de velocidad elevada.

El precio del equipo Diesel-eléctrico, como ya se ha dicho antes, es más caro que el del accionamiento directo. Sin embargo, este aumento de precio se halla más que compensado por las ventajas siguientes:

a) Independencia de los motores Diesel de las hélices, y por tanto mejor aprovechamiento del espacio disponible y reparto más adecuado de los pesos. En los buques de gue-

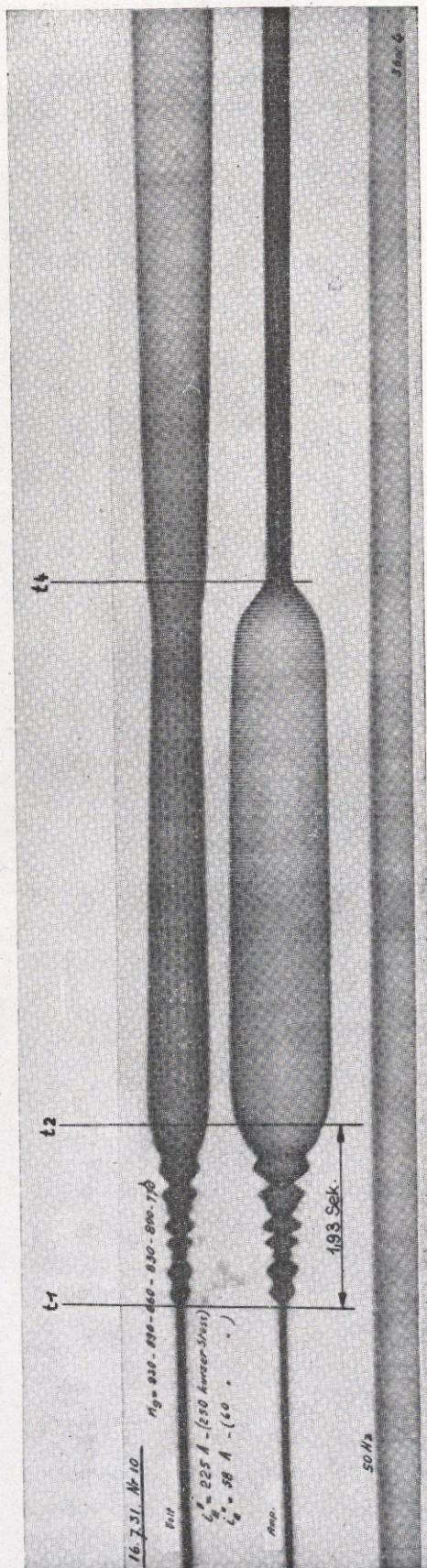


Fig. 4

t<sub>1</sub> sobre-excitación.  
t<sub>2</sub> enganche de los alternadores.  
t<sub>3</sub> fin de la aceleración del motor de propulsión.

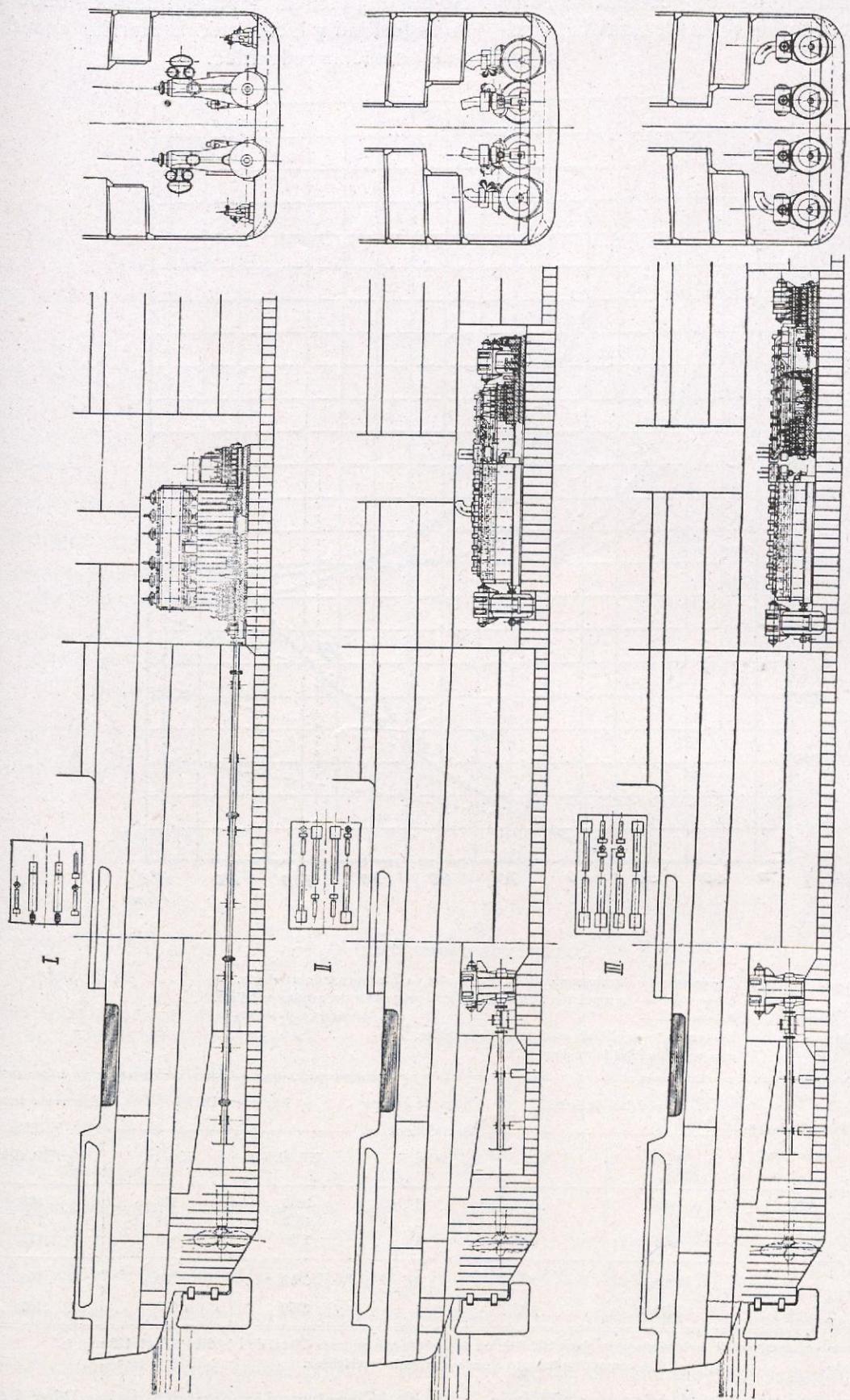


Fig. 5

Comparación de los equipos de propulsión de un paquebote de motores de  $2 \times 6300$  HP. a 120 r. p. m.

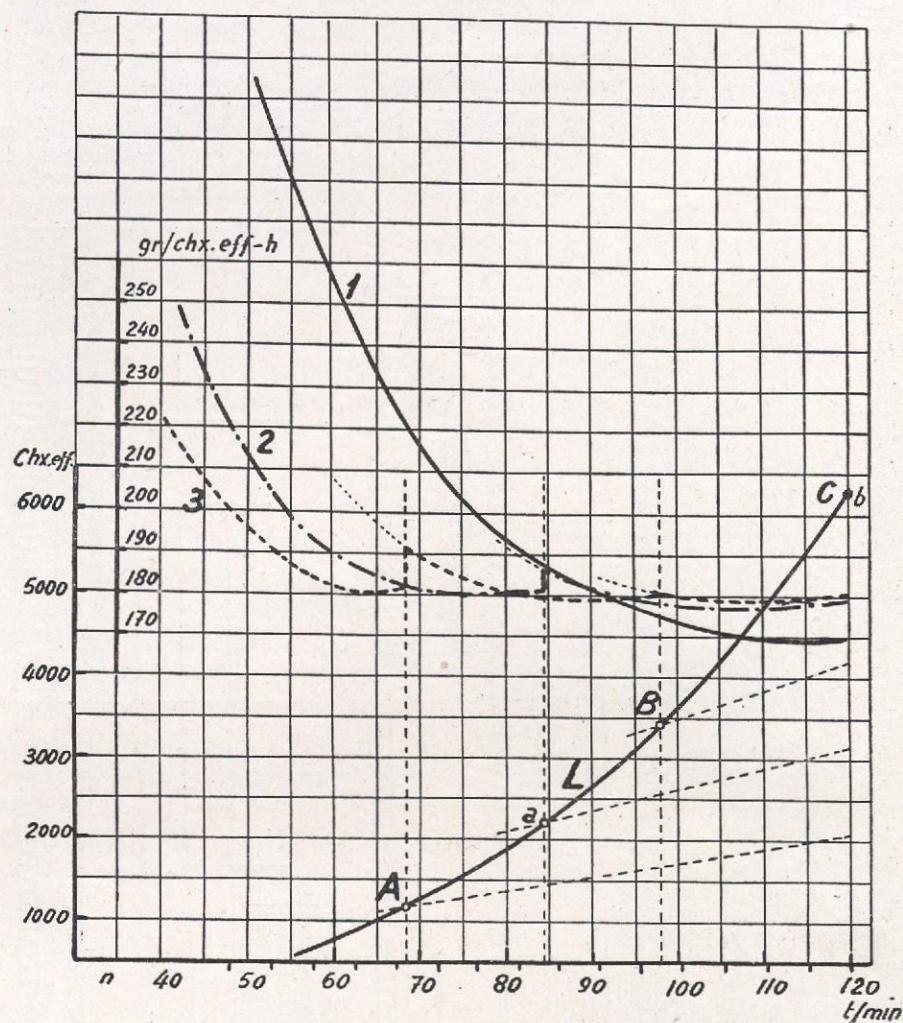
I. Equipo Diesel directo con motores de 2 tiempos y doble efecto.

II. Equipo Diesel-eléctrico con corriente alterna. Dos grupos eléctricos por hélice ( $n = 250$  r. p. m.). Motores de 4 tiempos con sobre-alimentación «Büchi».

III. Equipo Diesel-eléctrico con corriente alterna. Tres grupos eléctricos por hélice ( $n = 300$  r. p. m.). Motores de 4 tiempos con sobre-alimentación «Büchi».

rra, la distribución de los compartimientos puede estudiarse con miras a alcanzar la máxima protección.

cionar la potencia instalada aumentando así la seguridad y facilitando la marcha económica a potencias reducidas.



## Fig. 1

1 ————— accionamiento directo; motor de 2 tiempos y doble efecto.

1 ————— accionamiento directo: motor de 2 tiempos y doble efecto.  
 2 •—•— propulsión Diesel-eléctrica: 2 grupos electrógenos por hélice.

propulsión Diesel-eléctrica. 2 grupos generadores por hélice.

L = potencia en HP, ef. en el árbol de la hélice.

$n = \text{velocidad del árbol de la hélice}$

| Var.                             | Punto de funcionamiento | En el árbol de la hélice |          | Núm. de grupos electrógenos en servicio | Por motor Diesel |          | Consumo de combustible gr/HP. ef-h. |
|----------------------------------|-------------------------|--------------------------|----------|---|------------------|----------|-------------------------------------|
|                                  |                         | HP. ef.                  | R. p. m. |   | HP. ef.          | R. p. m. |                                     |
| 3 grupos electrógenos por hélice | C                       | 6300                     | 120      | 3                                       | 2260             | 300      | 181                                 |
|                                  | B                       | 3430                     | 98       | 2                                       | 1850             | 244      | 179                                 |
|                                  | A                       | 1200                     | 68,5     | 1                                       | 1320             | 175      | 182                                 |
| 2 grupos electrógenos por hélice | b                       | 6300                     | 120      | 2                                       | 3370             | 250      | 180                                 |
|                                  | a                       | 2200                     | 84,5     | 1                                       | 2390             | 176      | 180                                 |

Consumo de combustible (solamente para propulsión) de un paquebote con motores Diesel de  $2 \times 6300$  HP. ef. 120 r. p. m. con accionamiento directo o propulsión eléctrica.

b) El accionamiento eléctrico permite frac-

c) Construcción sencilla de los Diesel toda

vez que no tienen que asegurar la inversión de marcha ni los arranques, y por tanto disminuyen las dimensiones y el peso de las bombas de arranque, de las bombas de vacío y de las bombas de agua, así como las dimensiones y el peso de las botellas de aire y de los compresores. Utilización de Diesel de construcción serie, de altura

## CUADRO I

| Proposiciones "M"  | Accionamiento directo   | Accionamiento Diesel-eléctrico<br>(sistema «Brown-Boveri»)                                  |  |
|--|---|---|--|
| Motores Diesel   | 2 motores principales, 2 tiempos doble efecto, bombas de barriado acopladas | 2 × 2 = 4 grupos generadores, 4 tiempos simple efecto con sobrealimentación sistema «Büchi» | 2 × 3 = 6 grupos generadores 4 tiempos simple efecto con sobrealimentación sistema «Büchi» |
| Cilindros . . . . .  | 6 de 700/1250   | 10 de 520/740   | 10 de 450/600  |
| Potencia HP. ef. . . . .   | 2 × 6300  | 4 × 3350  | 6 × 2250   |
| Velocidad, r.p.m. . . . .  | 120   | 250   | 300  |
| Peso de las máquinas principales comprendidas la parte eléctrica, toneladas. . . . . | 880 = 100 %   | 756 = 86 %  | 763 = 87 %   |
| Precio de las máquinas principales comprendida la parte eléctrica . . . . .          | 100 %   | 124 %   | 125 %  |
| <i>Altura de los motores</i>   |   |   |  |
| Altura efectiva m/m. . . . .   | 8800  | 3950  | 3450   |
| Altura necesaria para el desmontaje mm. . . . .                                      | 13100   | 530   | 5000   |
| Proposición "K"  |   |   |  |
| Cilindros . . . . .  | 6 de 750/1150   | 9 de 600/700  | 8 de 500/580   |
| Potencia HP. ef. . . . .   | 2 × 6300  | 4 × 3350  | 6 × 2250   |
| Velocidad, r.p.m. . . . .  | 120   | 250   | 300  |
| Peso de las máquinas principales comprendida la parte eléctrica, toneladas . . . . . | 910 = 100 %   | 862 = 95 %  | 745 = 82 %   |
| Precio de las máquinas principales comprendida la parte eléctrica . . . . .          | 100 %   | 116 %   | 109 %  |
| <i>Altura de los motores</i>   |   |   |  |
| Altura efectiva m/m. . . . .   | 9250  | 3900  | 3150   |
| Altura necesaria para el desmontaje mm. . . . .                                      | 12750   | 5150  | 4300   |

Los consumos de combustibles y dimensiones, se hallan indicados en las figuras 5 y 6.

ción del consumo de aire comprimido y consecuentemente reducción de la importancia de las

reducida, entretenimiento sencillo y facilidad de adquisición de los recambios.

d) Gran sencillez y seguridad de maniobra.  
Posibilidad de control directo desde el puente.

Posibilidad de control exacto y permanente de las condiciones de servicio; de inspección y reparación de los grupos durante la navegación disminuyendo con ello los gastos de estancia en puerto.

## CUADRO II

## Velocidad de los motores Diesel rápidos para propulsión eléctrica de buques

| Potencia. HP. ef. | Velocidad. r.p.m. | Observaciones  |
|-------------------|-------------------|--|
| Hasta 500         | 625               |  |
| 500 — 1300        | 500               |  |
| 1300 — 2000       | 375               |  |
| 2000 — 3000       | 350               | Para buques mercantes de grandes recorridos, motores de 4 tiempos, simple efecto con sobrealimentación «Búchi» |
| Hasta 1900        | 725               |  |
| 1900 — 4500       | 550               |  |
| 4100 — 6800       | 425               | Para equipos de peso muy reducidos, motores de 2 tiempos y doble efecto  |

e) Ventajas de explotación tales como: nuyendo con ello los gastos de estancia en puerto.

## NOTAS BIBLIOGRAFICAS

## RESISTENCIA Y PROPULSIÓN

**El problema de las hélices, en Hamburgo** (*Shipbuilding and Shipping Record* de 26 Mayo 1932)

Algunas impresiones recogidas de la primera conferencia internacional sobre problemas hidromecánicos en propulsión de buques

Por *Autolycus*

El espacio de tiempo entre el miércoles y jueves de la semana pasada me han permitido pasar revista a las actividades desplegadas, durante esos dos memorables días que pasé en Hamburgo, en los que se atacaron a fondo los más importantes problemas relacionados con la propulsión de buques.

Favorecidos por un tiempo veraniego más propio para una reunión de carácter social y no científica como era ésta, los 130 técnicos que

tomaron parte en las deliberaciones se pusieron valientemente a la faena que ellos mismos se habían impuesto. Fueron considerados y discutidos unos 30 trabajos, todos ellos de gran valor técnico y de gran importancia práctica. La organización de las reuniones fué ejemplar y reflejó la solicitud y continua atención que el Dr. Foerster prestó al suave desarrollo de la conferencia. Fué por todos admirada la labor del Dr. Kempf por sus escasas fuerzas físicas.

Las reuniones empezaron el miércoles por la mañana en la Universidad de Hamburgo. El hacinamiento de técnicos y arquitectos navales alemanes, británicos, holandeses, italianos, suecos, noruegos, belgas y suizos en la sala de lectura, ofrecía una perspectiva muy alegre.

*Límites de tiempo*

Como cada grupo de materias se discutió

separadamente, se nombró un presidente para cada sección, cosa que patentizó ser una gran idea que debe ser tenida muy en cuenta. Los presidentes sabían cuando su presencia era requerida, y apesar del tiempo asignado para cada discusión no llamaban la atención sobre ello. Cada trabajo tenía su tiempo limitado y esto procuró respetarse, lo que es digno de ser empleado entre nosotros.

Los primeros trabajos que se discutieron fueron los que se referían a resistencia friccional y el presidente de la sección correspondiente fué el Dr. Burgers de Delft. El Dr. Eisner presentó el asunto con clara precepción de su posición en el momento actual.

No se repartieron previamente copias de los trabajos que habían de ser leídos, cosa esta que sintieron algunos miembros británicos, pero si se tiene en cuenta que la conferencia no estaba subvencionada, el imprimir todos los trabajos era completamente imposible. Los diferentes trabajos no fueron leídos realmente, pues teniendo los lectores una gran experiencia profesional, hicieron un delicioso resumen de todos ellos. En cada caso los temas fueron ilustrados con esquemas proyectados en la pantalla y con el casi internacional idioma de la linterna, los que no conocían el alemán hicieron grandes progresos.

#### *Efecto de las asperezas*

El trabajo que siguió fué del Prof. Karman, el cual fué leído por ausencia del autor, por el Prof. Wieselberger. Este trabajo era muy largo, y solo aquella parte que trataba de las asperezas fué extractado por el lector. El trabajo presentado por el Dr. Kempf era de naturaleza más práctica y fué el que se presentó a continuación. Trataba de las pruebas hechas en el Tanque de Hamburgo con el pontón friccional, con objeto de refutar algunas objeciones en la rutina de las pruebas, cosa que logró plenamente en la discusión. Una prueba interesante fué la medida de la resistencia de dos planchas adyacentes una lisa y otra áspera, colocadas ambas detrás de una larga superficie áspera. El resultado fué que ambas planchas ofrecían la misma resistencia. De este hecho sacó la conclusión el Dr. Kempf, de que las pruebas hechas en los buques «Hamburgo» y «Bremen» demuestran que la resistencia de un casco pintado, con

planchas a tope, remaches y costuras es un 30 % mayor que la de cualquier superficie prácticamente lisa. El trabajo de Mr. Schoenherr, que trataba de la influencia de la temperatura, fué leído a continuación.

Después de leídos los trabajos anteriores, el Dr. Prandtl proyectó con la linterna varios clichés para demostrar la influencia de las asperezas con la resistencia friccional. Este trabajo es de la mayor importancia.

Se concedió 10 minutos de descanso antes de empezar con los trabajos del siguiente grupo, los cuales estaban relacionados con formas de buques y resistencia a las olas. Se presentaron trabajos del Dr. Hogner, del Dr. Weinblum sobre líneas de agua entrantes o rectas, del Dr. Wigley y del Prof. Barrillon sobre resistencia de una superficie deslizante. Los Doctores Hogner y Weinblum se expresaron el alemán, Mr. Wigley en inglés y Mr. Barrillon en francés. Mr. Allan y Mr. Baker, tomaron parte en la discusión causando este último una gran consternación en el Dr. Hogner, al dudar de que la teoría potencial sea aplicable a los hechos observados en resistencia a las olas, al producirse la dispersión de la ola de proa. Estos lectores entre los ases, son de los pocos que pueden escamotear la integral de Michell. Siento que el Dr. Havelock no estuviera presente para completar el notable grupo.

#### *Propulsión por palas*

Por la tarde bajo la presidencia del Doctor Föttinger se discutió el problema de la propulsión por palas, denominación que se eligió en vez de la de propulsión por hélice, para admitir la inclusión del sistema Voith-Schneider de propulsión que fué discutido por el Prof. Belz de Göttingen con gran sencillez y fué un modelo de claridad. El Dr. Weining de Berlín, la teoría potencial de la interferencia mutua de las palas de la hélice. Este trabajo es de una importancia evidente para obtener una satisfactoria teoría de la hélice y hay que respetarla. Lástima que no fuese discutida por el lector la aplicación de la rutina de la teoría a un proyecto de hélice.

El Dipl. Ing. Gutsche leyó después un trabajo sobre la influencia de la cifra de Reynold en la ejecución de modelos de hélices. Este trabajo es el más completo que hemos conoci-

do hasta ahora sobre la materia. La extraordinaria influencia del efecto de las incrustaciones sobre la distribución de la presión alrededor de las palas fué una verdadera revelación, aun para aquellos que tenían razón al sospechar la existencia de un importante límite en el empleo de pequeñas hélices.

El último trabajo fué el de Miss Schiller y los británicos se alegraron de encontrar una encantadora contrincante alemana, de nuestra Mrs. Smith-Keary.

### Coordinación

Por la noche hubo banquete y se pronunciaron algunos brindis. El Dr. Kempf hizo un llamamiento a la coordinación del esfuerzo internacional, lo que permitió a Mr. de Mea apóstol de la coordinación expresar su satisfacción por la realización de una verdadera y práctica coordinación.

Las reuniones del jueves tuvieron lugar en el Tanque de Hamburgo. El asunto que se discutió por la mañana fué el de cavitación y el presidente de esta sección fué el Prof. Prandtl.

### Cavitación

El Prof. Ackeret de Zurich presentó un trabajo que trataba de las investigaciones que él mismo hizo sobre erosión cavitacional en los laboratorios de Escher Wys & Co. Describió sus observaciones sobre el colapso de las burbujas para lo que empleó un instrumento piezoelectrónico, empleando cristales de cuarzo; demostró las diferentes propiedades anticorrosivas de varios metales según su tenacidad, y por último dejó bien patente la diferencia que existe entre corrosión y erosión, al destruir rápidamente una pieza de una aleación de aluminio anticorrosivo. El Dr. Föttinger a continuación expuso diferentes clases de cavitación. Por medio de una placa que proyectó en la linterna hizo ver una auténtica cavitación. El efecto de la «acción válvula» que produce la cavitación se mostró de un modo semejante.

El trabajo de Herr Walchner que siguió a continuación trataba de como se comportan los segmentos de perfiles sometidos a cavitación. Este trabajo es de gran valor informativo, pues proporcionó datos sobre cifras y ángulos de incidencia en relación con planchas de diferentes gruesos. Herr Martyrer de Aix-la-Chapelle presentó un trabajo parecido aunque disentió

algo de lo expuesto por Herr Walchner. El trabajo de Herr Lerbs del Tanque de Hamburgo fué de gran interés para los arquitectos navales, pues se refirió a diferentes pruebas de cavitación con modelos de hélices de 3 palas de diferentes áreas. Estableció con toda claridad la potencia y eficiencia asociadas a la cavitación y demostró lo que cuesta impedir la erosión. Uno de los puntos tratados por Lerbs fué el de asegurar mayor empuje en cavitación para proporcionar área, reduciendo el diámetro y aumentando el paso para un extremo de la escala y viceversa para el otro. El esquema sugiere la idea de que para algunas condiciones intermedias, y un paso de 1'4 aprox. los cambios no tuvieron importancia en las hélices que se ensayaron. Este trabajo en unión de los que trataron sobre cavitación en secciones solamente, promete dar mucha luz sobre esta materia. El Dr. Weining también presentó otro trabajo sobre cavitación. El último de este grupo fué el del Dr. Schmidt que expuso la experiencia que el Almirantazgo Alemán posee sobre este tema. Algo de este trabajo ha sido publicado con anterioridad.

### Formación de burbujas

Después de un pequeño descanso para el almuerzo, se presentaron nuevos trabajos. De entre ellos el más interesante fué el de Herr Müller que consistió en una película en la que se veía una auténtica formación de burbujas y su colapso alrededor de una sección sometida a cavitación. Podía distinguirse perfectamente la formación de la burbuja, su desarrollo y finalmente su colapso. El Dr. Flügel, trató de las investigaciones hechas en Danzig sobre cavitación y distribución de presiones. Dió indicaciones muy valiosas para la elección de secciones con el fin de evitar la cavitación. Herr Schroter trató de la cavitación en un difusor, y Herr Gutsche de la cavitación sobre un segmento. Finalmente el Dr. Springorum discutió algunos casos prácticos de erosiones de hélices y demostró que es de la mayor importancia el cuidar sumamente la superficie para disminuir la erosión.

La sesión final tuvo lugar después de una detenida visita al Tanque de Hamburgo, visita que estuvo muy bien organizada y hay que agradecer mucho las atenciones recibidas por la dirección del mismo y al Dr. Kempf particu-

larmente su cortesía al contestar a las innumerables preguntas que se le dirigieron.

#### No uniformidad de la corriente

La sesión final tuvo lugar bajo la presidencia del Prof. Madelung y se dedicó a la discusión de la influencia de la no uniformidad de la corriente, en la ejecución de hélices. El primer trabajo presentado fué el del Dr. Horn, pero era tan sumamente largo que fué imposible condensarlo debidamente para que no rebasara el límite de tiempo asignado. El Dr. Kempf pretende establecer una mayor división de los factores que entran en la eficiencia de la propulsión y su trabajo en unión del presentado por el Dr. Helmbold promete proporcionar gran claridad en el complejo problema de la relación entre el casco y la hélice. Un punto muy curioso sobre este tema fué la posibilidad teórica de una deducción negativa del empuje. El hecho se ha llevado a la práctica en un nuevo tipo de remolcador ya construido bajo la dirección y proyecto del Dipl. Ing. Kort y es del tipo de popa en forma de tobera. El siguiente trabajo es del Dr. Hogner y describía los resultados de ensayos hechos en el Tanque de Hamburgo, sobre un henchimiento de la bocina en forma de vástago para buques de dos hélices, con forma especial, para los de una hélice estas formas produjeron una mejor distribución de la corriente a las hélices, que las de tipo ordinario, pero por el momento tienen mayor resistencia friccional.

Un trabajo parecido fué presentado por Herr Schmierclaski del Tanque de Hamburgo, dando los resultados de ensayos sobre un modelo elipsoidal con una corriente completamente simétrica en la hélice. Con otro modelo con la misma forma avante pero con forma mas corriente en la entrada de la hélice, se vió que se ganaba en asegurar la mayor uniformidad de corriente en la hélice. El último trabajo fué del Dr. Gutsche en el que discutía la influencia de los valores de Reynold en la ejecución de un modelo como el anterior.

El interés no decayó un momento durante toda la conferencia, y el entusiasmo despertado augura un porvenir muy halagüeño. Estoy convencido de que se llegará a formar un organismo permanente con todas las asociaciones de arquitectos navales, pues son muchos los pro-

blemas que hay que solucionar y no pocos los de orden económico.

Cuando se publiquen oficialmente las deliberaciones de esta conferencia podrá apreciarse la labor que se ha desarrollado.

El Dr. Foerster y Alemania han dado un alto ejemplo de hospitalidad y por ellos debemos poner en práctica la coordinación tan recomendada por los Dres. Foerster y Kempf. (J. G.)

#### ELECTRICIDAD

**La maquinaria de los Porta-aviones "Lexington" y "Saratoga", (Journal of the American Society of Naval Engineers, Mayo de 1932).**

Sin duda alguna el trabajo más completo, exacto e interesante de cuantos se han publicado sobre el comportamiento y características de la maquinaria de los porta-aviones Americanos es el que Lieutenet H. L. Dodson, U. S. N., publica en la revista arriba mencionada, con el título «Estimated and actual engineering performances of U. S. Airplane Carriers «Lexington» and «Saratoga».

Contiene este trabajo 68 figuras y 12 tablas en las que se encuentran una serie de datos, diagramas y características de tal utilidad, que hacen de él un consultorio obligado para la preparación y dirección de toda clase de pruebas de buques de turbinas, tanto en recepción como en servicio, así como una guía excelente para estimar los consumos y características de las diversas partes de la maquinaria.

Las características a obtener en las pruebas de recepción fueron estimadas por el Astillero «Fore River Plant» (que construyó el «Lexington»), y en servicio por la «General Electric Co.»; los valores obtenidos se presentan en la primera parte del trabajo, mientras que la última parte presenta los valores reales a que se ha llegado después de las pruebas oficiales de Mayo—Junio y Noviembre—Diciembre de 1928 y de las efectuadas durante los años 1929 y 1930.

Los cálculos hechos por el Astillero y por la «General Electric» incluyen los consumos de vapor para cada una de las partes de la maquinaria, la evaporación real y equivalente por

libra de combustible y los consumos de combustible por hora por todos conceptos para distintas velocidades, incluyéndose además en las tablas (1 a 3) y figuras (6 y 7) correspondientes las diversas características de operación (S. H. P., R. P. M., condición inicial y final del vapor, número de alternadores en marcha y de calderas encendidas, etc.) para cada velocidad.

La figura 7 es muy interesante pues da los consumos estimados en servicio: combustible por milla y por S. H. P.-hora por todos conceptos, vapor vivo para turbinas solas con o sin admisión de vapor de escape de auxiliares, consumo de vapor por todos conceptos en las mismas condiciones, consumo de auxiliares en % del total, R. P. M. de las hélices, S. H. P., número de alternadores y calderas en función, todo ello en función de las velocidades.

Pero lo verdaderamente interesante del trabajo son las tablas 6, 7 y 8 y figuras 14 a 68 que contienen los resultados globales y para cada una de las diversas partes de la maquinaria, de un gran número de pruebas de las que entresacamos las más importantes:

1.—Pruebas de velocidad y standardización.—Tres corridas a cada una de las siguientes velocidades: 9, 12, 16, 18, 22, 25, 28, 30, 32,5 nudos y cinco corridas a la máxima velocidad posible.

#### *Pruebas diversas de consumo*

2.—Prueba de 6 horas a 4500 s. h. p.—Las dos primeras horas para medir el consumo de vapor; las últimas cuatro para consumos de combustible. Un grupo generador y la planta destiladora en marcha.

3.—6 horas a 144 r. p. m.—Igual a la anterior.

4.—6 » a 162 » — » » »

5.—4 » a 226 » —Se midió consumo de combustible por todos conceptos y de vapor de la turbina principal sola. Dos grupos y planta evaporadora en marcha.

6.—4 horas a 273 r. p. m.—Igual a la anterior pero con 4 grupos en marcha.

7.—180,000 S. H. P.—4 horas.—Igual a la anterior pero con la planta evaporadora parada.

8.—Una hora a máxima fuerza posible.

9.—Consumos en servicio.—San Pedro de California a Honolulu a 30 nudos.

Es interesante hacer notar que los consumos de garantía especificados en los contratos,

se basaron en la curva estimada de características de las hélices (suministrada por la Marina) y en unas condiciones inicial y final de vapor de 265 lbs/in<sup>2</sup> y 50° F. de recalentamiento y 28,5" de mercurio de vacío (30" de barómetro). Las 265 libras por pulgada cuadrada son del manómetro. Para las pruebas de 180,000 S. H. P. y plena fuerza, el vacío especificado era 28" solamente.

Asimismo se especificaban en el contrato los siguientes factores de corrección para variaciones en las condiciones del vapor y en las r. p. m. del propulsor.

**Presión:** Para variaciones entre 265 y 245 lbs. de manómetro. 1 % de aumento en el consumo de vapor por cada 10 lbs. de disminución.

**Recalentamiento:** Se garantiza una disminución de consumo de 1 % por cada 13° F. de exceso sobre los 50° F. y se tolera un aumento de 1 % sobre el garantizado por cada 13° F. por debajo de los 50° F.

**Título:** 2 % aumento de consumo por cada 1 % de humedad.

**Vacio:** 6 % aumento de consumo por cada pulgada de disminución de vacío a marchas superiores a 162 r. p. m.; 8 % a 144 r. p. m. y 10 % en la prueba de 4500 S. H. P.

**Revoluciones:** 1 % aumento por cada 5 % de reducción en las r. p. m. de la hélice por debajo de 317 r. p. m. a 180,000 S. H. P. y 3,5 % aumento por cada 5 % de reducción por debajo de 91 r. p. m. a 4500 S. H. P.

La tabla 7 que es sin duda la más importante, contiene una comparación entre los consumos reales y los de garantía.

Las figuras 23 a 68 ya mencionadas contienen cuanta información suplementaria se pueda desear sobre características de las turbinas principales, ventiladores, bombas, eyectores y operación de los alternadores; las curvas referentes a calderas van en las figuras 14 a 17; las de hélices en las 19-21; la figura 22 da los resultados de pruebas con los fondos sucios, y la 9 sobre amarras.

Tan interesante artículo termina con una observación del autor sobre el cuidado que ha tenido de presentar los datos tal y como se observaron y de comprobar los resultados calculados, lo que tiene gran importancia en un trabajo de esta naturaleza.

(F. A. Q.)