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 V — NÚM. 45
CARTAGENA 1.° MAYO 1933

TALLERES TIPOGRÁFICOS LA TIERRA
PRÍNCIPE DE VERGARA, NÚM. 2

Precios de suscripción (año): España y América 30 ptas. Demás paises 40 ptas. - Número suelto 3 ptas. en España y América y 4 ptas. en los demás paises - 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

El invento de la máquina de vapor, por *José Rubí* . 200
Resistencia de superficies planas que se mueven en un flúido, por Karl. E. Schoenherr. Traducción-extracto, por *Carlos Lago* 203
Experiencias sobre tres modelos geométricamente similares, por el Cte Harold E. Gaunder. Traducción-extracto, por *Adolfo Mariño*. . . . 208
La soldadura eléctrica en la armada alemana . . . 219

NOTAS BIBLIOGRÁFICAS

BUQUES DE GUERRA

El buque de guerra «Bremse», enteramente Diesel . 226

CONSTRUCCIÓN NAVAL

La corrosión del hierro y del acero en la estructura de buques 227

CALDERAS

La caldera «Benson» 228

MOTORES

Algunas posibilidades de la propulsión por motores Diesel con engranajes 230

Páginas

Nociones recientes sobre la apreciación de los carburantes 232
Columnas de acero para motores Diesel 237

METALURGIA

Causas y efectos en la fundición del bronce. . . . 238

ORGANIZACIÓN DE SERVICIOS

Dirección de la Manufactura 241

MISCELÁNEA

Chaveteros en forma de T 246
Uso de los rayos X y de los rayos Gamma en la inspección de la construcción naval 247
El nuevo carro para grandes velocidades en el tanque de Tiergarten, de Berlín 247
Libros recibidos. 248

INFORMACIÓN PROFESIONAL

Marina Mercante 249
Personal 249

El invento de la máquina de vapor

por José Rubí Ingeniero Naval

El tema, sin trascendencia alguna por lo trillado y conocido, apenas puede ofrecer interés. Sin embargo, para todos los que tenemos que convivir con la máquina de vapor, tal vez el conocimiento de ciertos detalles de su invento sirva de amena distracción, al mismo tiempo que probará, una vez más, la hospitalidad de estas columnas que, ordinariamente, se engalanan con los intrincados símbolos del cálculo, para expresar hondos conceptos profesionales y que hoy dan cabida a un chispazo de historia, conocido de muchos, pero acaso, repito, distracción para algunos y... ojalá que así sea.

La idea de aplicar el vapor como elemento de trabajo es sumamente antigua y el año 130 antes de J. C., ya habla Herón de Alejandría, en su tratado «Pneumática», de una turbina de reacción en la que el vapor hiere a chorros la periferia de una rueda. Pero de aquella época nada más se detalla y saltamos diecisiete siglos sin que vuelva a manifestarse avance alguno en la materia.

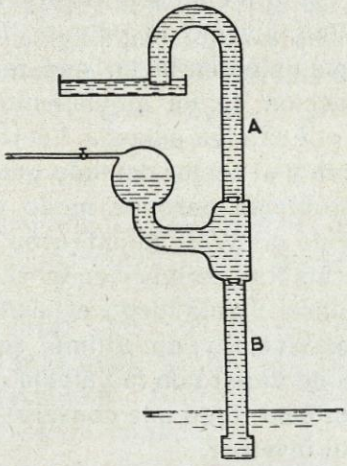
La gran renovación de las ciencias que se inicia a fines del siglo XV y adquiere tanto esplendor en el XVI, con hombres de tan sólido temple científico como Galileo y su discípulo Torricelli, tenía que exhumar aquellas viejas ideas y así, a principios del siglo XVIII, Giovanni della Porta recoge las sugestiones de Heron y las continúa, haciendo ver que el vapor podía sustituir al aire como medio expansionable y que por su condensación podía producir un vacío que facilitase la subida del agua, de un nivel a otro superior.

A mediados de este siglo, surge en todas partes un plantel de hombres de mérito, singularmente en Inglaterra, con Robert Boyle a la cabeza y en Francia con Christian Huyghens, los cuales, fundan dos Sociedades científicas de universal renombre: «La Real Academia de Ciencias» francesa y la «Real Sociedad para el Progreso de los Conocimientos Naturales» en Inglaterra. La correspondencia entre ambas Sociedades fué origen de las «Philosophical Transactions» de fama mundial.

En tal ambiente científico, se hablaba constantemente del aprovechamiento del vapor, pero siempre con carácter «pasivo», es decir, utilizando su condensación para que la presión atmosférica (flamantemente medida por Torricelli y comprobada por Pascal) fuese la que «activamente» elevase el agua de nivel; sistemática aplicación que todos hacían del vapor. Así, en 1663, el marqués de Worcester, un aristócrata inglés, de positivo entusiasmo científico, aun cuando un tanto soñador, describe, en un libro suyo, el espectáculo visto de un surtidor continuo de 12 metros de alto alimentado por una máquina de vapor. De tal máquina nada más se ha sabido y extraña cosa es, ya que el presunto inventor era hombre de grandes medios para publicarla y construirla. Acaso su fantasía quedó impresionada en una de sus visitas a París, en que cruzando por una prisión, oyó los gritos de un preso que se desgañitaba en proclamar su descubrimiento del «poder del vapor» y que por haber llegado hasta Richelieu con importuna asiduidad, había sido recluido. Aquel loco era Salomón de Caus, otro de tantos físicos de la época, que al charlar con el Worcester produjo en éste tan honda impresión, que el marqués dijo luego a sus acompañantes: «Esta persona no está loca y en mi país en vez de haberla encerrado la hubieran cargado de riquezas. En esta prisión han encerrado ustedes el mayor genio de la época». ¿Leyenda? ¿Quien sabe? ¡Hay que desperdiciar tanta ciencia y tanto valor para arrancar a la Naturaleza un Postulado o a la Humanidad un Héroe!

Hubo un corto período en el que la pólvora quiso rivalizar con el vapor y hasta el mismo Huyghens inventó una máquina en que la pólvora produjera el vacío que luego aprovecharía la presión atmosférica. Pero la pólvora fracasó, y Denis Papin, discípulo aventajado de Huyghens, entró en la Real Sociedad inglesa, apadrinado por Boyle, y, en los años de 1668 a

1690, publicó varias comunicaciones en las que mostraba una idea clara de lo que podía ser una máquina alternativa actuada por la presión atmosférica y fundada en que, «como el agua tiene elasticidad, cuando el calor la ha transformado en vapor y el frío la condensa otra vez, será posibie hacer máquinas en las cuales, por medio del calor, el agua proveerá el vacío que la pólvora no ha podido proporcionar». Así andaban las cosas cuando en 1698 Thomas Savery, un desconocido de Devonshire, presentó ante el Rey de Inglaterra un modelo de su patente «el amigo del minero», para «elevar agua y producir movimiento por la fuerza impelente del fuego». La máquina en cuestión era, sencillamente, una bomba formada por un tubo de comunicación entre el depósito bajo y el alto, provisto de dos válvulas, entre la que se derivaba un injerto terminado en un recipiente ovalado, al que se mandaba vapor desde una caldera, mediante un grifo movido a mano. Al entrar vapor a presión, este hacía subir el agua por el tubo A, hasta un nivel superior. Al enfriarse el

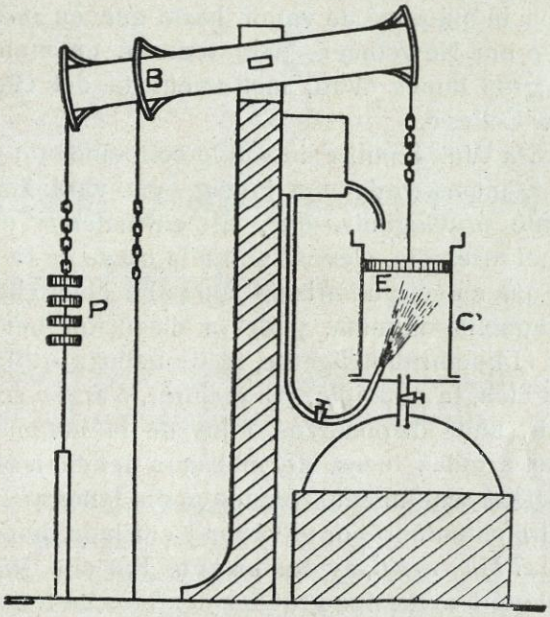


Máquina de Savery

vapor, y por el vacío producido, subía otra cantidad de agua, desde el nivel inferior a través del tubo B.

El invento fué muy discutido en cuanto a originalidad y, realmente, leyendo a Papin, la idea de Savery, era una consecuencia; pero lo indiscutible es que así empezó a industrializarse el vapor, pues de estas máquinas se establecieron muchas en las cuencas mineras para el agotamiento de los pozos.

Unos vecinos de Savery, Newcomen y Cawley, vieron a aquél trabajar en sus «amigos del minero», y, sin inventar nada nuevo, pero dándole aspecto más racional de máquina, lanzaron otro modelo, en el que era más fácil aplicar el movimiento engendrado por el vapor, aún cuando la aplicación directa que le dieron, fué, por no variar, sacar agua con una bomba.



Máquina de Newcomen

La máquina Newcomen, consistía en un cilindro C, dentro del cual se movía el émbolo E, ajustado a las paredes de aquél por una arandela de cuero, y refrigerado con agua, por su cara alta de una manera constante. Este émbolo tenía su cara superior siempre en contacto con la atmósfera, y quedaba suspendido, mediante una cadena, al extremo circular de una fuerte palanca de madera, cuyo punto de apoyo estaba en un muro de fábrica. Por la cara inferior del émbolo, se admitía a mano, el vapor procedente de una caldera esférica situada debajo, y este vapor, una vez expulsado el aire, se condensaba por enfriamiento externo, debido a un surtidor con válvula accionado a mano. La condensación traía consigo un rápido descenso del émbolo, el cual tiraba del extremo de la palanca, contrapesada con algún exceso, por los pesos P, y accionando la bomba a través de una cadena, varilla y sector B.

El aparato era bien precario, aunque más *máquina* que la Savery; pero su manejo era muy molesto, ya que los grifos para entrada de vapor y refrigeración eran accionados por hom-

bres que, fácilmente provocaban falsas maniobras en perjuicio de la máquina.

Sin embargo, el modelo se generalizó mucho, y, en 1720, llegó a instalarse una Newcomen, que, con un cilindro de un metro de diámetro, elevó agua a cincuenta metros, a razón de quince emboladas por minuto.

No mejoró grandemente, durante cuarenta años, la máquina de vapor, hasta que en 1764, cayó una Newcomen, para reparar, en manos del gran James Watt, instrumentista del Glasgow College.

Era Watt hombre de sólido conocimiento de las Ciencias y de una inteligencia verdaderamente privilegiada, que, al enfrentarse con aquel artefacto, elevóse sobre la prosa de la vida, que en su utilitarismo diputaba como buena aquella máquina, y de la disección hecha por el hombre inteligente, sólo quedó a utilizar una idea, la de Papin, y a mejorar, o acaso sustituir, unos dispositivos, hijos de la intuición pero, a todas luces, de malísimo rendimiento.

¿Qué rendimiento térmico podía tener un cilindro calentado por el vapor y enfriado por el agua? Muy malo, evidentemente. Por ello Watt pretendió evitar los grandes cambios de temperatura, mediante un forro de madera en el cilindro. Esto fué arma de dos filos, pues si era bueno en la admisión, presentaba mal arreglo para la condensación. Ahondó Watt en la materia y llegó a unos conocimientos firmes y eran que, «cuanta más baja la temperatura de condensación, más perfecto era el vacío», y que «la temperatura óptima del cilindro sería la más próxima a la del vapor admitido». Afirmados estos principios, la consecuencia era inmediata la máquina Newcomen era casi absurda. Pero Watt era hombre que sabía que las leyes, en las ciencias, han de cumplirse a despecho de las dificultades, y por eso siguió rumiando aquellas incompatibilidades hasta preguntarse: ¿Si el agua se hace vapor en sitio diferente del cilindro, por qué no transformar el vapor en agua en otro recipiente? Y, dicho y hecho. Al cilindro le agregó una bolsa metálica, comunicada con él, mediante nuevo grifo y aquella bolsa la sumergió en agua fría. Había nacido el «condensador», como Watt bautizó al nuevo elemento de la máquina.

El condensador, hijo de una gran dificultad, dió vida a otras dos: el agua fría se calentaba pronto y el recipiente de condensación se llenaba de agua condensada a poco de funcionar, Watt incorporó a la máquina las dos auxiliares fundamentales: la bomba de circulación y la de aire, movida por la viga-palanca principal.

¿Y qué pensar de aquella cara alta del émbolo, descubriendo y tapando la parte superior del cilindro abierto, con la consiguiente pérdida inmensa del calor? El cierre del cilindro se imponía; pero ¿Porqué no sustituir la atmósfera, en la nueva cámara, por el vapor que sería agente más poderoso que el aire mismo? Y el cilindro se llenó de vapor en la parte alta y conservó una elevada temperatura mediante la camisa de vapor. Asi, con vapor trabajando *activamente* en la cara alta del émbolo, *pasivamente* en la baja quedó ya establecida en firme la *máquina de vapor de simple efecto.*

El camino era el verdadero, Watt estaba en él y su genio no se detuvo ante lo incompleto. La cara inferior del émbolo podía ser *activa* y la superior *pasiva*, en una embolada, para ser lo contrario en la siguiente; pero ello requería un artificio de fácil y seguro funcionamiento, que alternase las comunicaciones de ambas regiones del cilindro con la caldera y el condensador, y, Watt, inventó la válvula de distribución a la que unió una biela, que requirió una nueva deducción de un movimiento rectilíneo del circular de la viga-palanca. Fueron primero la cremallera y el sector dentado quienes resolvieron el problema, pero de modo tan brusco que el ingenio de Watt alumbró su «paralelógramo articulado», enriqueciendo valiosamente a la cinemática. Siguió luego el sistema vástago, biela, manivela, y, por último, se completó la máquina de vapor con la válvula de cuello y el regulador centrífugo que conserva el nombre de su genial inventor.

Hecha la máquina quedaba el «medirla», y, para ello, la inagotable fecundidad de Watt, dió a luz el *indicador*, que, además de medir una potencia para regular racionalmente una venta, contribuyó poderosísimamente, al estudio profundo de la termodinámica.

Muchos fueron, según hemos visto, los que se interesaron por la *infancia* del vapor, varios los que aportaron materia prima para ser trabajada en la forja de la inteligencia; peró el forjador de tan gigantesco invento fué, sin duda, el genial y concienzudo James Watt, a quien, con toda justicia, la Historia ha atribuido la paternidad de tal máquina, siquiera, como buen padre,

no quiso que dejara de ser niña, oponiéndose y dejando establecida una escuela de oposición, al empleo de presiones elevadas, retrasando así el mejor aprovechamiento del invento. Ello no resta grandeza a la inmensa figura de Watt, dando al mundo una nueva forma de aprovechar la energía, aún cuando otro hombre cumbre, Carnot, alambicase con su «Principio» el limitado rendimiento que podía alcanzarse del vapor bajo su inexorable ley, que, como providencial aviso, recuerda al hombre, aún en sus mayores triunfos, la existencia de leyes naturales que la inteligencia puede vislumbrar, pero que la voluntad humana ha de acatar rendida, dando así gran realce a nuestra razón que sabe sojuzgar lo que a su dominio corresponde y doblegarse ante lo que al reino del misterio pertenece.

Resistencia de superficies planas que se mueven en un flúido

(Comunicación leída por Karl. E. Schoenherr, ante «The Society of Naval Architects and Marine Engineers», de Nueva York, en Noviembre de 1932. Traducida y extractada por Carlos Lago, Ingeniero Naval)

En este importante trabajo empieza el autor por sentar los principios fundamentales de la Ley de Froude y la manera de determinarla, llegando a la siguiente ecuación, que representa la consecuencia final del método de Froude;

$$\frac{r}{av^2} - \frac{R}{\gamma AV^2} = \frac{f}{av^2} - \frac{F}{\gamma AV^2} \qquad (2)$$

donde las magnitudes del barco se representan con letras mayúsculas y las del modelo con minúsculas, y

Resistencia total . . . . . = R,r
Resistencia friccional. . . . . = F,f
Resistencia residual . . . . . = W,w
Area de superficie mojada. . . . . = A,a
Velocidad. . . . . = V,v
Relación lineal . . . . . = λ
Gravedad específica del agua del mar . = γ

Resistencia friccional de superficies planas.—Sabido es que de los experimentos de W. Froude en 1871 remolcando superficies planas hasta 50 pies de eslora, se dedujo que la resistencia de fricción se podía expresar por una ley de la forma:

$$F = cAV^m \qquad (3)$$

donde *m* era un exponente variable, que se aproximaba al valor 1,83 para esloras de alrededor de 50 pies. Más tarde, en 1.880, R. E. Froude y Tideman propusieron una fórmula de este tipo para la resistencia friccional de barcos, donde el exponente de la velocidad era constante, pero los coeficientes disminuian a medida que aumentaba la eslora. Dichos coeficientes, algo modificados, aún se emplean hoy muy extensamente, aunque se ha reconocido que no están de acuerdo con el principio de la homogeneidad dimensional.

Unos treinta años antes de las investigaciones fundamentales de W. Froude, se llevaban a cabo investigaciones en otro sentido por Hagen y Poiseuille sobre resistencia friccional de los tubos, los cuales descubrieron independientemente el así llamado «flujo laminar» en los tubos, consistente en una acción de deslizamien to entre capas contiguas del flúido, que dá lugar a esfuerzos cortantes.

En 1.883, Reynolds descubrió que para un cierto valor de la velocidad o del diámetro del tubo, el flujo cambiaba súbitamente de laminar a lo que se conoce como «flujo turbulento». Este último se produce cuando hay remolinos en toda la masa del flúido. Razonando con las dimensiones, Reynolds dedujo que el punto de transición sólo podía depender de la relación adimensional:

$$R = \frac{\rho\, ur}{\mu} \qquad (4)$$

donde

u = velocidad media en pies por segundo,
r = radio del tubo en pies,
ρ = densidad en libras — segundo^2—pie—^{4}
μ = coeficiente de viscosidad en libras—segundo—pie—^{2}.

Siguiendo el trabajo de Reynolds, Rayleigh dedujo la ley de similitud dinámica referente solo a fuerzas de inercia y de fricción; dicha ley implica que

$$\frac{\text{Fuerza de inercia}}{\text{Esfuerzo cortante}} = \frac{VL}{\nu} = \text{Constante} \quad (6)$$

siendo L una longitud y ν la relación entre la viscosidad y la densidad, generalmente llamado viscosidad cinemática.

La ecuación anterior expresa que para que la forma del flujo en dos sistemas sea similar, hace falta que la relación $\frac{VL}{\nu}$ sea la misma para ambos. Naturalmente, esto se verificará también si en lugar de $\frac{VL}{\nu}$ escribimos $\phi\left(\frac{VL}{\nu}\right)$, siendo ϕ una función cualquiera. Ya que la fuerza de inercia se puede expresar por $c\,\frac{\rho}{2}\,v^2$, donde c es un coeficiente de la ecuación fundamental se deduce

$$\text{Esfuerzo cortante} = S = c\,\frac{\rho\,V^2}{2}\,\phi\left(\frac{\nu}{VL}\right) \quad (7)$$

En esta ecuación, L denota una longitud característica del sistema, que para el caso de flujo en tuberías es, sin duda, el radio del tubo. Sin embargo, para el caso de fricción de superficies planas esta característica ha sido objeto de dudas. Esta incertidumbre fué disipada por la teoría de la capa circundante, propuesta por Prandtl en 1904 para simplificar las ecuaciones diferenciales generales del flujo viscoso de Navier-Stokes cuyas conclusiones fundamentales son las siguientes: La fricción interna entre las partículas del flúido es pequeña, pero finita; el flúido se adhiere a la superficie del cuerpo; la aceleración friccional de las partículas del flúido tiene lugar dentro de una capa circundante cuyo espesor es pequeño del primer orden; fuera de dicha capa prevalece el flujo potencial; la variación de presión en sentido normal a la capa circundante es nula, así que la presión dentro de la capa es igual a la impresa por el flujo potencial. Por medio de esta teoría la característica de longitud queda definida, siendo el espesor de la capa (δ). En su virtud, la ecuación anterior se transforma en

$$S = c\,\frac{\rho}{2}\,V^2\,\phi\left(\frac{\nu}{V\,\delta}\right) \quad (7a)$$

Una vez así equiparados los problemas de resistencia en tuberías y de resistencia de superficies planas, Karman y Prandtl mostraron como se podían emplear en el segundo de estos los datos experimentales obtenidos en el primero. Conviene exponer el razonamiento empleado:

Sea A B (fig. 1) un trozo de superficie plana en reposo, de calado unidad, que se halla en una corriente de velocidad uniforme U. Al llegar a las proximidades de la superficie la velocidad de las partículas disminuye por la fricción en proporciones variables con la distancia a la superficie. Así, en la sección AA′ la velocidad es u a la distancia y de la superficie y U a la distancia δ.

La fuerza retardatriz total entre los puntos O y A se puede calcular por la variación de cantidad de movimiento por segundo. La cantidad de flúido que pasa en un segundo por una faja de anchura dy es (ρ. u. dy.) y el cambio de velocidad es (U-u), luego

$$F = \rho \int_0^{\delta} (U-u)\,u.\,dy \quad (8)$$

La fuerza retardatriz entre dos secciones que distan entre sí dx, será

$$d\,F = d\left(\rho \int_0^{\delta} (U-u)\,u.\,dy\right) \quad (8a)$$

La integral anterior se podrá evaluar conociendo la distribución de la velocidad en función de y. Si ésta estuviera expresada por la ley

$$u = U\left(\frac{y}{\delta}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (c)$$

la integración de los valores anteriores daría por resultado:

$$F = \frac{n}{(n+1)(n+2)} \rho U^2 \delta \qquad (9)$$

$$S = \frac{n}{(n+1)(n+2)} \rho U^2 \frac{d\delta}{dx} \qquad (9a)$$

Si en la fórmula (7a) se conociera la función ϕ, por ejemplo, si esta la convirtiera en

$$S = c \frac{\rho}{2} U^2 \left(\frac{\nu}{US}\right)^{\frac{1}{m}} \qquad (10)$$

se podrían igualar las ecuaciones (9a) y (10), e integrando se obtiene:

$$\delta = \left[c \frac{(m+1)(n+1)(n+2)}{n\,m} \left(\frac{\nu}{U}\right)^{\frac{1}{m}} L\right]^{\frac{m}{m+1}} \qquad (11)$$

siendo L la eslora total de la plancha. Sustituyendo el valor anterior en (9) se obtiene:

$$F = \frac{n}{(n+1)(n+2)} \left[\frac{(m+1)(n+1)(n+2)}{n\,m} c\right]^{\frac{m}{m+1}} \rho L U^2 \left(\frac{\nu}{UL}\right)^{\frac{1}{m+1}} \qquad (12)$$

Por supuesto, el razonamiento anterior no se alteraría si se hubiesen elegido otras funciones distintas de las (c) y (10). Dejando indeterminada la forma de dichas funciones, la fórmula (12) toma la siguiente forma general:

$$F = c_f \frac{\rho}{2} A U^2 \varphi \left(\frac{\nu}{UL}\right) \qquad (12a)$$

Por medio del procedimiento indicado y empleando los exponentes 1/7 y 1/4 en las ecuaciones (c) y (10) respectivamente, determinados experimentalmente por Blasius en la medida de la pérdida de presión en tuberías, Karman y Prandtl, independientemente uno de otro, dedujeron la siguiente fórmula expresiva de la resistencia friccional de superficies planas:

$$F = 0{,}072 \frac{\rho}{2} A U^2 \left(\frac{\nu}{UL}\right)^{\frac{1}{5}} \qquad (13)$$

Lerbs, Schiller y Hermann han deducido otras fórmulas empleando esencialmente el mismo proceso pero escogiendo las funciones y los valores numéricos deducidos de experimentos más recientes.

Es importante hacer notar que estas fórmulas son experimentales y no teóricas, como a veces se les llama, por lo tanto no merecen más crédito que las basadas en mediciones directas de la resistencia total de planchas delgadas.

En vista de ello el autor ha vuelto a considerar los resultados de la experimentación directa llevada a cabo por Froude, Gebers, Baker, Zahm Gibbons, Wieselsberger. Taylor, Mc Entee, Eggert y Kempf, en distintos paises, épocas y condiciones. De aquí que no sea extraño el gran número de fórmulas propuestas para la resistencia de fricción.

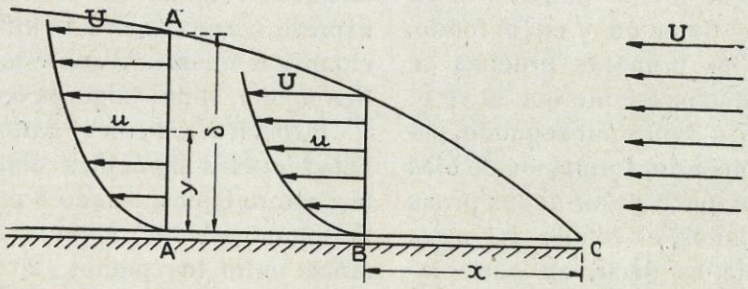


Fig. 1

Para coordinar las investigaciones anteriores, el autor empezó su investigación compilando y calculando de nuevo sobre una base uniforme, todos los resultados anteriores. En el transcurso de esta investigación se observaron dos puntos importantes: 1.° Que todos los experimentadores habían variado la velocidad y la eslora, pero no la tercera variable del producto $\frac{vL}{\nu}$, esto es, la viscosidad cinemática; 2.° Que para valores pequeños del número de Reynolds —2×10^5 y 2×10^6—los puntos experimentales estaban comprendidos en una zona muy amplia. De aquí se dedujo la necesidad de suplementar los datos existentes con nuevas experiencias en ambos sentidos.

Experimentos con planos de 3 y 6 pies.— Para ello se empleó un pequeño tanque que posee el U. S. Experimental Model Basin, de 35 pies de eslora, 4 de manga y 22 pulgadas de calado. Los objetos son remolcados en este tanque por medio de la tracción de un peso que se mueve verticalmente, acelerándose hasta que la resistencia es igual al peso, moviéndose entonces con velocidad uniforme. La sensibilidad del aparato es mayor que una diezmilésima de libra, con una capacidad máxima de tracción de media libra.

Con este aparato no se podían probar superficies aisladas, por falta de estabilidad. Esta dificultad se sorteó remolcando dos planchas idénticas, unidas entre sí, rígidamente, por encima de la línea de flotación. Tal dispositivo es llamado por el autor «Plano de fricción catamaran».

El primer catamaran probado, consistió en dos placas de 36 pulgadas de eslora por 15 de calado, con espesores de media pulgada y un octavo, en la línea de flotación y en el fondo, respectivamente. De las primeras pruebas se dedujo: 1.° Que no era aconsejable que la velocidad excediera de 2,7 a 3 pies por segundo, para no producir resistencia por formación de olas apreciable; y segundo: que a pesar de las proas redondeadas de los planos, el estado del agua era el de un flujo mixto, es decir, en parte laminar y en parte turbulento. Como aclaración, conviene consignar que el movimiento laminar deja de existir para un número de Reynolds determinado para superficies planas; pero así como la transición es brusca, el régimen turbulento no se establece completamente, originándose un flujo mixto de laminar y turbulento.

Con objeto de evitar este tipo de flujo, se cubrió con barniz fresco una zona que se extendía desde la proa hasta una distancia de cuatro pulgadas, dándose a continuación arena fina y esparciendo después sobre ella un barniz engomado, «Fixatif».

Influencia de las variaciones de temperatura sobre la resistencia de fricción.—Es sabido que la viscosidad cinemática de los flúidos varía apreciablemente con la temperatura; así, pues, es de esperar que esta tenga un efecto apreciable en la resistencia. El Catamaran de tres pies fué probado a nueve temperaturas distintas y a velocidades variables entre 0,3 y 3 por segundo. Los resultados se han situado en un diagrama en función de los siguientes coeficientes adimensionales

$$\text{Resistencia específica media} = c_f = \frac{F}{\frac{\rho}{2} A v^2}$$

$$\text{y Número de Reynolds} = R = \frac{v L}{\nu}$$

donde

F = Resistencia en libras.
A = área en pies cuadrados,
L = longitud en pies,
v = velocidad en pies por segundo,
ρ = densidad en libras—segundo^2—pie^{-4},
ν = coeficiente de viscosidad cinemática en pies^2 por segundo.

Del gráfico aludido se deduce que los puntos obtenidos con los nueve ensayos definen muy claramente una línea promedio, de donde se puede concluir que el número de Reynolds expresa correctamente la influencia de la velocidad y temperatura sobre la resistencia específica media, como exigía la teoría.

Experiencias con el catamaran de 6 pies.— Este tenía las siguientes dimensiones principales: eslora 6 pies, calado 8 pulgadas, espesor de la flotación 29/32", idem en el fondo 1/8", distancia entre los planos, 20 pulgadas. En este caso también hubo necesidad de emplear un procedimiento para provocar el flujo turbulento, que consistió en remolcar por la proa de los planos unos brazos verticales de 2 1/2" de anchura, cuya superficie fué hecha áspera con arena fina dada sobre pintura. Estos brazos fueron remolcados separadamente para estimar su resistencia. Esta resistencia fué restada de la resistencia total del plano y brazos, y el resultado se consideró como la resistencia friccional de las planchas. Todas las experiencias así hechas, fueron llevadas al mismo gráfico en que están los resultados de todos los investigadores.

Análisis de los resultados compilados.—Sobre dicho gráfico—que representa los resultados de 50 años de experiencias con superficies planas—hace el autor comentarios referentes a las condiciones en que cada una de ellas ha sido efectuada. Teniendo en cuenta lo variado de las épocas y condiciones de las experiencias hechas con planos de 3 a 80 pies de eslora, y a velocidades de 0,3 a 25 pies por segundo, se

puede afirmar que todos los resultados concuerdan bastante bien.

Sobre el citado diagrama se ha trazado una línea media que responde a los puntos sobre él situados. Basándose en la investigaciones teóricas de otros autores, propone una ecuación para dicha línea, que es:

$$\frac{0{,}242}{\sqrt{c_f}} = log\ (\ R.\ c_f\ )$$

la cual interpreta los resultados de todas las pruebas con la aproximación suficiente para los trabajos de ingeniería.

Resistencia friccional de los barcos.—Para extender a los barcos la discusión de la resistencia friccional de superficies planas y pulimentadas, es necesario tener en cuenta la curvatura y la aspereza del casco. En todos los casos es preciso comprobar los coeficientes que se empleen con las pruebas reales de los barcos. Invirtiendo el método de Froude se puede determinar la resistencia friccional de un barco, conociendo la total. Hoy existen medios, muy exactos, para deducir el empuje de un barco en pruebas, el coeficiente de deducción de empuje, calculado de las experiencias del modelo del barco, así como la resistencia de la obra muerta en el aire. Se puede, por tanto, hallar la resistencia total del barco en el agua, midiendo el empuje del propulsor.

Suponiendo, pues, que se conoce la resistencia total del barco R y la correspondiente del modelo *r*, se puede llevar a un diagrama la expresión

$$\left(\frac{r}{a\,v^2} - \frac{R}{\gamma\,AV^2}\right)$$

en que la notación es la misma que en la ecuación (2), sobre una base de esloras para una velocidad constante, o de velocidades para una misma eslora, situando también sobre el mismo gráfico la expresión

$$\left(\frac{f}{a\,v^2} - \frac{F}{\gamma\,AV^2}\right)$$

calculada por cualquier fórmula aceptada de resistencia friccional de superficies planas pulimentadas. Haciendo la hipótesis usual de que la resistencia de fricción de un barco es igual a la de un plano de igual eslora y superficie, incrementado por un suplemento debido a la resistencia de las juntas, solapes y otras desigualdades en el casco del barco, es evidente que la diferencia entre las ordenadas de las dos curvas antes citadas representa el «suplemento de aspereza». Naturalmente, este suplemento se puede considerar como un porcentaje (*k*) de la resistencia de la superficie plana pulimentada y en lugar de la curva anterior se trazará la de

$$\left(\frac{f}{a\,v^2} - \frac{F}{\gamma\,AV^2}\,K\right)$$

que deberá coincidir con la de

$$\left(\frac{r}{a\,v^2} - \frac{R}{\gamma\,AV^2}\right)$$

si *k* está correctamente escogido.

El autor presenta tres de estos gráficos, donde se comparan los resultados de las diferentes fórmulas.

Es oportuno hacer notar que una serie de gráficos de esta naturaleza para varias velocidades típicas, es muy útil para hacer cálculos rápidos.

Experiencias con régimen laminar.—Aunque se trata de un régimen de menor importancia práctica que el turbulento, se le ha concedido mucha atención, porque se puede obtener su ley de resistencia integrando la ecuación de Prandtl de la capa circundante.

El autor llevó a cabo experimentos con los catamaran antes citados y con otro de 2 pies de eslora, en una mezcla de 75 partes de glicerina y 25 de agua, que tiene una viscosidad cinemática aproximadamente 20 veces la del agua. Los resultados de los experimentos con estos tres planos, se indican en un diagrama, resultando que a cada plano corresponde una curva, lo cual no era de esperar, ya que todas las experiencias debían corresponder a una curva única.

Se ha encontrado que la siguiente fórmula

$$c_f = 1{,}327\ R^{-\frac{1}{2}} + \frac{7{,}2\ L^{\frac{5}{4}}}{R} \qquad (21)$$

se adapta muy bien a los resultados obtenidos, aunque no es homogénea.

Para explicar la anomalía obtenida con las

experiencias, sugiere el autor el siguiente razonamiento: Según la teoría de Blasius el espesor de la capa circundante varía con la raiz cuadrada de la viscosidad cinemática del medio. De aquí que en la mezcla de glicerina este espesor será unas 4 1/2 veces que en el agua. Este espesor perturba la similitud del campo por fuera de la capa circundante, produciendo resistencia de forma, la cual varía con la eslora.

De estas pruebas deduce el autor que se obtendrán discrepancias análogas en las pruebas de pequeña escala en el agua y en el aire, aunque menos acentuadas. Esta consideración, junto con la producción de flujo mixto, hace que resulte imposible obtener resultados uniformes en el agua con modelos menores de unos 10 pies.

Finalmente, incluye el autor la bibliografía a que se refiere en el transcurso de esta interesante contribución.

Experiencias sobre tres modelos geométricamente similares

(Comunicación leída por el Cte. Harold E. Gauuder, ante «The Society of Naval Architects and Marine Engineers» de Nueva York, en Noviembre de 1932. Traducida y extractada por Adolfo Mariño, Ingeniero Naval)

Teniendo en cuenta que la extrapolación de los resultados obtenidos sobre el modelo, al barco, por la teoría de la similitud, es una de las más importantes investigaciones sobre modelos y que las discrepancias dependen, en una gran extensión, quizá mayor de lo que se cree generalmente, del tamaño del modelo, del conocimiento incompleto de las condiciones, bajo las cuales, se prueba el modelo, de la aplicación impropia de la teoría de la similitud y de inexactos métodos para observar los datos de pruebas, parece que una natural solución de este problema, sería confrontar los resultados usando una serie de modelos geométricamente similares, que definiesen más exactamente la región de extrapolación.

Esta memoria ha sido preparada, por lo tanto, para suministrar los resultados de las experiencias completas de una serie de modelos y compararlos con los obtenidos en el barco, como principal objeto, incluyendo, también, en detalle, los procedimientos usados en Wáshington, para las experiencias de resistencia y autopropulsión.

Para ello, se hizo uso de dos series de tres modelos, geométricamente similares; la primera, representaba al crucero acorazado «Wáshington», y la segunda, el «North Caroline», ambos barcos de la misma clase, pero construídos en diferentes astilleros, y que fueron elegidos, no por razón de alguna inherente superioridad de formas, sino porque eran anticuados y, por lo tanto, podían publicarse datos completos de las pruebas, cuatro barcos de esta clase, habían sido sometidos a unas pruebas muy cuidadosas y, además, las proporciones generales y las potencias eran tales, que una familia de modelos, teniendo apreciables diferencias de escala, podía ser remolcada en el tanque y autopropulsada, sin encontrar serias limitaciones.

Al estudiar las experiencias de resistencia, empieza por el modelo Standard, (20 pies) del U. S. S. «Wáshington», construído en 1904, cuyas pruebas sin apéndices se hicieron en 1905 y 1922 y con ellos en 1915 y 1930 y cuyos resultados compara, ya que fueron corridos con diferente personal y dinamómetros y bajo generales condiciones que, necesariamente, han tenido que variar en 17 años. Para hacer esta comparación, traza los valores de $\frac{r}{s\,v^2}$ en función de v, y también los de E. H. P. sin notables diferencias, las que se refieren al barco sin y con apéndices, aunque, en estos últimos casos, no haya tan buen acuerdo, debido, quizá, al hecho de que, en las

pruebas del año 1915, el modelo tenía transmisión simulada de madera, mientras que en la última experiencia era de metal y preparada para la auto-propulsión.

Como se ve, la resistencia específica, empleada generalmente en los cálculos de esta clase, se reemplaza en Wáshington por la expresión $\frac{r}{s\,v^2}$, siendo:

r = resistencia total en libras,
s = superficie mojada en pies^2,
v = velocidad en nudos.

mientras que la resistencia específica verdadera es $\frac{r}{\rho\,s\,v^2}$ con

r = resistencia en libras,
ρ = densidad $\frac{(62{,}425}{32{,}2}$ = 1,94 para el agua dulce)
s = superficie mojada en pies^2.
v = velocidad en pies por segundo.

Compara luego los resultados de las corridas sin apéndices de los dos modelos adicionales de la misma serie, con el antiguo, pero los valores $\frac{r}{s\,v^2}$ se han trazado en función de $\frac{v}{\sqrt{l}}$ en lugar de v; después, los tres modelos se equiparon, con todos sus apéndices y fueron probados, dando los resultados que expresa como antes en función de $\frac{r}{s\,v^2}$ y $\frac{v}{\sqrt{l}}$. La similaridad entre las curvas, es más marcada en este último caso, notándose, además, en todas ellas que cerca de la velocidad de 1,5 nudos y a velocidades inferiores, el valor de $\frac{r}{s\,v^2}$ desciende notablemente, justamente lo que se puede esperar en la transición de la región turbulenta a la laminar.

Cree que, en un próximo futuro, se obtendrán valores más exactos de la resistencia a velocidades inferiores a 1,5 nudos, por medio del dinamómetro de gravedad, del tipo perfeccionado por el ingeniero naval Wellenkamp, de la Armada alemana. En este tipo, el modelo es remolcado por la caida de un peso y la velocidad determinada por el tirón ejercido por este peso sobre el hilo de remolque.

Debido a un error, al tomar las dimensiones de los propulsores de los planos a escala, las palas de las hélices, eran más estrechas. Esto no se descubrió hasta el final de las experiencias y cuando los modelos habían sido destruídos.

Claro es, que este error, no afectaba a ninguna comparación entre los tres modelos, desde el momento que dichos propulsores eran geométricamente similares, pero su comparación con las pruebas del barco, carecían de exactitud.

Por esta causa, el Tanque construyó tres nuevos modelos y seis nuevos propulsores, escogiendo, esta vez, como tipo el «North Caroline». Las experiencias se llevaron a cabo como si se tratase de un nuevo proyecto, para poder tener más exactitud en el acuerdo o discrepancia de los valores de $\frac{r}{s\,v^2}$ y E. H. P. en los nuevos y viejos modelos.

Así se ha visto, que había conformidad en los valores de $\frac{r}{s\,v^2}$ para las dos series, y si hay alguna diferencia, es en sitios donde la falta de puntos ha hecho más inexacto el trazado de la curva.

Dice, también, que con objeto de estudiar los efectos de las paredes en el Tanque de Washington, se construyó un cuarto modelo extralargo del «North Caroline»; teniendo una eslora de 29,33 y un desplazamiento de tres veces el Standard (20 pies).

Hace después, el estudio y comparación de los resultados de las experiencias de resistencia bajo idénticas condiciones, y, al referirse primero a la potencia efectiva, considera completamente aceptable el acuerdo que existe entre sus valores, en general, aunque haya algunos puntos con considerables discrepancias, cuya causa es, por ahora, desconocida.

Para comparar la resistencia residual, traza los valores de $\frac{R_r}{\Delta}$ en función de V del barco, con una escala suplementaria de valores de $\frac{V}{\sqrt{L}}$ haciendo notar, al mismo tiempo, que estos valores de la resistencia residual por tonelada de desplazamiento, tal como se determinan ahora en Washington, no pueden compararse directamente con los de las Standard Series, al computarse de forma diferente los valores de la resistencia friccional. Las curvas obtenidas no muestran desacuerdo y su forma es la normal.

La gran cantidad de datos que se tenían de la serie «Wáshington», ofreció una oportunidad para extender las aplicaciones hechas por Telfer a los resultados de otras pruebas. Según se sabe—y en el número 21 de esta Revista se ha expuesto también algo relativo a ello— Telfer, evalúa la resistencia total del barco, por separación de la resistencia del modelo en sus usuales componentes de inercia o dinámica (formación de olas, etc.) y viscosa (friccional) las cuales extrapola por la teoría de la similitud.

Con este objeto, expresa la resistencia dinámica específica (o según Telfer, inercia resistencia) en función de $\frac{V}{\sqrt{L}}$ y la resistencia viscosa específica en función de $\frac{VL}{\nu}$, siendo su expresión la siguiente:

$$\frac{R_f}{\rho SV^2} = a + b\left(\frac{\nu}{VL}\right)^{1/3}$$

a = Resistencia friccional específica a una superficie de longitud infinita

b = Un coeficiente para un tipo de barco, determinado por experimentos sobre modelos del mismo o similar tipo.

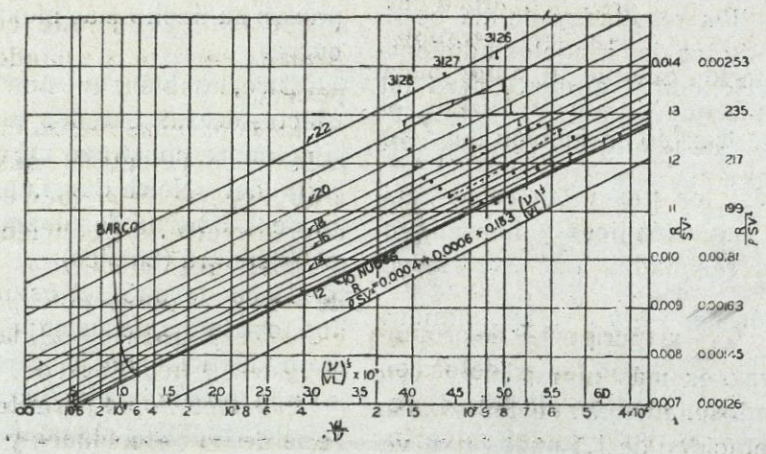
ν = Módulo de viscosidad del agua del mar ($1{,}419 \times 10^{-5}$ a 50° F).

V = Velocidad del barco en pies × segundo.

L = Eslora del barco en pies.

Se comprende, pues, que al poderse expresar en esta forma las resistencias totales específicas del modelo y del barco, Telfer, con un sencillo gráfico, pueda hacer la transición de los resultados de pruebas de uno a otro.

Por lo tanto, con los datos de los tres modelos del «North Caroline», traza un dibujo, donde pone los valores de $\frac{r}{SV}$ en función de $\left(\frac{\nu}{VL}\right)^{1/3}$, con escalas suplementarias para $\frac{R}{\rho SV^2}$ y $\frac{VL}{\nu}$



Por lo tanto, la resistencia específica total que obtiene es:

$$\frac{R}{\rho SV^2} = a_1 + a + b\left(\frac{\nu}{VL}\right)^{1/3}$$

donde, R = Resistencia total en libras, a la velocidad v.

ρ = densidad del agua del mar (1,99 en unidades inglesas).

S = Superficie mojada del barco en pies².

a_1 = Resistencia residual específica; un valor constante para una relación dada de $\frac{V}{\sqrt{L}}$.

(número de Reynolds) y, al mismo tiempo, traza las líneas de extrapolación, obtenidas de la ecuación anterior, según se observa en la figura adjunta.

Se nota, desde luego, que los valores de $\frac{r}{SV^2}$ para los tres modelos, a una velocidad determinada del barco, no se encuentran sobre una recta, sino en curvas, convexas unas veces, cóncavas otras, como al parecer sucede, en las láminas que presentó Telfer, en su memoria del año 1927. Además, ni son similares ni paralelas.

Las líneas de extrapolación trazadas para valores de la velocidad del barco, yendo de 10

a 22 nudos, son paralelas a la representada por la ecuación

$$\frac{R_t}{\rho\, SV^2} = 0{,}0006 + 0{,}1776 \left(\frac{\nu}{VL}\right)^{1/3}$$

De los valores de $\frac{R}{SV^2}$ para el barco, deduce los de E. H. P. que lleva a los gráficos anteriormente trazados por el método de Froude. Así se nota que la curva obtenida queda un poco por debajo de las otras y busca la explicación de estas diferencias, en el hecho de que los valores de $\frac{R}{SV^2}$ según Telfer, se refieren a un barco cuya superficie es geométricamente similar a la del modelo, que es una superficie sin los usuales solapes, juntas y cabezas de remaches. Para tener en cuenta las rugosidades, se añade un factor de corrección a la fórmula de Gebers, cuando se calcula la resistencia friccional; parece, pues, lógico, añadir un porcentaje apreciable a aquella fórmula, que correspondería a una inclinación menor de las líneas de extrapolación, y, en este sentido—aunque el autor nada indique—es probable que haya sido trazado el gráfico anterior, porque la fórmula que usa es:

$$\frac{R}{\rho\, SV^2} = 0{,}0006 + 0{,}183 \left(\frac{\nu}{VL}\right)^{1/3}$$

Examina, después, las experiencias de propulsión, para lo cual se equiparon los modelos con sus propulsores y dinamómetros eléctricos, conectados a los ejes por medio de juntas universales. Para ello, ha sido necesario, primeramente, obtener las características de los propulsores, determinadas por pruebas en el tanque, haciendo correr el propulsor delante de un bote conducido por el carro de remolque. Cambiando la velocidad de avance (del carro) o bien las revoluciones, variaron los valores del retroceso de — 10 a + 100 % y se trazaron las curvas de rendimiento y coeficientes de empuje y de torsión.

Con los resultados de las pruebas de autopropulsión, se trazan las curvas que dan los valores de S. H. P., r. p. m. coeficiente de propulsión, retroceso (real y aparente), relación de velocidad del agua a la del barco y empuje, para distintas velocidades. Así se observa, que los valores de S. H. P. más bajos, corresponden al modelo más pequeño, mientras que en el mayor y el Standard, están tan completamente de acuerdo como se puede esperar en unas pruebas de modelos, siendo, además, suficientes para todos los propósitos de la práctica. Lo mismo puede decirse de los valores de r. p. m. donde la máxima diferencia es del orden de 2 r. p. m. Los del retroceso real entre 15 y 23 nudos, difieren en una cantidad no mayor de 0,02 y los del coeficiente de estela en 0,03.

Por último, compara los resultados de las pruebas con los de las experiencias, para lo cual, barcos de la serie fueron probados, cuidadosamente, sobre la carrera de Rockland, Maine.

Como todos tenían máquinas alternativas, la potencia observada fué la indicada I. H. P. que se convirtió en potencia en el eje S. H. P. para los propósitos del análisis, haciendo uso del factor 0,92. Aunque este factor es, indudablemente, demasiado alto, especialmente para bajas potencias, se tuvo en cuenta, sin embargo, debido a que era considerado como Standard en la Armada americana, cuando se hicieron las experiencias.

Estas pruebas fueron analizadas por el método del coeficiente C_q, desarrollado por el capitán E. Eggert. Este método consiste en determinar con la ayuda del coeficiente de torsión de las pruebas sobre modelos y de las características de los propulsores, potencia en el eje y revoluciones, el retroceso real, la velocidad de avance, estela y la del barco.

Este método no permite una comparación directa de las velocidades y potencias del barco con las velocidades y potencias en el modelo, desde el momento que no se tiene en cuenta la resistencia del aire, pero puede obtenerse una aproximación suficiente, suponiendo que el factor de corrección es despreciable, cuando se corre la prueba a favor del viento. Así, las potencias en el eje para el barco y modelo, muestran conformidad, lo mismo que revoluciones, retroceso y estela.

Al discutir los resultados, comienza por recordar las proporciones de estos barcos, que han permitido el hacer uso de modelos de diferencia apreciable en tamaño, sin tener que usar propulsores tan pequeños, que hiciesen necesario el introducir los efectos de la escala.

Esto se notó en otra serie de modelos geo-

métricamente similares, recientemente construídos y probados. Los propulsores del modelo Standard, de 20 pies, tenían un diámetro inferior a 5 pulgadas y, por lo tanto, no fueron utilizables los resultados obtenidos. Con objeto de aumentar el tamaño de los propulsores, se hizo un modelo de 30 pies, con el cual aparecieron los efectos de la interferencia, debidos a insuficiente calado o sección transversal. Por último, en uno de 25 pies, los resultados no fueron más seguros o exactos, que los del Standard y en este sentido se continua la investigación para tratar de encontrar una solución a este problema.

El primer punto de interés, analizando y comparando resultados de estas series de modelos, es la formación de la corriente laminar sobre los más pequeños, con lo cual quedaría excluida la exactitud de la comparación sobre una base común. La eslora de 16,12 pies, para el más corto, se consideró aceptable cuando se seleccionó, teniendo en cuenta los conocimientos entonces existentes. Aunque Baker, Gebers y Semple, habían sugerido límites tan elevados para VL, como son de 24 a 32 y aun a 48 (V en nudos, L, en pies) para el más bajo de la región turbulenta, estas cifras se refieren a otros tanques y aplicadas, invariablemente, a modelos de parafina.

Dice, después, que el movimiento laminar no había sido notado en Washington hasta que la eslora del modelo se redujo a 14 pies y, además, con modelos de formas muy finas (destroyers). Este y otros fenómenos, tales como la resistencia inferior registrada en la 1.ª corrida del día, aun sobre el modelo Standard, cuando el agua del Tanque está completamente tranquila, confirman la creencia existente en Washington de que solo el límite VL, es inadecuado para definir la separación entre la región turbulenta y la laminar. El tipo de superficie del modelo, sea de madera pintada o barnizada, sea de parafina; la forma del modelo definido por su relación $\frac{\text{desplazamiento}}{\text{eslora}}$ o coeficiente longitudinal; el espacio de tiempo transcurrido entre dos corridas sucesivas y la temperatura del agua, ejercen todos mayor efecto sobre la clase de movimiento. De las investigaciones y análisis efectuados en estos últimos años, orientados en este sentido y basados sobre pruebas de formas teniendo una menor relación $\frac{\Delta}{L}$ que la de los modelos estudiados anteriormente, parece deducirse que la curva de transición del movimiento turbulento al laminar, viene dada, muy aproximadamente, por la fórmula de Gebers, usada para determinar la resistencia friccional de los modelos.

Puede argüirse que no es justificable el uso de una fórmula desarrollada por pruebas sobre planchas delgadas y que dá los más bajos valores posibles para la resistencia fricional en las formas de un barco. Sin embargo, desde el momento que pruebas especiales, dan exactitud al método, y que, excepcionalmente, se obtienen buenos resultados por la aplicación de esta fórmula a modelos de eslora normal, es lógico que se haga uso de ella en el Tanque de Washington, como así hace notar el autor.

Al hacer mención a las variaciones en la resistencia específica, dice que no ha sido posible todavía determinar, que sea precisamente la clase de movimiento responsable de sistemáticas diferencias entre las resistencias de los modelos con o sin apéndices. Así vemos, que esta, cuando corren sin apéndices, es igual para relaciones $\frac{V}{\sqrt{L}}$ iguales o superiores a 1, fenómeno que, al ocurrir en las dos series de modelos, muestra que es algo más que una casualidad. Que haya sistemáticas diferencias, cuando corren con apéndices, es también una indicación, aunque esto puede ser, en cierto grado, debido a los efectos de la escala en los apéndices.

El examinar los resultados de los tres modelos de cada serie, indica que, no solamente el modelo Standard de 20 pies, da los valores medios entre los otros dos, sinó que, además, concuerdan tan estrechamente con los resultados de pruebas, como para permitir sacar la conclusión, de que las diferencias entre valores deducidos de los tres modelos, son debidas más bien a errores instrumentales y de observación y a los efectos de las condiciones locales, que a lo que debiera ser llamado efecto genuino de la escala; en otras palabras, que las diferencias entre los resultados del modelo Standard y el de mayor tamaño, son debidas, más bien, a insuficiente calado de agua o area seccional del tanque, pues si fueran efecto de la escala, mostrarían mayores diferencias con los resultados obtenidos del modelo Standard cuando se extendiesen a la escala unidad del barco.

Las discrepancias y variaciones mayores, tienen siempre lugar en el modelo más pequeño, variaciones que, por lo dicho anteriormente, no pueden achacarse ni al movimiento laminar ni a las dimensiones de las hélices. Las causas son por ahora desconocidas.

Recuerda, también, que el ingeniero Rota, hace algún tiempo, declaró que, cuando se terminase y estuviera en servicio el nuevo Tanque Nacional de Roma, se construiría y probaría siempre un segundo modelo (geométricamente similar) de todos los que fuesen sometidos a experiencias. Hasta hoy día, no se ha publicado nada concerniente a este asunto, pero el autor cree, a su juicio, más sencillo y más satisfactorio, seguir la práctica corriente en Washington, es decir, probar el mismo modelo con diferente personal y dinamómetros, deduciendo después los resultados independientemente.

Al final de la Memoria, expone en una serie de apéndices, todos los datos y varias series de tablas con los valores obtenidos al efectuar las experiencias, así como la manera de hacerlas, todo lo cual hace que este trabajo sea doblemente interesante.

En el apéndice 1.° hace una descripción general de los barcos tomados como tipos y de sus propulsores. En el 2.° da las dimensiones generales de los modelos, así como sus relaciones con las del barco. El apéndice 3.° está dedicado a las pruebas de resistencia, dando los resultados para todas las corridas en una serie de tablas, suplementadas con numerosas notas, explanatorias de ciertos caracteres de presentación o de procedimiento. Las experiencias sobre el modelo extra-largo, se indican en el apéndice 4.° notándose que los valores de r_t por encima de 5,5 nudos y por debajo de 3, son bastante erróneos y aunque la causa no se haya determinado, señalan que este modelo es demasiado largo para poder ser probado, satisfactoriamente, por lo que al Tanque de Washington se refiere.

El método para cálcular la potencia efectiva se expone en el 5.°, para lo cual empieza por mostrar el tipo de procedimiento usado para efectuar las pruebas de resistencia.

La resistencia total del modelo r_t, se mide por un dinamómetro que tiene *un platillo*, con pesos para equilibrar la resistencia; un muelle auxiliar, suministra el resto de la fuerza de remolque si es necesario. Su valor se encuentra, entonces, añadiendo a la lectura del peso, otra suplementaria del muelle, obtenida tomando el promedio de las señaladas en un papel enrollado sobre el tambor del dinamómetro. En cuanto a v se determina por marcas hechas cada segundo, sobre dicho papel, girando el tambor, por medio de engranajes a una velocidad proporcional a la del carro.

La determinación y tabulación de r_t y v para cada corrida, se hace sobre el mismo carro, en el transcurso de las pruebas, trazando, al mismo tiempo, un diagrama aproximado, en el cual se verá, por la distribución de los diferentes puntos obtenidos, donde sería conveniente la adición de otros nuevos, que podrían, en esta forma, ser determinados inmediatamente. Se acostumbra, también, a dibujar la curva de valores de $\frac{r_t}{v^2}$ que indique todo lo anormal que pueda suceder y que requiera su confrontación antes de la finalización de las pruebas. No se tiene en cuenta la resistencia del aire, por ser arrastrado debajo del carro, sin super-estructuras y a pequeñas velocidades, en general.

Terminadas las corridas, los valores de v y r_t son comprobados por otro miembro del Tanque, y, posteriormente, se calculan los de $K = \frac{r_t}{s\ v^2}$ que se dibujan en forma de curvas, ya mencionadas al principio de esta memoria.

Recuerda el autor, que de las curvas de $\frac{r_t}{s\ v^2}$ se deducen todos los cálculos subsiguientes y que, por lo tanto, su trazado es de una importancia suma. En este aspecto, dice, que siendo la resistencia del modelo a pequeñas velocidades, casi exclusivamente friccional, siempre que el movimiento sea turbulento, sus valores se aproximarán a los obtenidos en la fricción sobre planchas, especialmente si se trata de barcos con formas relativamente finas. Se puede suponer, por lo tanto, que en estas condiciones, la resistencia específica total variará, aproximadamente, como si de una función del número de Reynolds se tratase. Basado en estas ideas, hace uso del siguiente artificio para la determinación, más exacta, de la parte de curva correspondiente a velocidades inferiores a 2 nudos, donde los porcentajes de errores experimentales son mayores.

Con ayuda del método de extrapolación de Telfer, se calculan las resistencias específicas del

modelo, para varias velocidades, haciendo uso, únicamente, de la fórmula de fricción. Una vez que estos valores han sido hallados, se llevan al gráfico de $\frac{r}{s\ v^2}$ y, haciendo pasar por ellos una línea de referencia, se dibuja, entonces, la curva de resistencia específica a pequeñas velocidades, paralelamente a aquella.

Hoy día, también se usa la fórmula de fricción de Gebers, ya que es usada, invariablemente, para todos los cálculos sobre modelos.

De la curva de valores de $\frac{r_t}{sv^2}$ se obtienen los valores de k_0 para una serie de velocidades definidas s_0 e invirtiendo la ecuación anterior, los de $r_0 = k_0\ s\ v_0^2$, y siendo la fórmula de Gebers para la resistencia friccional

$$r_f = 0{,}01321 \times \frac{s}{\rho^{0{,}125}} \times F \times v_0^{\ 1{,}875} \quad (1)$$

siendo 0,01321 un coeficiente obtenido por Gebers, en sus experiencias de fricción, convertido a unidades inglesas, y F un factor que representa la relación

$$\frac{\text{módulo de viscosidad a la temperatura de pruebas}}{\text{módulo de viscosidad a } 5^0\text{ F.}}$$

La resistencia residual del modelo es $r_r = r_0 - r_t$, con lo que la correspondiente resistencia del barco y potencia pueden encontrarse inmediatamente por la fórmula

$$\text{E.H.P}\,r = \frac{1{,}024}{325{,}7} \times \left(\frac{L}{l}\right)^3 \times \left(\frac{L}{l}\right)^{1/2} \times v_0 \times r_r \quad (2)$$

siendo 1,024 la densidad del agua del mar y $\frac{1}{325{,}7} = \frac{6080}{60 \times 60 \times 550}$ un factor para reducir libras y nudos a H. P.

La resistencia friccional del barco, se determina por la (1) que convertida a E. H. P. es la siguiente:

$$\text{E.H.P.}_f = \frac{0{,}01321}{325{,}7} \times \frac{S}{L^{0{,}125}} \times 1{,}024 \times V^{2{,}815} \times (1 + G) \quad (3)$$

siendo G el porcentaje añadido, para tener en cuenta las rugosidades de la superficie de los barcos, solapes, topes, etc. y la resistencia del aire.

G varía de 0,14, para un barco de carga de 400 pies de eslora, a 0,22 para un crucero de 900 pies. Para los aquí estudiados G era igual a 0,142.

Añadiendo ahora la (2) a la (3) se encuentra la potencia total efectiva E. H. P. = E. H. P_r + E. H. P_f que figura en las tablas y en los gráficos. Para mejor compresión, expone, seguidamente, el cálculo completo y obtención de uno de los puntos que figuran en aquellos.

El apéndice 6.° está dedicado a la comparación de la resistencia residual del modelo Standard de 20 pies, con la de un modelo equivalente de las Series Standard y, no siendo posible hacerla directamente, porque la resistencia friccional computada por la fórmula de Gebers es menor que la correspondiente a aquellas, es necesario hacer un cálculo especial, según el método que se explana en el «Speed and Power» páginas 88 a 90.

En el apéndice 7.° compara la potencia efectiva por medio del método de extrapolación de Telfer, en el cual la resistencia friccional específica, según hemos visto anteriormente, viene dada por la expresión:

$$\frac{R_f}{\rho\ S\ V^2} = a + b\left(\frac{\nu}{V\ L}\right)^{1/3}$$

y la total por

$$\frac{R}{\rho\ S\ V^2} = a_1 + a + b\left(\frac{\nu}{V\ L}\right)^{1/3}$$

Por lo tanto, esta variará, en la misma cantidad que aquella, para un valor de $\frac{V}{\sqrt{L}}$, desde el momento en que la residual es constante.

Hace notar, que la forma de dibujar el diagrama y, por lo tanto, la obtención de los valores de la resistencia total específica para el barco, dependen, totalmente, de la variación de la fricción del modelo al barco, es decir, de los factores n y b en la expresión:

$$\frac{R_f}{\rho\ S\ V^2} = a + b\left(\frac{\nu}{V\ L}\right)^n$$

por lo cual, su determinación no es tan sencilla como pudiera parecer a primera vista.

Dá, después, en dos tablas, los valores de

$$\frac{r}{s\,v^2} \quad \text{y} \quad \left(\frac{\nu}{v\,l}\right)^{1/3 \times 10^3}$$

con los que se ha obtenido el gráfico que figura en este resumen.

El módulo de viscosidad, valía, para la experiencia corrida a 57° F, $1{,}262 \times 10^{-5}$ en agua dulce y para el barco $1{,}419 \times 10^{-5}$ en agua del mar a 50° F. Estos valores vienen dados en pies-libras-segundos, por lo que hay que hacer uso del factor $10763{,}8 \times 10^{-7}$ al tomar los datos en centímetros-dinas-segundos. Como hizo anteriormente, para mayor claridad, calcula un punto del diagrama de extrapolación, para el barco y el modelo.

En el apéndice 8.° desarrolla las curvas características de los propulsores, después de sus pruebas aisladas con objeto de determinar la potencia absorbida por ellos y el empuje transmitido a diferentes valores del retroceso efectivo. Estas características son los coeficientes:

De empuje, $C_t = \dfrac{T}{n^2\,P^2\,D^2}$

De torsión $C_q = \dfrac{Q}{n^2\,P^3\,D^2}$

Rendimiento $c = \dfrac{C_t\,(1 - s)}{2\,n\,C_q}$

en los que

T = empuje en libras
Q = momento de torsión en libras pies
n = revoluciones por segundo
P = paso del propulsor en pies
D = diámetro » » »

Si se tiene en cuenta que C_t y C_q no son dimensionales, se podrán emplear indistintamente para el barco y para el modelo, siempre que exista similaridad geométrica y que el efecto de la escala sea nulo.

Los límites por debajo de los cuales aparecen, no están todavía completamente definidos, ni hay unanimidad de opinión sobre su posición. El Tanque Experimental de Wáshington considera que los resultados de pruebas, con propulsores cuyo diámetro sea inferior a 5 pulgadas, son pocos exactos y prefiere trabajar con hélices de 6 pulgadas como mínimo.

Para efectuar el cálculo de los coeficientes antes indicados se monta el propulsor en el extremo de un eje que va en el interior de un tubo, y que tiene una longitud de unos 4 pies, medida desde la proa del bote que lo mueve con objeto de llevarlo a una región de aguas tranquilas. Se sitúa el extremo más alto de las palas de la hélice, a 6 pulgadas por debajo de la superficie del agua, para lo cual se han eliminado los movimientos verticales o cambios de trimado del bote, lastrándolo con un peso mayor que su desplazamiento y suspendiéndolo a un calado fijo, por medio de dos cables del carro de remolque.

En una corrida de 101,33 pies $\left(\frac{1}{60}\text{ de milla}\right)$ hecha a velocidad uniforme, se observan los valores del empuje, trabajo y revoluciones. Para ello, la rueda de trabajo y el contador de revoluciones del dinamómetro engranan automáticamente por un contacto en el tambor del dinamómetro del carro, quedando en esta disposición, hasta el momento en que haya sido recorrida aquella distancia, en el cual quedan libres. El empuje se indica por un destello de luz proyectada desde un espejo, sobre la escala llevada por un sector, colocado al final del dinamómetro.

Las lecturas sin carga, se efectúan corriendo con el bote en las mismas condiciones que las antes indicadas, con la excepción de que el eje lleva solamente el cubo en el lugar del propulsor.

Se acostumbra a hacer las corridas con un número constante de revoluciones en el dinamómetro, haciendo variar el retroceso efectivo por medio de cambios en la velocidad del avance. El objeto de esto, es mantener constante la fricción en el eje y trabajar con el mayor número de Reynolds. La velocidad de avance se varía de 1,8 a 7 nudos, momento en el cual, la ola formada es ya excesiva.

Al describir los propulsores, dice, que se intentó que fuesen de formas y características idénticas a las del barco. Por ello, son de metal (bismuto y estaño) y la unión de las palas al cu-

bo se hizo por medio de tornillos, para permitir ajustar su paso exactamente. Como noticia interesante, indica, que, medidos los propulsores después de las pruebas, se notaron considerables variaciones en el paso, que eran mayores, siempre, en las hélices de babor, variaciones que ya anteriormente se habían encontrado en Wáshington, aunque en menor escala, y cuyas causas están todavía por descifrar.

Después indica el método de trabajo con los datos obtenidos en las experiencias, hasta hallar un punto de una de las curvas características. Así si v_a = velocidad de avance del propulsor en nudos, el tiempo necesario para recorrer $\frac{1}{60}$ de milla será $t = \frac{1}{v_a}$ minutos y

n' = número de revoluciones del propulsor al avanzar los 101,33 pies

N = Revoluciones por minuto $= n'_t = n' \times v_a$

T = Lectura media en la escala de empujes durante la corrida.

d = Diámetro del propulsor en pies.

p = Paso del propulsor en pies.

El aparato integrador de torsión, está proyectado en tal forma, que el trabajo producido (en el eje) $= \frac{101,33}{100} \times$ lectura de trabajo W expresado en pies-libras. Por lo tanto, si Q es el momento de torsión, $2\pi n' Q = \frac{101,33}{100} \times W$ y

$$Q = \frac{1,0133\ W}{2\pi n'}$$

Los valores de las características son entonces:

$$\text{Retroceso } S = \frac{p\,n' - 101,33}{p\,n'} = 1 - \frac{101,33}{p\,n'}$$

$$\text{Coeficiente de empuje } C_t = \frac{T}{p^2 \times \frac{N^2}{3600} \times d^2}$$

$$= \frac{3600\ T}{(n'\ v_a)^2\ p^2\ d^2}$$

$$\text{Coeficiente de torsión } C_q = \frac{Q}{p^3 \times \frac{N^2}{3600} \times d^2}$$

$$= \frac{3600\ Q}{(n'\ v_a)^2\ p^3\ d^2} = 580,6 \times \frac{\frac{W}{n'}}{(n'\ v_a)^2\ p^3\ d^2}$$

$$\text{Rendimiento } a = \frac{T \times 101,33}{W \times 1,0133} = 100\ \frac{T}{W}$$

El apéndice número 9, explica los procedimientos generales seguidos para la obtención de datos de las pruebas de auto-propulsión, empezando por señalar lo que llaman remolque del modelo a *punto de auto-propulsión del barco*, es decir, que el modelo, cuando es auto propulsado, es remolcado por el carro en una cantidad igual a la diferencia entre la actual resistencia del modelo y la obtenida suponiendo que la friccional específica es igual para barco y modelo. De esta manera, y colocando las hélices del modelo en iguales condiciones de trabajo que sobre el barco, el empuje estará a escala y se verificará que:

a) El retroceso real será igual que para el barco.

b) Los coeficientes de succión y estela son iguales que para el barco, y

c) El momento de torsión y las revoluciones están a escala.

Por lo tanto, para una corrida a una velocidad determinada, el dinamómetro de remolque, al cual se une el modelo, se carga con un peso igual a la resistencia friccional a la velocidad v, hallada por la forma de Gebers, menos el cociente de dividir la resistencia friccional del barco a la velocidad V por el cubo de relaciones lineales, $D_f = r_f - \frac{R_f}{\gamma^3}$. Para facilidad de cálculos ulteriores, se traza una curva de valores D_f a distintas velocidades y se pueden preparar, de antemano, los pesos necesarios para las distintas corridas.

Cuando el modelo está listo y arranca el carro, los dinamómetros de propulsión son movidos rápidamente, manipulando los reostatos, y en el momento en que aquél alcanza una velocidad constante, el propulsor del modelo conduce a este a la velocidad anterior y el dinamómetro es llevado al equilibrio por el peso añadido en el platillo principal, como indica la pluma sobre la tarjeta arrollada en el tambor. Si el modelo es propulsado por más de una hélice, los reostatos se ajustan para dar igual número de revoluciones en cada uno de los ejes. En estas condiciones, es cuando el observador pone en movimiento, por sucesivos contactos y selenoides, el contador de revoluciones y las ruedas del integrador del momento de tor-

sión, hasta obtener la corrida de 101,38 pies.

El empuje se lee sobre cada dinamómetro durante esta porción de corrida. La tarjeta del tambor del dinamómetro de remolque, muestra a su vez, la cantidad en que difiere la actual fuerza de remolque del valor antes determinado D_f, y proporciona, así, los datos necesarios para la determinación exacta de la velocidad del modelo.

Estos datos son recogidos y colocados en tablas como la siguiente:

1	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
		Empuje			Trabajo				Revoluciones		D_f		
Corrida n.°	Velocidad nudos v	Lectura	Sin carga	Neto T_o	Lectura	Sin carga $\frac{W}{n'}$	Sin carga W	Neto W_o	Lectura	Promedio	Peso	Tarjeta	D_{f_o}

Por ella se ve que en la columna núm. 3, se apuntan los valores de v, deducidos del dinamómetro de remolque. Los empujes (para cada hélice separadamente) en la siguiente, y los trabajos y las revoluciones en las 7 y 11, respectivamente; el peso que se coloca en el platillo para obtener las condiciones antes señaladas en la 13. Como en la 14 se encuentran los valores trazados por el indicador, los valores corregidos D_{f_o} van en la última columna.

Antes o después de las corridas se pueden hallar los empujes sin carga, que se ponen en forma de curvas en función de la velocidad y que son los que se llevan a la columna 5, valores que reunidos a todos los de la anterior, para esta velocidad, dan los empujes netos T_o en la 6. En cuanto al trabajo sin carga, es tomado, separadamente, el correspondiente a cada eje, por depender del n.° de revoluciones, las cuales pueden ser algo distintas sobre cada uno de ellos, en la misma corrida. $\frac{W}{n'}$ se traza, como antes, en función de v, obteniéndose, así, dos curvas, una por eje, que dan los valores correspondientes a la 8 y de esta la 9 por multiplicación por n'. La diferencia algebráica con los de la 7 y la suma de todas estas diferencias, vienen representadas en la columna 10 de trabajo neto W.

Como se ha explanado, el valor D_f corregido (D_{f_o}) de la columna 15, puede no ser igual al valor dado por la curva de D_f, debido a que haya habido alguna diferencia con la velocidad predicha cuando el platillo fué cargado con el peso D_f. Es, por lo tanto, necesario, hacer una serie de correcciones a los valores de empuje, trabajo y revoluciones, para obtener los que tendrían si todos estos valores estuviesen de acuerdo. Así, la corrección de empuje será:

$$\Delta D_f = D_{f_o} - D_f = \Delta T$$

siendo D_f el valor dado por la curva para la velocidad actual v_o con lo que

$$T = T_o + \Delta D_f = T_o + \Delta T.$$

Para hacer las correcciones de W_o y n'_o hacen uso de las características de las hélices aisladas y de las relaciones deducidas de las expresiones fundamentales:

$$T = k\, C_t\, N^2 \quad y \quad S.\,H.\,P. = K\, C_q\, N^3$$

Las relaciones entre revoluciones y empujes, se puede expresar, entonces, por medio de la ecuación:

$$\frac{\Delta T}{T} = f_t \times \frac{\Delta N}{N}; \quad \Delta N = \frac{1}{f_t} \times \frac{N}{T} \times \Delta D_f \quad (1)$$

siendo f_t un factor determinado por las curvas características del propulsor.

La relación entre trabajo y empuje, es tomada similar a la existente entre potencia y empuje, desde el momento que la duración de la corrida es constante. Podemos, así, poner

$$\frac{\Delta W}{W} = \frac{\Delta.\,S.\,H.\,P.}{S.\,H.\,P.} = f_W \frac{\Delta N}{N}$$

donde f_W es otro factor como el anterior.

Si substituimos en esta expresión el valor $\frac{\Delta N}{N}$ antes obtenido tenemos.

$$\frac{\Delta W}{W} = \frac{f_W}{f_t} \times \frac{\Delta T}{T} \quad y$$

$$\Delta W = \frac{f_W}{f_t} \times \Delta T = f \times \frac{W}{T} \times \Delta D_f \qquad (2)$$

con

$$f = \frac{f_W}{f_t}$$

Según se expone en Transactión vol n.º 39 los factores f_t y f_W se pueden representar por las expresiones:

$$f_t = 1 + \frac{C_t - C_{t_o}(1 - s_c)}{C_t \times s_t} \qquad (3)$$

$$f_W = 2 + \frac{C_q - C_{q_o}(1 - s_q)}{C_q \times s_q} \qquad (4)$$

siendo C_{t_o} y C_{q_o} las partes interceptadas sobre la ordenada de retroceso efectivo igual a cero, por las tangentes trazadas en las curvas C_t y C_q en los puntos de retroceso S_t y S_q respectivamente. Para la deducción de estas expresiones, se ha supuesto que las porciones de curvas de C_t y C_q comprendidas entre los valores extremos del retroceso real, obtenidos durante las pruebas, se pueden reemplazar por dichas tangentes, en el punto de valor medio de dicho retroceso.

El procedimiento a seguir, es hallar primero C_t y C_q para los dos valores (mayor y menor) de la velocidad. Con ellos, y por las curvas características, el retroceso efectivo correspondiente, y, entonces, el promedio de los dos obtenidos para los de C_t es designado por S_t e igualmente el de los de C_q por S_q. Trazando ahora las tangentes a las curvas en los puntos de este retroceso, se hallan C_{to} y C_{qo} y, por lo tanto, f_t y f_w por medio de las ecuaciones (3) y (4). Introduciéndolos en las (1) y (2) se determinan Δ W y Δ N.

Los valores correctos, se obtienen, ahora, en la siguiente forma:

Resistencia ideal del modelo r_i = resistencia total con apéndices menos el peso D_f ; $r_i = r_t - D_f$.

Empuje, $T = T_o + \Delta D_f$. Trabajo, $W = W_o + \Delta W$. Revoluciones, $n = n'_o + \Delta n'$, valores que son llevados al barco, por las relaciones:

$$V = v \times \lambda^{1/2}; N = \frac{n'}{\lambda^{1/2}} \times v \times \frac{n'}{\lambda^{1/2}} \times \frac{V}{\lambda^{1/2}} =$$

$$\frac{n' V}{\lambda} \text{ S. H. P.} = 3{,}144 \times 10^{-5} \times W \lambda^3 (v \lambda^{1/2}) =$$

$$= 3{,}144 \times 10^{-5} \times W \lambda^{1/2}$$

donde 3,144 solo es un factor de corrección, para pasar a caballos y el coeficiente 0,01 para reducir las lecturas W del dinamómetro a libras-pies.

$$\text{Factor de succión } t = 1 - \frac{r_i}{T}$$

Con los valores obtenidos se pueden trazar ya las curvas de r. p. m., S. H. P. y t en función de las velocidades del barco. Tomando los antes deducidos de E. H. P. se calculan los de $\frac{\text{E. H. P.}}{\text{S. H. P.}}$ que se llevan a su diagrama correspondiente.

Para calcular el retroceso real, se hace uso de las curvas características, después de hallar C_t y C_q en función de E. H. P. y S. H. P., es decir:

$$C_t = \frac{1}{n_s} \times \frac{1{,}145 \times 10^6}{p^2 \times D^2} \times \frac{\text{E. H. P}}{v n^2 (1 - t)}$$

$$y\ C_q = \frac{1}{n_s} \times \frac{18{,}464 \times 10^6}{p^3\ D^2} \times \frac{\text{S. H. P}}{N^3}$$

El promedio de los dos s_r encontrados (si es que hay alguna diferencia) es el que sirve para la determinación de la curva. Para el retroceso aparente, tenemos que $s_a = 1 - \frac{101{,}33 V}{p N}$ y para el coeficiente de estela $1 - w = \frac{1 - s_r}{1 - s_a}$; para determinar el rendimiento del casco.

$$\frac{\text{E. H. P.}}{\text{S. H. P.}} = e_p \times \frac{1 - t}{1 - w} \times e_{rr}$$

siendo e_p el rendimiento del propulsor y e_{rr} el rendimiento rotativo, que en Wáshington suele variar de 0,95 a 1,05 y que puede ser supuesto, en general, igual a la unidad.

El apéndice 10, se refiere al cálculo del factor de corrección D_f, para lo cual hacen uso de la fórmula de Gebers.

$$r_f = 0{,}01321 \times \frac{s}{l^{0,125}} \times F \times V^{1,875}$$

$$R_f = 0{,}01321 \times \left(\frac{S}{L^{0,125}} \times 1{,}024 \times (1+G) \times V^{1,875}\right)$$

Si dividimos por λ^3 y 1,024, tenemos

$$\frac{R_f}{\lambda^3 \times 1{,}024} = 0{,}01321 \times \frac{s}{l^{0,125}} \times (1+G) \times \frac{1}{\lambda^{0,1875}} \times V^{1,875}$$

y por lo tanto

$$D_f = 0{,}01321 \times \frac{s}{l^{0,125}} \left[F - \frac{1+G}{\lambda^{0,1575}}\right] V^{1,875}$$

Con lo cual, y poniendo en esta ecuación todos los valores conocidos, lo mismo que los situados entre paréntesis, que se pueden suponer constantes, tomando una temperatura de agua, según las curvas existentes en el tanque para todos los días del año, quedará la fórmula de D_f solamente en función del término $V^{1,875}$ que, haciéndolo variar, dará la curva a que antes hemos hecho referencia.

En el apéndice 11, hace la tabulación de los resultados de pruebas, deducidos por el metodo de análisis de C_q. Para ello obtiene éste, en función de los S. H. P. y N hallados en pruebas y de él, el retroceso real, por medio de la ecuación $S_r = 13{,}78\ C_q - 0{,}211$, tangente a la curva característica en las condiciones que se dijo anteriormente. Con s_t se obtiene $V_a = \frac{PN}{101{,}33}(l-s)$ y, por último, $w = \frac{V_o - V_a}{V_a}$.

Y con la explicación en el 12 de los límites admitidos para los errores instrumentales y de observación y en el 13 de las definiciones y símbolos empleados, termina esta interesantísima memoria.

La soldadura eléctrica en la armada alemana

El ingeniero de la Armada alemana, Burkhardt, en una reciente comunicación a la «Sociedad alemana de soldadura eléctrica», da a conocer, por primera vez, algunas de las reglas vigentes, en la Marina Militar Alemana, que por su gran interés y actualidad, reproduce toda la prensa técnica mundial.

a) *Desarrollo de la soldadura en la Armada alemana.*—Se empezó por soldar pequeñas piezas, sobre los mamparos estancos (gafas para cables eléctricos, etc.). En buques remachados, se han llegado a contar, (después de terminados), más de 500 agujeros taladrados en mamparos estancos, para la montura definitiva o fijación provisional, de elementos varios.

La reconstrucción de la flota mercante alemana, obligó a cambiar el carbón por el petróleo, dando lugar a un extenso empleo de la soldadura eléctrica, para hacer estancas al petróleo, las juntas remachadas de improvisados tanques de combustible. Esta mezcla del remachado con la soldadura, hoy terminantemente prohibida, permitió a los astilleros particulares y a los del estado alemán, adquirir los conocimientos fundamentales en materia de soldadura, e hizo posibles los progresos posteriores.

La primera aplicación de la soldadura en el casco, se hizo en el crucero «Emdem», construído después de la guerra. La ocupación del Ruhr, dejó a Alemania sin perfiles zeta, y, como su sustitución por canales aumentaba el peso, se decidió reforzar los mamparos estancos con ángulos de lados desiguales soldados (el lado mayor perpendicular al mamparo).

Inmediatamente, se vió que la soldadura podía economizar peso, y como los desplazamientos permitidos a los alemanes fueron muy pequeños, dejó de ser la soldadura un medio auxiliar para convertirse en un medio apto para ahorrar peso, estudiándose con detalle

las aplicaciones posibles en todo el casco.

El ahorro obtenido fué del 20 % en mamparos estancos y del 7 al 8 % en todo el casco (250 toneladas en un crucero de 6.000).

Los resultados del «Emdem», fueron satisfactorios, y el empleo de la soldadura fué generalizándose, en la siguiente forma:

1924-1929: En seis destructores tipo «Moewe», en otros seis tipo «Wolf», y en los cruceros «Konigsberj», «Karlsruhe» y «Koeln», se soldaron todos los perfiles y refuerzos de los mamparos estancos y puentes inferiores, y todas las superestructuras. Las costuras longitudinales de los puentes resistentes, se remacharon y la resistencia de las transversales, también remachadas, se aumentó soldando los cantos.

1927-1930: En el crucero «Leipzig», acorazado «Deutschland», buque escuela de artilleria «Bremse» y guardapescas «Elbe» y «Weser», se soldaron además las costuras transversales de los puentes resistentes (y del forro?) y el contorno de los mamparos estancos. En las juntas longitudinales de los puentes resistentes, se soldaron pequeños trozos, con fin únicamente experimental.

1931: En el acorazado «Ersatz-Lothaingen», todo el casco está soldado, salvo parte de las juntas longitudinales de los puentes resistentes y forro.

b) *Reglas de la Armada alemana.*—La experiencia adquirida en estos buques, ha permitido a los ingenieros de la armada establecer reglas precisas, sobre ejecución y dimensiones de las diversas soldaduras.

El cuadro 1, da los diámetros de electrodos, número de pasadas e intensidad de la corriente correspondientes a diversos espesores de plancha, que permiten obtener la resistencia máxima posible.

Todas las planchas se sueldan, en general, a tope, según las reglas del cuadro 2.

Las soldaduras en ángulo, se hacen continuas, solamente en las partes estancas al agua o al petróleo, las demás, son discontinuas y dobles en cadena o alternadas. Las soldaduras discontinuas, tienen la ventaja de dejar entre los cordones de soldadura relativamente rígidos espacios libres, que pueden deformarse más fácilmente. Los efectos de la contracción, son menos de temer que con las soldaduras contínuas. La experiencia ha demostrado, que los temores a una rápida oxidación de las juntas soldadas discontínuas, son infundados. (Ver cuadro n.º 3)

El Lloyd Germánico, ha publicado un reglamento análogo para la marina mercante, que, sin representar nada definitivo, es la base para los cálculos actuales y futuros perfeccionamientos.

CUADRO NÚM. 1

Reglas de la armada alemana para soldaduras: diámetro, electrodos, corriente, etc.

Espesor de las planchas	Diámetro del electrodo	Número de pasadas	Intensidad de la corriente
hasta 2 m/m.	2 m/m	1	60/70 Amp.
3 »	2 (3) »	1	80/90 »
4 »	3 (4) »	1	120/130 »
5 »	3 (4) »	1	120/130 »
6 »	3 (4) »	2 (1)	130/140 »
7 »	4 (5) »	2 (1)	140/150 »
8 »	4 (5) »	2 (1)	140/150 »
9 »	4 (5) »	2 (1)	150/160 »
10 »	4 (5) »	2	160/170 »
11 »	(4) 5 »	2	170/180 »
12 »	(4) 5 »	3 (2)	180/190 »
13 »	(4) 5 »	3 (2)	180/190 »
14 »	(4) 5 »	3 (2)	180/190 »
15 »	4 (5) »	3 (2)	150/160 »
16 »	4 (5) »	3 (2)	160/170 »
17 »	5 »	3 (2)	180/190 »
18 »	5 »	3	190/200 »
19 »	5 »	3	190/200 »

NOTAS.—La intensidad de la corriente está dada para una temperatura ambiente de 15° C.

Las intensidades indicadas deben considerarse como valores medios para el diámetro de electrodo indicado sin paréntesis en la segunda columna.

El diámetro de electrodos y número de pasadas indicados entre paréntesis son tolerados.

CUADRO NÚM. 2

Reglas de la Armada Alemana para soldaduras a tope: forma, ángulo de abertura, convexidad, distancia entre cantos, etc.

Espesores de las planchas	Forma de la junta	Angulo de abertura	Convexidad (*b*)		Distancia entre cantos (*a*)	
Hasta 2 m/m	Cantos a escuadra	—	0,5		2	
3 »	» » »	—	0,8		3	
4 »	en «V»	60°	1,0		4	
5 »	»	»	1,0		4	
6 »	»	»	1,5		4	
7 »	»	»	1,5		5	
8 »	»	»	2,0		5	
9 »	»	»	2,0		5	
10 »	»	»	2,5		5	
11 »	»	»	2,5		6	
Juntas			en «V»	en «X»	en «V»	en «X»
12	en «V» o en «X»	»	1,5	3,0	4	6
13	»	»	2,0	3,0	4	6
14	»	»	2,0	3,5	4	6
15	en «X»	»	2,0	3,5	4	6
16	»	»	2,0	4,0	4	6
17	»	»	2,5	4,0	4	6
18	»	»	2,5	4,0	4	6
19	»	»	2,5	4,0	4	6

NOTAS.—Está prohibido hacer soldaduras más largas (ver cuadro 3) y más gruesas de lo indicado, por ser dichas dimensiones suficientes para tener en cuenta las condiciones prácticas de ejecución.

Las dimensiones de las soldaduras deberán ser comprobadas por el mismo soldador mediante calibres.

Las juntas en «V» en espesores de 14 ó más m/m no se emplearán más que cuando no puedan ejecutarse en «X».

Los chaflanes en «V» o «X» dejarán en el vértice una altura λ igual a 1 m/m para todos los espesores (Ver el croquis).

La altura de la soldadura en ángulos exteriores debería ser igual al espesor de la plancha más delgada.

CUADRO NÚM. 3

Reglas de la Armada Alemana para soldaduras en ángulos: soldaduras continuas o discontinuas, longitud, paso, etc. (ver croquis).

Espesor de las planchas	Soldaduras continuas			Soldaduras discontinuas		
	Anchura del cordón (k)	Espesor del cordón		Longitud (l)	Paso	
		Normal (d)	Reforzado (d_1)		Normal (t)	Ligero (t_1)
hasta 2 m/m	6 m/m	4 m/m	5 m/m	25 m/m	55 m/m	75 m/m
3 »	6 »	4 »	5 »	30 »	60 »	80 »
4 »	7 »	5 »	6 »	30 »	65 »	95 »
5 »	8 »	5 »	7 »	35 »	70 »	100 »
6 »	8 »	5 »	7 »	35 »	70 »	110 »
7 »	8 »	6 »	7 »	40 »	75 »	115 »
8 »	8 »	6 »	7 »	40 »	75 »	115 »
9 »	9 »	6 »	8 »	40 »	75 »	115 »
10 »	10 »	7 »	9 »	40 »	75 »	115 »
11 »	11 »	8 »	10 »	45 »	95 »	145 »
12 »	12 »	8 »	11 »	45 »	95 »	145 »
13 »	13 »	9 »	12 »	45 »	95 »	145 »
14 »	14 »	10 »	13 »	45 »	100 »	150 »
15 »	15 »	10 »	14 »	45 »	100 »	150 »
16 »	16 »	11 »	14 »	45 »	100 »	150 »
17 »	17 »	12 »	15 »	50 »	115 »	175 »
18 »	18 »	13 »	16 »	50 »	120 »	180 »
19 »	19 »	13 »	17 »	50 »	120 »	180 »

NOTAS.—Las soldaduras con doble cordón se hacen generalmente normales, es decir, no reforzadas (columna 3). Solo en soldaduras en ángulo con un solo cordón se emplea el cordón reforzado (columna 4).

La principal causa de ahorro de peso en los refuerzos, es la inutilidad del ala de unión que se suprime y la posibilidad de construir el alma y ala con planchas de altura y anchura variables, llegando a formas de igual resistencia.

El principal problema del que depende el desarrollo de la soldadura, es el de la contracción, que ha dado lugar a grandes sorpresas. Pequeños errores, individualmente despreciables, pueden producir, si se suman, deformaciones imposibles de corregir.

En el Arsenal de «Wilhelmshafen», se han hecho experiencias, cuyos resultados, son los siguientes:

Contracción transversal (soldadura a tope en «V) . .	1,9 m/m.
Contracción transversal (soldadura a tope en «X»). .	1,65 m/m
Contracción transversal (soldadura en ángulo con doble cordón continuo). .	0,85 m/m
Contracción longitudinal (valor medio para soldaduras continuas hechas sin interrupción . .	0,3 m/m

Estos valores, se han determinado con planchas de 5 a 12 m/m, únicas en las que pueden aplicarse con seguridad.

Estas contracciones, deberán ser tenidas, previamente en cuenta, por el constructor, sin olvidar la clase de electrodos. Esta causa explica la aversión de los alemanes por los electrodos revestidos.

Las reglas ordinarias, se han ido modificando sensiblemente, de acuerdo con los resultados de experiencias hechas para estudiar la contracción. Se cita, como ejemplo, la construcción de los mamparos estancos.

En las construcciones remachadas, las planchas de los mamparos, se disponen horizontalmente para disminuir su espesor hacia arriba proporcionalmente a la disminución de espesor. Los refuerzos, por el contrario, se disponen verticalmente, dado el valor relativo de la altura y anchura de los mamparos. Si se emplea la soldadura, la contracción producida en el sentido de las juntas de las planchas y la debida a los refuerzos, se cortan normalmente, y producen un alabeamiento del mamparo cuya corrección por «caldas sucesivas» requiere tiempo y dinero.

La construcción racional de los mamparos estancos, es, pues, disponer verticalmente planchas y refuerzos. El aumento de peso, debido a esta disposición de las planchas, puede aceptarse, ya que, en resumen, no se obtiene siempre una economía notable de peso a favor de la construcción soldada (?)

Construyendo los mamparos en la forma indicada, no se producen tensiones ni contracciones apreciables.

Se ha adoptado, definitivamente, el concepto de *evitar el cruce de las soldaduras.*

También se ha visto la ventaja de soldar en el taller, las piezas mayores posibles, antes de montarlas en gradas.

Los mamparos, se terminan totalmente en el taller, siendo muy empleadas las máquinas de soldar automáticas.

Para evitar las tensiones producidas por la contracción, es imprescindible que al montar en grada un extremo, pueda contraerse libremente, por lo que se empieza por montar la parte central, continuándose, sucesivamente, hacia proa y popa. Esta es la razón que ha impedido hasta hoy, soldar las juntas longitudinales de los puentes resistentes.

La robustez ganada en los cascos soldados se debe a la posibilidad de soldar planchas a tope, con un rendimiento del 100 %, con soldadores de primera. El valor medio, puede, fijarse en el 90 %, lo que no puede lograrse con las puntas remachadas.

Ultimamente, se ha presentado un problema importantísimo: el de obtener los mismos resultados con aceros de alta resistencia, mediante el empleo de adecuados electrodos.

Hoz puede decirse, que en construcción naval, solo la soldadura permite sacar todo el partido posible de los aceros de alta resistencia.

Pruebas de resistencia.—Las pruebas realizadas con pequeñas probetas, dan resultados que no pueden admitirse a priori para las grandes juntas de los buques, en las que las contracciones y defectos posibles de la soldadura, pueden producir muy diversos efectos.

Para conseguir datos utilizables, la Armada alemana, encargó al laboratorio experimental del Estado, de «Dahlem», la realización de experiencias con juntas soldadas de gran tamaño. Las pruebas se realizaron, con planchas soldadas hasta las dimensiones totales siguientes: 6 metros de longitud por 1,90 metros de anchura.

Cada probeta estaba formado oor tres planchas longitudinales, con o sin una junta transversal en la central según los casos.

Las planchas tenían 10 m/m de espesor y la máquina una fuerza máxima de 3.000 Tons.

Las pruebas iniciales, se realizaron con una sola plancha, viéndose que los esfuerzos se repartían uniformemente y obteniéndose cifras idénticas a las ya conocidas por pruebas con pequeñas probetas.

Después se realizaron las siguientes pruebas:

a) Juntas longitudinales remachadas sin junta transversal en la plancha central.

b) Juntas longitudinales soldadas sin junta transversal, en la plancha central.

c) Juntas longitudinales y transversal, en la plancha central remachada.

d) Juntas longitudinales remachadas y junta transversal, en la plancha central soldada (sistema mixto usado en varios buques alemanes.

e) Juntas longitudinales y transversal de la plancha central, soldadas.

Los resultados fueron muy distintos de los esperados.

Se esperaba una rotura prematura de las juntas longitudinales soldadas, pensando en que su rigidez las haría cargarse fuertemente al alcanzar la plancha el límite elástico aparente. Sin embargo, sólo se produjeron pequeñas, pero muy numerosas grietas, lo que probó que también los esfuerzos se repartían uniformemente.

El efecto de los agujeros de los remaches de las juntas longitudinales, se creía compensado con exceso por el material de recubrimiento de cada solape. Sin embargo, se produjo la rotura con una tracción inferior a la correspondiente con juntas soldadas.

Se comprobó también, que los agujeros de los remaches disminuían el alargamiento en una proporción, por lo menos igual, a la provocada por las juntas soldadas. Se debe abandonar de una vez, (dice Burkhardt), la leyenda del peligro debido al deficiente alargamiento de las soldaduras. Se debe, en cambio, retener que las uniones enteramente remachadas son las menos resistentes.

En las pruebas, se produjo primeramente el resbalamiento de la junta remachada transversal, teniendo que soportar toda la tracción las planchas laterales, iniciándose la rotura en las juntas longitudinales. El autor afirma, además, haberse comprobado que los remaches de la fila central de la junta transversal, trabajaban más que los de las dos filas exteriores (solapes de tres filas).

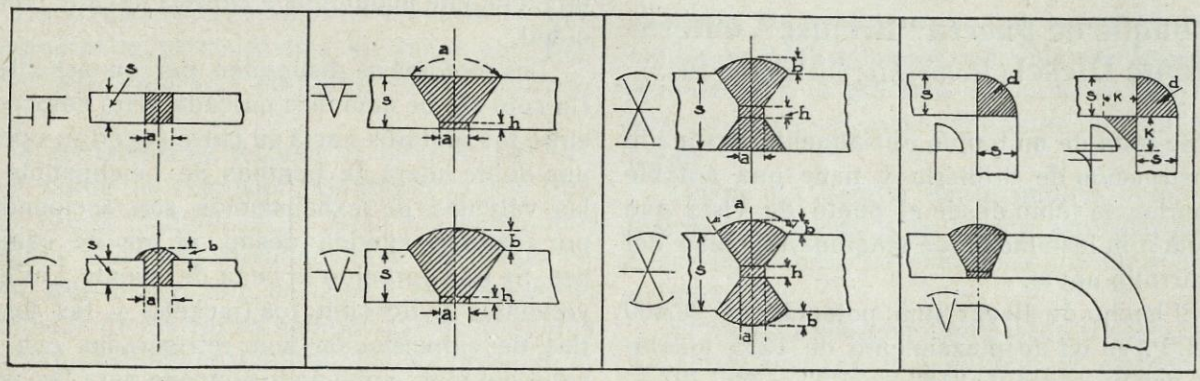
Las probetas, enteramente soldadas, han cedido en parte, en la junta transversal y en parte en el resto. En el primer caso, la causa fué siempre un defecto en la soldadura, pero siempre se obtuvo una resistencia superior a la conseguida, con juntas longitudinales soldadas, sin junta transversal.

La siguiente tabla, da los resultados en kg/mm² de estas pruebas, con los valores medios de dos experiencias para cada una

TIPO DE ELEMENTO	CARGA DE ROTURA		Relación $\frac{B}{A}$	Carga de rotura nomiaal
	Plancha aislada A	Planchas unidas B		
(1) Plancha única	43,7	—	—	41/49
(2) Juntas longitudinales remachadas sin junta transversal	40,8	32	0,785	41/49
(3) Juntas longitudinales y transversal remachadas	50,9	29	0,57	41/49
(4) Juntas longitudinales remachadas y transversal soldada.	39,7	32,5	0,82	41/49
(5) Juntas longitudinales soldadas sln junta transversal	42,2	35,6	0,845	41/49
(6) Juntas longitudinales y transversal soldadas	41,6	35,8	0,86	41/49
(7) Idem, ídem	53,0	43,7	0,825	55
(8) Idem, ídem	59,4	46,9	0,79	52

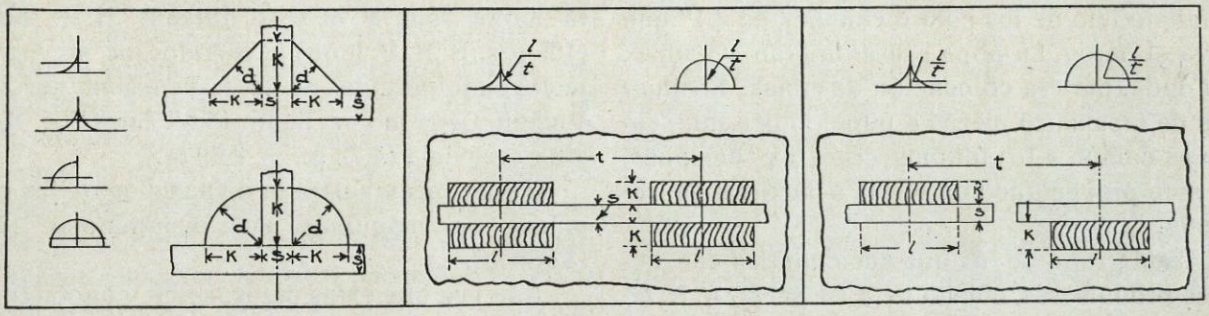
La relación $\frac{B}{A}$, es el mejor coeficiente que puede caracterizar el rendimiento del sistema de unión. La superioridad de las uniones soldadas, queda bien de manifiesto al examinar el cuadro anterior. Solo hay un coeficiente bajo $\left(\frac{B}{A} = 079\right)$ que corresponde a un acero duro de 59 kg/mm², debido, seguramente, a un defecto del material.

El triunfo definitivo de la soldadura, llegará cuando se fabriquen electrodos que den soldaduras con gran alargamiento, que permitirán mejorar la resistencia de las juntas longitudinales y acercarse mucho a una relación $\frac{B}{A} = 1$. En algunas aplicaciones, esto ya se ha conseguido (por ejemplo: en las calderas, procedimiento «Prox-Printsch»), pero, en construcción naval, será mucho más difícil de conseguir. Los electrodos revestidos (los que dan soldaduras más resistentes), producen, al soldar, mucho calor, dando lugar a fuertes contracciones; además, según el autor, se prestan mal a la soldadura vertical y horizontal por encima de la cabeza del soldador. Estos problemas son hoy motivo de grandes estudios y es de esperar una próxima solución.



SOLDADURA A TOPE

Las experiencias anteriores, son puramente estáticas. Sobre experiencias dinámicas, se sabe que en un destructor a toda velocidad, en 12 horas se producen en el casco, por encima de las hélices, un millón de cambios de sentido de las tensiones, sin haberse podido observar ninguna avería. Con todo derecho, se puede, pues, afirmar, que la soldadura ha demostrado, también, su capacidad resistente en este campo.



SOLDADURA EN ANGULO

NOTAS BIBLIOGRAFICAS

BUQUES DE GUERRA

El buque de guerra "Bremse", enteramente Diesel (*Motorship*, Diciembre 1933)

Se trata de un buque oficialmente destinado a instrucción de artillería y tiene una notable importancia tanto desde el punto de vista que afecta a la instalación de maquinaria, como del desarrollo naval.

El hecho de llevar una potencia de 28.400 B. H. P., en un desplazamiento de 1225 toneladas, con un casco de 318" × 31'2" × 9'6" (97 × 9,45 × 2,90 metros de calado), muestra que, actualmente, la maquinaria de combustión interna puede codearse con la propulsión devapor pa ra destructores y cruceros ligeros.

El casco presenta formas de alta velocidad, castillo y superestructura de destructor, prolongada la segunda al estilo de crucero hasta 1/5 de la eslora aproximadamente a partir de popa. Sobre ella, en su extremo y en el diametral, va montado uno de los cuatro cañones de 4,1" que lleva el barco. La popa presenta gran voladizo, sin duda, para la colocación de minas. El situar dos de las cuatro piezas a popa, indica que como es común a los últimos cruceros alemanes, ha sido proyectado con vistas a tácticas de retirada.

Cada grupo de los que accionan las dos hélices propulsoras, consta de 4 Diesel M. A. N. de 8 cilindros, 2 tiempos, doble efecto, moviendo la hélice correspondiente por intermedio de acoplamientos «Vulkan». Los cilindros tienen (11,81" = 300 $^{m}/_{m}$) de diámetro y (17,33" = 440 $^{m}/_{m}$) de carrera, con una relación de carrera a radio de 1,466. Cada motor desarrolla 3.500 B. H. P. a 600 r. p. m., reduciéndose para la hélice hasta 400 r. p. m. La velocidad del pistón es 1730 pies/minuto (8,80 m/seg.) y la presión media indicada de 90,5 lbs./pulgada^2. Cada par de motores lleva un ventilador de barrido operado por un M. A. N. de 4 cilindros, 2 tiempos, doble efecto, con cilindros de iguales dimensiones que los principales, pero girando a 530 r. p. m.

La instalación auxiliar comprende además tres grupos electrógenos formados por dínamos directamente acoplados a Diesels de alta velocidad.

Los motores se distinguen por su sencillez. Un solo eje de camones en cada par, colocado entre los motores hacia su parte superior, opera una doble hilera de bombas de combustible y las válvulas de exhaustación son accionadas por cadena movida desde el eje de camones. Se ha suprimido la cuna de asiento. Las envolventes de los cilindros (jackets) y las tuberías de exhaustación son refrigeradas con el agua del mar, empleándose aceite para las válvulas de combustible, pistones, bielas, y válvulas rotativas de exhaustación. La instalación resulta, además, muy compacta.

El peso de los motores principales con los reductores, es de 19,6 libras/B. H. P. (8,87 kg./B. H. P.); el de los ventiladores de barrido y sus motores, de 14,12 libras/B. H. P. (6,40 kg./B. H. P.; el consumo de combustible es 0,35 libras/B. H. P. hora (158 grs./B. H. P. hora) para motor solo, y el 0,44 libras/B. H. P. hora (199 grs./B. H. P. hora) para todos los servicios, incluyendo pérdidas en la transmisión por los Vulkan. Cada motor tiene 15,6" largo × 8,6" altura máxima (4,73 m. × 2,59 m.).

Un croquis muestra la disposición de las cámaras de máquinas, que comprenden 142' (43,30 m).

A la vez que estos datos, se ha conocido el anuncio de que las autoridades navales alemanas, procederán a la inmediata construcción de un tercer crucero acorazado tipo del «Deutschland» con Diesel. El crucero rápido «Leipzig», combinación turbina-Diesel, estará pronto en servicio y se espera sea seguido por cruceros todo Diesel en los próximos años. (G. G. M.)

CONSTRUCCIÓN NAVAL

La corrosión del hierro y del acero en la estructura de buques (J. W. Donaldson, *The Iron & Steel Industry*, Noviembre 1932)

Hace referencia el autor a un artículo que publicó en la misma revista en Junio de 1931, en el que trató con amplitud sobre la corrosión.

A continuación, resume el Informe del Comité sobre la corrosión, nombrado por el Iron and Steel Institute y el National Federation of Iron and Steel Manufacturers, publicado en 1931, que dedicó una sección a las respuestas recibidas de las varias compañías constructoras de buques a un cuestionario que les presentó el Comité. Las cuestiones se referían al período de vida de las planchas, secciones y «sheets» en servicio, condición y calidad del acero y la influencia del cobre como protector a la corrosión. Las contestaciones fueron de considerable interés, indicando que, en general, los aceros ordinarios del comercio dan satisfactorios servicios para su empleo en la marina. Conocer el período de vida de tales materiales, es muy dificultoso por depender de las condiciones de servicio y medios de protección empleados.

Había varias opiniones sobre los puntos relacionados a los aceros básicos o ácidos y la resistencia a la corrosión ofrecida por el hierro comparado con el acero, siendo muy escasa la información obtenida referente al empleo del cobre en el acero. En la discusión del Informe se dieron ejemplos de casos particulares relativos a la corrosión producida en los cascos de buques, no llegándose a obtener ninguna conclusión definitiva.

En vista de la complejidad del asunto, el Comité decidió llevar a cabo un cuidadoso plan de pruebas de corrosión, en las que los variados factores se han tomado en consideración, con vista a obtener una aclaración al problema, y tales pruebas están ahora en ejecución.

Extracta con alguna extensión unas experiencias publicadas por Montgomerie y Lewis sobre el asunto de corrosión en las chapas y remaches.

Se refiere también a un artículo publicado por Mr. Evans sobre la eliminación de la cascarilla en las chapas.

Resume todo el artículo y da unas conclusiones generales.

Consideraciones de reciente investigación, indican que en orden de obtener los mejores resultados del acero empleado en la estructura de buques, es necesario exponer las chapas de los buques a una prolongada acción atmosférica con el fin de eliminar completamente la cascarilla de fabricación, la cual, ahora, debido a evolución en la práctica de la fabricación de acero, parece ser más adherente que antiguamente.

Donde un tiempo límite impida completamente someterlas a la acción atmosférica, la cascarilla deberá ser eliminada por algún método eficiente.

El método más práctico parece ser el *scratch brushing*, raspado y cepillado; el empleo del pico y también el chorro de arena pueden ser empleados en casos particulares, aunque tales métodos no son lo suficientemente económicos para trabajos de buques mercantes. Sólo cuando el acero esté completamente sin cascarilla, limpio y seco, deberá ser aplicada cuidadosamente una mano de buena pintura. Esta pintura protectora, deberá ser cubierta antes de la botadura por una buena pintura anticorrosiva y sobre dique seco, finalmente una capa de pintura anticorrosiva y otra antiincrustante.

Cuando se necesite volver a pintar se deberá siempre realizar, después de desprender completamente toda la pintura y herrumbre.

Con relación a los remaches, la variedad de acero dúctil que no presente segregación deberá dar los más satisfactorios resultados. El empleo del acero para remaches procedentes de la manufactura por el proceso *rimming* no es satisfactorio a menos que tal acero haya dado buenos resultados en la prueba de segregación.

La corrosión en los tanques que llevan alternativamente cargas de productos ligeros destilados del petróleo o agua del mar como lastre, no puede ser disminuida por el empleo de pinturas protectoras.

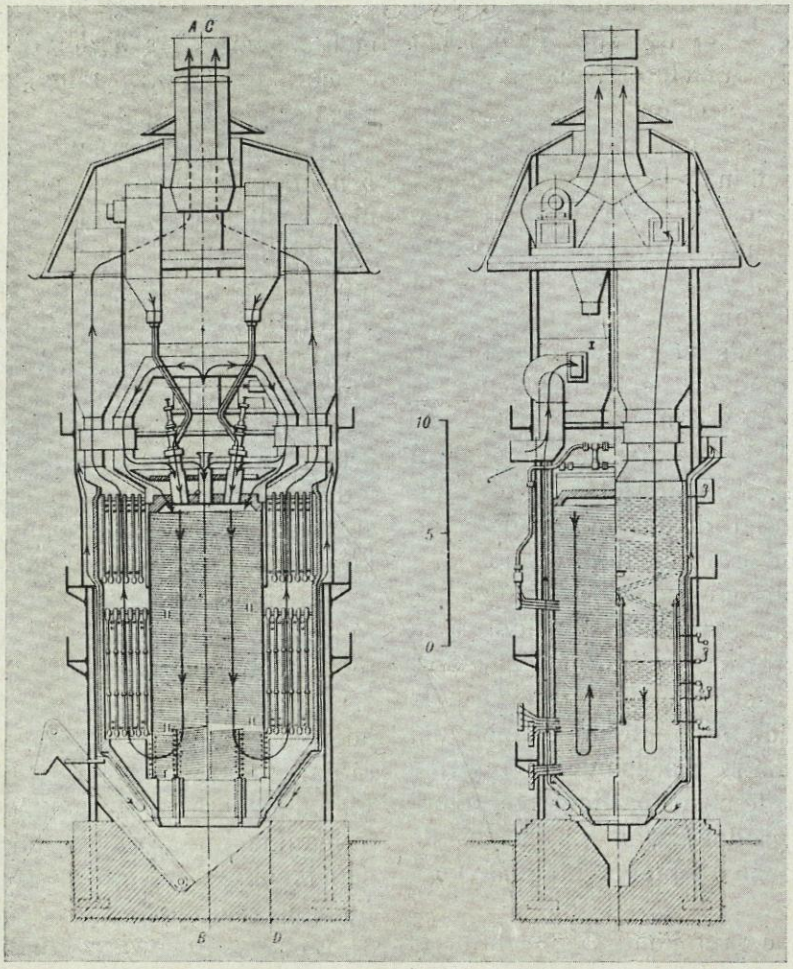
Algunos otros métodos de protección, posiblemente de una naturaleza electrolítica, necesitarán ser ideados. (S. G.)

CALDERAS

La caldera "Benson" (*The Engineer*, 21 de Abril 1933)

Según la teoría de Callendar, el agua, siempre, contiene un volumen, igual al suyo, de vapor en disolución. Este vapor, está saturado y, al aumentar su temperatura, va creciendo su densidad al mismo tiempo que disminuye la del agua. Al elevar suficientemente la temperatura, llegará un momento en que sus densidades sean iguales y, puesto que la presión y temperatura a que se encuentren, son las mismas naturalmente, no hay diferencia entre el agua y el vapor. Por lo tanto, elevando la temperatura hasta ese punto, puede decirse que toda el agua se ha transformado en vapor sin necesidad de ebullición ni evaporación por una superficie libre. Esta temperatura, y la presión correspondiente, se llaman críticas y generalmente se admite que sus valores son 374° C y 3158 libras por pulgada cuadrada, aunque Callendar ha demostrado que, en realidad, no se confunden el agua y el vapor hasta los 380° C. y 3650 libras.

Las ventajas de transformar el agua en vapor, a la presión crítica, son más bien de orden práctico. Al no necesitar una superficie libre para evaporarse, puede evitarse el uso de los colectores que tan costosos son, y constituyen siempre un peligro latente, así como indicadores de nivel, etc., pudiendo estar formada la caldera por un sencillo sistema de tubos, por uno de cuyos extremos entre el agua y por el otro salga igual cantidad de vapor. En caso de una ruptura de un tubo, debido a la poca masa de agua que hay en cada instante en la caldera, la avería no constituirá un peligro muy grande para la vida del personal encargado de ella.



El vapor no puede utilizarse en su punto crítico, pues la menor expansión daría lugar a la transformación inmediata de la mitad, por lo menos, del vapor en agua por ser nulo su calor latente. Este inconveniente puede salvarse,

recalentando convenientemente el vapor.

Aunque Perkins fué el primero que produjo vapor a la presión crítica, no consiguió nada práctico con él y fué abandonado su estudio hasta que Mark Benson inició sus experimentos en 1923 construyendo una caldera formada por simples serpentines, que engendraban vapor a 3250 libras, presión que se disminuía hasta 1500 libras recalentándolo hasta 800° F. antes de emplearlo en una turbina de A. P. de 500 H. P. Posteriormente se ha hecho cargo de las patentes la casa Siemens-Schuckert, que construyó la primera caldera formada por cinco haces de tubos curvados dispuestos horizontalmente sobre el hogar. Los tubos tenían 20 m/m. de diámetro interior y 6 m/m. de espesor. La caldera se proyectó para dar 22000 libras/hora de vapor a 1420 libras y 400° C. El vapor se producía a la presión crítica en las dos hileras inferiores de tubos, luego se disminuía su presión hasta 1420 libras y se recalentaba en los demás tubos. El éxito de esta caldera, hizo que se construyese otra para dar 44000 libras de vapor por hora, para uso de la misma casa Siemens.

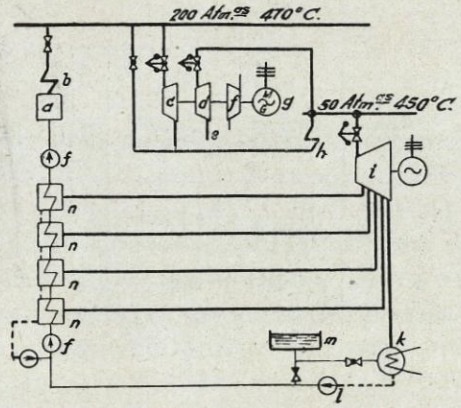


DIAGRAMA DEL CICLO DE VAPOR

a—Caldera
b—Calentador de vapor
c—Turbina primaria de A. P.
d—Turbina auxiliar
e—Exhaustación
f—Bomba de alimentación
g—Generador o motor
h—Recalentador
i—Turbinas principales
k—Condensador
l—Bombas extractoras
m—Tanque
n—Calentadores de agua de alimentación

Recientemente se ha concluído la instalación de una caldera «Benson» para servicio industrial, en la casa Leopold Herry en Langerbrugge (Bélgica), que debe producir normalmente 100 toneladas de vapor por hora y 130 tons. en su máxima carga. El vapor debe ser suministrado a una presión de 2850 libras recalentado a 870° F. y va funcionando durante 4000 horas dando plena satisfacción.

La caldera, cuyo esquema se ve en la figura, está al aire libre y tiene más de 30 metros de altura hasta el arranque de la chimenea. Todos los aparatos auxiliares van colocados en la casa de bombas adosada a ella.

Emplea carbón pulverizado preparado en un molino situado a alguna distancia que lo descarga a unas tolvas situadas en la parte superior de la caldera. El carbón cae, por medio de unos colectores, a los 8 quemaderos, de estos, pasa a a la cámara de combustión, cuyas paredes están formadas por el sistema de tubos, descendiendo verticalmente hasta la parte inferior de la caldera, donde invierten su sentido y ascienden por dos cajas de humos, situadas lateralmente en las que están alojados los recalentadores. Pasan después los gases por un precalentador de aire sistema Ljungstrom y son aspirados por los ventiladores que los descargan a la chimenea.

El ciclo de vapor se representa en esquema en la figura adjunta. El valor sale del recalentador a 200 atmósferas y 470° C. al colector de alta. Normalmente, de este pasa a una turbina de A. P. y desde ésta después de recalentarlo va al colector de baja a 50 atmósferas y 450° C. La turbina de A. P. desarrolla una potencia de 3700 Kw. y mueve una bomba de alimentación que absorbe 1700 Kw. y un alternador que produce 2000 Kw.

Si, por cualquier motivo, no funciona la turbina de A. P., el vapor se extrangula hasta las 50 atmósferas pasando directamente al colector de B. P. poniéndose en marcha las bombas de alimentación por medio de una turbina auxiliar que toma el vapor de dicho colector. Como último recurso para mover las bombas, puede funcionar el alternador como motor.

La turbina principal trabaja con vapor a 50 atmósferas y tiene una potencia de 25000 Kw. calentándose el agua de alimentación, por una cuádruple extracción de vapor de la turbina.

Hay dos bombas de alimentación, la turbina de A. P. o la auxiliar que mueve las bombas trabajan 7000 r. p. m.; el alternador y la bomba, están acopladas por medio de engranajes y funcionan a 1500 y 3820 r. p. m. respectivamente. El agua de alimentación pasa por las primeras fases de la bomba y se descarga a los recalentadores de agua de donde vuelve a 180° C., a las últimas fases de la bomba donde alcanza las 250 atmósferas a que penetra en la caldera.

(L. B. D.)

MOTORES

Algunas posibilidades de la propulsión por motores Diesel con engranajes (R. C. W. Courtney, *The Marine Engineer*, Abril 1933)

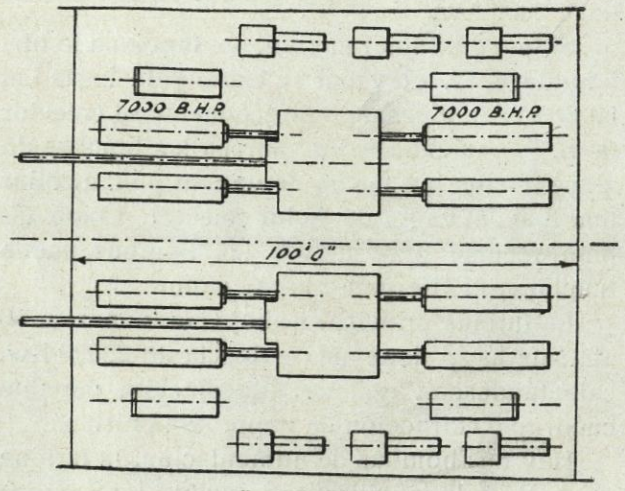
Los resultados del acorazado «Deutschland», crucero «Leipzig» y destructor «Bremse», parece no dejan ya lugar a dudas, en el éxito de la propulsión por grupos de cuatro motores Diesel, trabajando sobre cada eje, mediante un reductor de engranajes.

En la marina mercante se confirman estos hechos por los brillantes servicios que están prestando los buques con propulsión por motores Diesel con uno u otro reductor.

Hoy ya no puede hablarse del proyecto de buques de alta potencia sin pensar en esta clase de propulsión.

Los principales ejemplos de estas instalaciones, son los siguientes:

Los cargos «Havellad» y «Munsterland», construídos en 1921 por la «Hamburg-Amerika», equipados con dos Diesel de diez cilindros de 1650 B. H. P. Reducción de engranajes de 230 a 85 r. p. m.



ESQUEMA Nº 1.

El trasatlántico «Monte-Sarmiento», construído en 1924, equipado con cuatro motores de seis cilindros sobrecargados de 1750 B. H. P., acoplados a dos ejes por engranajes, con una reducción de 215 a 77 r. p. m.

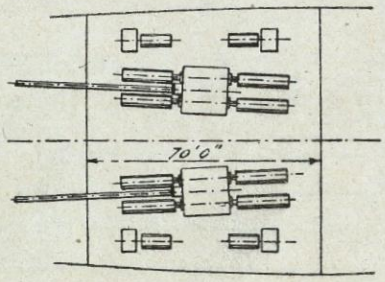
Los trasatlánticos «San Louis» y «Milwaukee» y el cargo rápido «Kota-Agoeng».

De gran interés es la reciente decisión de la firma «L. Smits Sleepdienst», de equipar su nuevo remolcador de alta mar con una instalación de motor con engranajes y una potencia de 3.000 B. H. P.

El autor, pensando en el futuro, se inclina a pensar que tratándose de buques de alta potencia, triunfará el motor Diesel ligero de doble efecto acoplado a un reductor.

Da varios esquemas en los que hace ver los resultados de aplicar las instalaciones tipo «Deutschland» y «Bremse» en buques mercantes, haciendo observar que cada vez va siendo menor la diferencia entre las instalaciones motrices de acorazados y trasatlánticos.

El croquis número 1 demuestra que es posible producir 56.000 B. H. P. en un trasatlántico de 750' × 94,5' con una cámara de máquinas de tan sólo 100 pies.



ESQUEMA Nº 2.

En el croquis número 2, se logra con una cámara de máquinas de 70 pies instalar 28.000 B. H. P. un buque de 625' × 80'.

El croquis número 3, corresponde al «Bremse», que, como se ve, es algo más que un modesto cañonero para entrenar al personal.

Sus características son: 318' × 31,2' × 9,6', una potencia de 28.400 B. H. P., con un desplazamiento de 1.225 toneladas.

Se esperan con gran interés los nuevos proyectos alemanes de buques de guerra. Si el número de cilindros de cada motor del «Bremse» se eleva a doce y las r. p. m. paran las 530, es posible instalar 50.000 B. H. P. en un conductor de flotilla de 350' × 37' × 30' × 10,5' con un armamento de cinco cañones de tiro rápido de 4,7", una batería anti-aérea y dos tubos triples para torpedos de 21" y una velocidad de 35 nudos. La distribución general se dá en el croquis número 4. El diámetro y carrera de los pistones sería de 300 y 440 m/m respectivamente.

Las casas «M. A. N.» y «Sulzer», han logra-

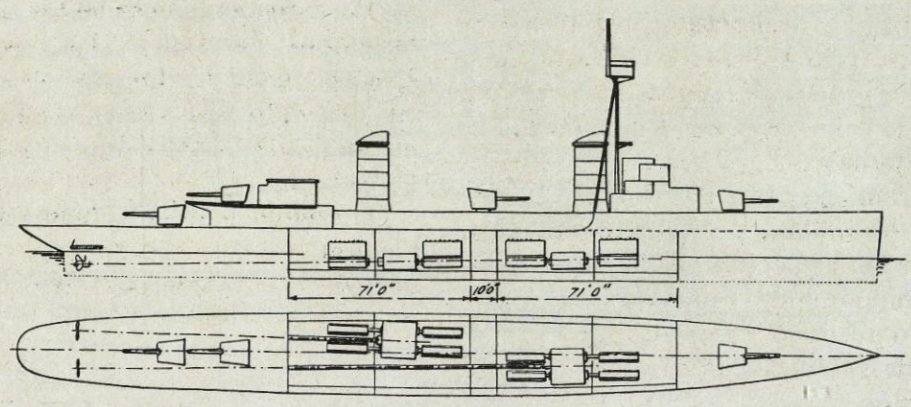
do construir un motor de 6.000 B. H. P. de dos tiempos y doble efecto, con tres cilindros de 263 r. p. m. y tan solo un peso de 22 libras por B. H. P.

En una reciente memoria de Mr. Robert Sulzer, se afirma que nada impide la construcción de motores de 25.000 B. H P. con 12 cilindros.

presenciar el triunfo total del motor-Diesel como propulsor de toda clase y tipo de buques.

Entre tanto observemos con el mayor interés la evolución de estos motores rápidos de dos tiempos y doble efecto que están aproximándose a la etapa más interesante de su desarrollo.

En total hay en el mundo 19 buques mercan-

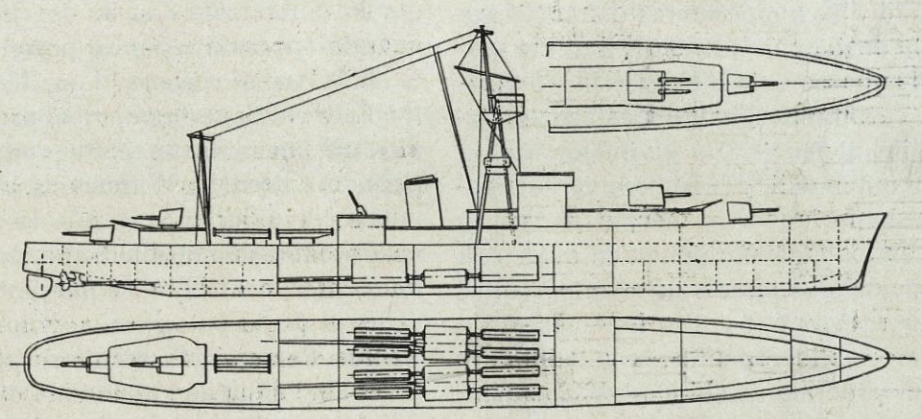


ESQUEMA Nº 3

Con ocho de estos motores, la instalación de 200.000 S. H. P. en un buque de 1.000 pies de eslora, exige solamente una longitud de 160 pies y teniendo en cuenta todas las auxiliares 235'. En cambio, en el mismo buque estudiado recientemente por Sir John Biles, para instalar cuatro juegos de turbinas con simple-reducción

tes con propulsión a motor con engranajes. Dieciseis son alemanes, uno inglés, otro americano y un danés.

Para buques de una hélice de relativa alta potencia (unos 7.000 B. H. P.) la disposición de dos motores Diesel acoplados a un reductor de engranajes tiene muchas ventajas: la cámara de



ESQUEMA Nº 4

de engranajes, con sus dos calderas se necesita ocupar nada menos que 520 pies de eslora. (Ver el croquis número 5.

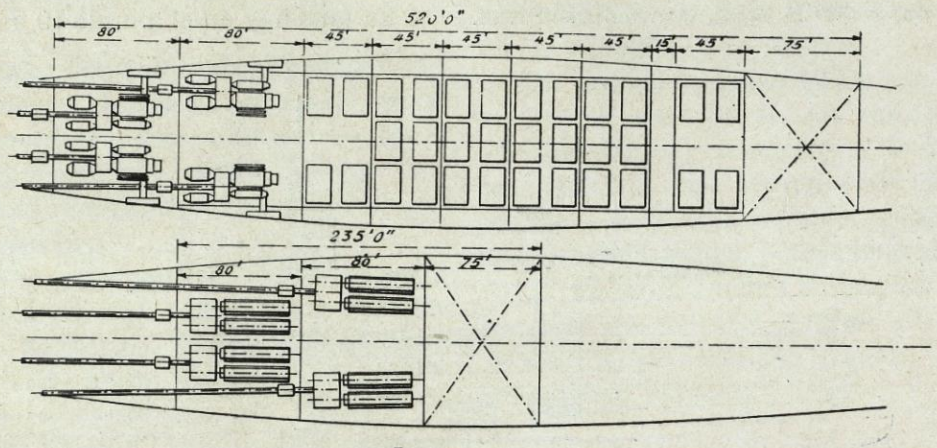
El autor hace notar que estas instalaciones de gran potencia, que era el último baluarte de las instalaciones a vapor, tienen ya a la vista un enemigo peligroso y cree no tardaremos en

máquinas es corta y tiene un C. de g. muy bajo, los recursos en caso de averías son los mismos que en el caso de dos hélices, la pequeña altura necesaria permite en los buques de pasaje instalar otra cubierta en el centro para camarotes de pasaje o tripulación.

Todo lo anterior indica que la propulsión

Diesel con engranajes ha estado olvidada por los armadores y constructores ingleses.

Comprobado el resultado de estas instalaciones se asegura que varias firmas inglesas han emprendido estudios e investigaciones de esta clase de propulsión y para fecha próxima se esperan interesantes resultados. (R. L)



ESQUEMA Nº 5.

Nociones recientes sobre la apreciación de los carburantes (León Jaqué, *Chimie & Industrie*, Septiembre 1932).

La densidad y las temperaturas del comienzo y del fin de la destilación han sido, durante mucho tiempo, las bases esenciales de la apreciación de los carburantes; hoy día estas características son insuficientes. La evolución de la construcción automóvil y aeronáutica y el conocimiento más profundo del mecanismo de la combustión en los motores, ponen en evidencia características de día en día más importantes como son la resistencia a los fenómenos de choque o «valor antidetonante», la volatilidad y la tensión del vapor, la estabilidad a bajas temperaturas y la ausencia de residuos no volátiles. En el siguiente estudio, las principales características de los carburantes destinados a los motores a explosión, serán clasificadas en tres grupos, según que se refieran más particularmente: a la energía aportada al motor y a su coeficiente de utilización, a la facilidad y la seguridad de marcha del motor propiamente dicho, o la regularidad de funcionamento de los mecanismos auxiliares de alimentación.

Una primera característica importante del carburante es su poder calorífico, es decir, la cantidad de calorías desprendidas por la combustión de la unidad de peso, o de volumen, del carburante en condiciones determinadas.

El poder calorífico determinado por la bomba Maler es el poder calorífico superior a volumen constante, es decir la cantidad de calor desprendido a volumen constante por la unidad de masa del carburante tomado en estado líquido, contando con el calor de vaporización del agua contenida que ha sido restituído por condensación. Este poder calorífico debe sufrir algunas correcciones si ha de corresponder a la energía aportada al motor por el carburante:

1.º Por de pronto la combustión no es instantánea, ni tiene lugar ni a presión constante ni a volumen constante. Sin embargo, como los poderes caloríficos a presión y a volumen constantes no difieren más que en 1 ó 2 por 1.000, aproximándose más bien a los de la combustión a volumen constante, se puede basar el cálculo sobre el poder calorífico a volumen constante.

2.º Es necesario restar el calor de condensación del agua que abandona el motor en estado de vapor, es decir tomar el poder calorífico inferior.

3.º Estando el combustible enteramente vaporizado antes del encendido, hay que sumar al poder calorífico inferior su calor latente de vaporización. Si esta corrección no es demasiado importante para los hidrocarburos, 1 % aproximadamente, lo es más para los alcoholes, 3 % para el etílico y 5 % para el metílico.

Así se define un poder calorífico útil cuyo va-

lor puede ser relacionado al kilogramo o al litro según que en la carga del combustible nos preocupe más el lugar que ocupa o su precio. Los valores de estos poderes caloríficos útiles para los diversos carburantes usuales están señalados en el Cuadro 1.

Por otra parte es interesante calcular el poder calorífico útil por litro de cilindrada—tomado a una temperatura dada—de la mezcla carburada correspondiente a la combustión completa sin exceso de aire. Las cifras obtenidas para los carburantes usuales son las que aparecen en la última columna del mismo cuadro.

CUADRO NÚM. 1

Calores de vaporización y poderes caloríficos útiles en calorías-kilogramo

Carburante	Cal. de vaporización por kg.	P. C. útil por kg.	P. C. útil por litro a 15°	P. C. del litro de cilindrada
Heptano . .	67	10.740	7.390	850
Esencia . .	66	10.340	7.500	850
Benceno . .	84	9.630	8.500	865
Benzol 70 °/₀ .	80	9.700	8.450	865
Etanol . . .	190	6.570	5.220	835
Metanol . .	240	4.900	3.900	835

Para todos estos carburantes una vez regulada la carburación apropiadamente, la energía desarrollada en el motor será sensiblemente la misma y el consumo específico será inversamente proporcional al poder calorífico útil. Esto es lo que se verifica bastante bien en la práctica cuando las condiciones de llenado de la cilindrada y el coeficiente de utilización de las calorías son poco más o menos los mismos, por ejemplo, en los motores poco revolucionados y poco comprimidos. Pero en muchos motores modernos está muy lejos de ser así, pues en ellos, entran en juego dos órdenes de fenómenos:

Concierne al primero la proporción de llenado de la cilindrada, la cual, está condicionada por el calor latente de vaporización dado en la primera columna del cuadro. Cuanto más elevado sea este calor de vaporización más fría será la mezcla de aire carburado introducida en el cilindro después de la explosión, y más se enfriarán las paredes del cilindro; el llenado será evidentemente mejorado lo cual explica la ganancia de potencia obtenida generalmente con carburantes a base de alcoholes en los motores poco revolucionados, es decir, en los que se busca obtener una cantidad de energía importante por unidad de volúmen del cilindro y por unidad de tiempo. Y es que, en efecto, el poder calorífico del litro de cilindrada, varía grandemente con la temperatura; para la esencia por ejemplo se encuentra 665 calorías a 100° contra 850 a 15°, y así se concibe que los alcoholes «carburantes fríos» puedan rápidamente recobrar la ligera pérdida de potencia que les correspondería a temperatura igual.

Al segundo orden de fenómenos concierne el coeficiente de utilización de las calorias puestas a la disposición del motor. Aquí interviene, en una cierta medida, la disociación de los gases quemados, al final de la explosión, que poniendo en juego reacciones endotérmicas, causará una pérdida de energía tanto más importante cuanto la temperatura sea más elevada.

Pero aún más que estos fenómenos interviene en el rendimiento termodinámico el mismo mecanismo de la combustión.

Se sabe que el rendimiento térmico teórico en los motores de explosión aumenta notablemente con la compresión utilizada: de 42.6 °/₀ para una relación de compresión de 4, pasa a 51.2 para la relación 6, y a 56.5 para la relación 8. Pero la construcción ha tenido que pararse aquí a causa de los fenómenos de «choque» llamados también de «detonación».

Sin entrar en detalles sobre el análisis experimental y teórico de este fenómeno, recordaremos que desde el punto de vista práctico los fenómenos de choque son la manifestación de una combustión anormalmente brutal de la mezcla aire-carburante; la energía se produce no a la manera de un esfuerzo progresivo, sino en forma de percusión que hace sufrir a los órganos en movimiento fatigas y desgastes. Por otra parte los choques absorven una parte de la energía y el rendimiento decrece en cuanto el fenómeno adquiere cierta intensidad. También sabemos que entre las causas determinantes del fenómeno se encuentran, de una parte, las disposiciones constructivas del motor (diámetro, forma de la culata) y su modo de funcionamiento (velocidad de rotación, temperatura, riqueza de la mezcla carburada, etc.)

De otra parte la naturaleza misma del carburante juega un papel esencial. Por lo tanto será una característica muy importante de un carburante la resistencia a los fenómenos de choque, y será indispensable examinar comparativamente los diversos carburantes y expresar su «valor antidetonante» por un número que tenga una significación precisa para todo el mundo. Sobre este particular se han hecho valiosos estudios de los cuales nos vamos a limitar a recordar que el valor antidetonante de un carburante está caracterizado, por de pronto, por su número de «octanos», es decir por el porcentage en volúmenes de *isooctano* necesarios para constituir con el heptano normal una mezcla equivalente—desde el punto de vista de la detonación—al carburante ensayado. Ahora bien lo que anteriormente se ha dicho acerca de las causas determinantes de la detonación, da lugar a hacer la aclaración que esta equivalencia debe ser determinada en condiciones experimentales bien especificadas en lo que concierne al motor de ensayo; por esta razón la noción del número de octanos no está al abrigo de toda crítica.

Otro de los reproches que se le hace a este método comparativo, es el de su falta de generalidad, caracterizar el valor antidetonante de un carburante por el número de octanos no tiene sentido más que para los carburantes más detonantes que el isooctano, pues existen diversos carburantes — singularmente aquellos que contienen proporciones elevadas de carburos aromáticos, o de alcoholes—cuyo elevado valor antidetonante no es cifrable en la escala de octanos si no es por extrapolaciones artificiales; una escala auxiliar de la escala heptano-octano, por ejemplo una escala isooctano-tolueno, completaría útilmente la precedente.

Esta consideración nos hace volver sobre la cuestión de relación entre la constitución química del carburante y su resistencia a la detonación. Las familias químicas se ordenan según su resistencia creciente a la detonación en la siguiente forma: carburos alifáticos, ciclánicos, olefínicos, aromáticos y alcoholes; pero se ha visto que tan grosera clasificación es insuficiente y que en una misma familia se encuentran diferencias considerables de un término a otro; el ejemplo clásico es precisamente aquel del heptano y del isooctano que son tan radicalmente diferentes: de aquí se podría deducir que la composición química no cuenta gran cosa si no se olvidase frecuentemente de precisar que se trata del heptano normal y del trimetilpentano (octano) cuyas estructuras moleculares son tan diferentes. De ahí que los estudios recientes de Lovell, Campbell y Boyd hayan establecido una correlación, tratándose de hidrocarburos puros, entre su constitución estereoquímica y su resistencia a la detonación.

Los elementos que acabamos de examinar, juegan, evidentemente, un papel importante en el funcionamiento del motor y en su comportamiento. Los carburantes que dan una temperatura media más baja en el cilindro determinarán un funcionamiento mejor de las válvulas de escape, electrodos de las bujías etc. Del mismo modo cuanto menos sensibles sean los fenómenos de choque, menor será el desgaste del motor.

En este orden de ideas todavía examinaremos dos propiedades que influyen marcadamente. La primera es la volatilidad del carburante, que está en relación con su fraccionamiento, es decir, la proporción destilable en función de la temperatura. Respecto a este particular hemos dicho que los puntos iniciales y finales no significan mucho; para apreciar la calidad del carburante es mejor considerar toda la curva de destilación o para mayor simplicidad definir esta curva por características numéricas en numero limitado que den una imagen satisfactoria. Las temperaturas a las cuales se ha destilado 10 y 90 % del carburante son, como vamos a ver, características muy útiles, y son ventajosamente completadas por la ordenada media de la curva de destilación, que Oswald ha denominado «cifra característica» y que traduce de una manera sensible la repartición de las diversas fracciones, en función de la temperatura.

La facilidad de arranque del motor frío es una consecuencia muy importante de la mayor o menor volatilidad del carburante. Esta facilidad de arranque dependerá, si se supone que los factores mecánicos especialmente la fluidez del lubrificante son satisfactorios:

1.° De la temperatura del motor.
2.° De la composición de la mezcla aire-carburante facilitada por el carburador en el momento de la puesta en marcha.
3.° De la volatilidad del carburante que para el presente problema está suficiente-

mente representada por la temperatura a la cual un 10 °/₀ del carburante se ha destilado.

Diferentes experimentadores americanos, han tratado de establecer una relación entre estas diferentes magnitudes, relación que no puede ser evidentemente invariable para cualquier carburante y para cualquier motor.

Books y más reciente Brown y sus colaboradores, han demostrado que existe alguna relación, para un motor dado, entre ciertos puntos de la curva de destilación y la facilidad de aceleración dada para el carburante. Sin insistir más sobre ello debemos señalar que las disposiciones del carburador y del colector tienen aquí una gran influencia y que, para comparar dos carburantes, se deberá escoger los porcentages destilados a una temperatura tanto más baja cuanto el colector está más frio. Es nuestra opinión que los constructores de motores podrían guiarse a este respecto por la ordenada media de la curva de destilación.

La temperatura de vaporización completa del carburante puede estar determinada por la temperatura de la curva de destilación correspondiente al 90 °/₀ de destilado. Si esta temperatura es muy elevada, se admitirá en el motor una mezcla muy incompletamente vaporizada, lo que puede, en ciertos casos, presentar inconvenientes. Además, un valor anormalmente elevado para esta misma temperatura, conduce a una dilución excesiva del aceite de engrase, y solamente por esta razón se la debiera limitar en lo posible. Nadie se extrañará si decimos que este es el tope del empleo directo de los carburantes pesados en los motores de explosión. Ciertamente que el motor gira más o menos bien al principio, pero ¿que pasa con el engrase después de un corto funcionamiento?

Corresponde por lo tanto a la experiencia del constructor el determinar cuales son los valores máximos de las temperaturas correspondientes a 10 y 90 °/₀ de la curva de destilación, asi como la ordenada media compatible con el buen funcionamiento de su motor en las condiciones de empleo que ha previsto.

Para la seguridad de funcionamiento del motor, hay que preocuparse igualmente de los residuos que deja el carburante en el interior del motor; bien es verdad que los residuos que se adhieren a la culata de los motores, provienen también en una gran parte del lubrificante parcialmente pirogenado. De todos modos, es indudable que los carburantes pueden contribuir a ello, sea por que contengan demasiadas gomas difícilmente vaporizables y fáciles a pirogenarse o sea por que su combustión, mal dosada o difícil de dosar bien, produce productos de pirogenación. en especial negro de humo.

La tendencia a la producción de negro de humo que provoca también el «encrasement» de las bujías, es algunas veces atribuído al benzol. Esta tendencia, que se manifiesta cuando conservando el reglaje para esencia, se queman mezclas muy ricas en benzol, es sobretodo sensible con el benceno y con benzoles muy ricos en benceno, tales como «los benzoles de 90» a los cuales muchas personas manifiestan una afición injustificada.

Como quiera que sea, la formación de incrustaciones presenta inconvenientes: disminuye la conductibilidad de las paredes, lo que conduce a un funcionamiento del motor excesivamente caliente; puede, además, aumentar la relación de compresión hasta el punto de hacer aparecer fenómenos de choque; en fin, las partículas carbonosas que se adhieren a los electrodos de las bujías o a su alrededor, pueden quedar más o menos incandescentes después de una explosión y provocar un encendido prematuro.

Los constituyentes insuficientemente volátiles del carburante contribuyen, ciertamente, a la formación de incrustaciones, por lo cual, nos confirmamos en la opinión de fijar como límite razonable la temperatura a la que es destilado el 90 °/₀, y exigir que el carburante, no contenga más que una cierta proporción de resíduos no volátiles, «gomas», de las que hablaremos luego.

En todo lo que precede hemos admitido que los cilindros del motor reciben regularmente el alimento necesario, es decir, una emulsión del carburante en el aire más o menos completamente vaporizada en proporciones apropiadas.

Por depronto es necesario que el carburante sea estable y suficientemente flúido a las temperaturas de empleo. Este problema de la estabilidad afecta sobre todo en los casos de los carburantes mixtos y notablemente en aquellos que contienen mezclas de alcoholes y de hidrocarburos. Las mezclas de alcohol y esencia es tanto menos estable cuanto menor es la cantidad

de alcohol y cuanto el título del alcohol sea más débil y la esencia destile en un intervalo de temperaturas más elevado. Su estabilidad es notablemente mejorada por la adición de hidrocarburos aromáticos como el benzol. M. Domanois sugiere el que la preparación de tales mezclas ternarias, pudiera extenderse empleando como estabilizantes las esencias producidas por la hidrogenación a presión. El autor ha verificado recientemente que, en efecto, se obtiene una estabilización marcada empleando esencias de hidrogenación que contengan aromáticos en proporción suficiente.

El carburante, pues, deberá quedar homogéneo cuando la temperatura descienda hasta un cierto valor, que será fijado en función de las condiciones de empleo. Si para esencias para automóviles puede fijarse hasta — 10 ó — 15° en aviación habrá que prever — 40 ó — 50°.

En un segundo orden de ideas, es indispensable que los órganos de alimentación y de admisión del motor no sufran ni alteraciones ni obstrucciones incompatibles con su funcionamiento normal.

En lo que concierne a la alteración del sistema de alimentación, encontramos la necesidad de tener un carburante no corrosivo, en lo que intervienen las características de pureza química: ausencia de acidez o de alcalinidad, ausencia de azufre en forma de azufre libre, de hidrógeno sulfurado o de otros compuestos que puedan originar fácilmente azufre.

Supuestas eliminadas las materias en suspensión en el carburante, la obstrucción del sistema de alimentación puede tener orígenes diversos: cristalización, tapón de vapores y engomado.

Cristalización.—Se entiende por cristalización el depósito de cristales de hielo abandonados en el carburador por la humedad atmosférica a causa del enfriamiento que resulta de la vaporización. Esta cristalización puede conducir en poco tiempo a estrangulamientos y también a agarrotamientos de los órganos móviles, como la mariposa, dando como resultado una marcha anormal: para combatirlo se recurre al calentamiento del carburador. Conviene recordar que los carburantes a base de alcohol están exentos de este inconveniente a causa de su avidez por el agua. Otra forma de cristalización es la que procede del depósito de cristales de alguno de los constituyentes del carburante, lo cual se le reprocha al benzol, solo, o mezclado con esencia. Si un benzol es rico en benceno deja depositar cristales a una temperatura próxima a los 0°, como es el caso del benzol de 90: no es lo mismo cuando se trata de benzoles que solamente destilan el 60 ó 70 % antes de 100° y que en opinión de muchos es el tipo perfecto del benzol para motores. Gracias a la presencia del tolueno, cuyo punto de fusión es—94,5° su temperatura de comienzo de la congelación baja fuertemente y mezclándolo con esencia no se obtendrán cristales ni aún en condiciones muy severas.

Un proceso muy diferente de obturación del sistema de alimentación, es lo que los americanos llaman el «vapor lock», o sea taponamiento por vapor. Este fenómeno se produce cuando en un punto cualquiera del sistema de alimentación, desde el depósito hasta el carburador, el carburante produce vapores en una cierta proporción crítica variable con las disposiciones adoptadas; la proporción crítica puede ser del orden de 4 volúmenes de vapor por un volumen de líquido, debiendo recordarse que la vaporización completa de un volumen de esencia da 180 volúmenes de vapor. Se comprede que el frenaje de carburante líquido por una cierta proporción de vapores en la canalización, en la bomba de alimentación, a la llegada al carburador o en los gicleurs, determine una emulsión demasiado pobre para el funcionamiento del motor.

En una primera aproximación, el taponamiento por vapores comenzará a ser sensible cuando la temperatura del carburante en un punto de su recorrido sea demasiado elevada para que la tensión de vapor sobrepase la presión atmosférica. Bridgman y sus colaboradores han demostrado que la temperatura a la cual la esencia, exenta de propano, comienza a hervir corresponde poco más o menos al punto 10 % de la destilación. Si la esencia contiene una proporción apreciable de propano, cuyo caso es el de las gasolinas de desenciamiento, insuficientemente estabilizada, la tensión de vapor será anormalmente elevada y su comienzo de ebullición estará muy desplazado hacia las temperaturas bajas. Para tales esencias se obtienen indicaciones más satisfactorias sobre la tendencia al «vapor lock» tomando la tensión del vapor en condiciones bien determinadas, por ejemplo, la presión observada en la bomba Reid a 36° C.

Hay que anotar, sin embargo, que la temperatura alcanzada por el carburante en el sistema de alimentación está regida por diversos factores independientes del carburante. Tales son, la temperatura ambiente, las condiciones de funcionamiento (velocidad y carga) y sobre todo las condiciones de construcción de la canalización del carburante (zonas de pérdida de carga) y su posición con relación a partes calientes del motor, por ejemplo, una ligera depresión situada junto al tubo de escape.

Queda, por último, por examinar otra causa de alimentación defectuosa del motor, que puede determinar depósitos en la canalización o en el sistema de alimentación, colector, válvulas y guías.

Las fracciones no volátiles que penetran en la cámara de explosión se queman desde luego, pero pueden influir en una cierta medida en la alteración del lubrificante y en la formación de incrustaciones.

Los residuos no volátiles que se depositan en el sistema de admisión pueden provenir:

1.° De un fraccionamiento incorrecto del carburante en el que se han dejado pasar residuos de refinación tales como derivados sulfonados.

2.° De azufre libre.

3.° De gomas propiamente dichas, es decir residuos no volátiles que se han formado en el carburante después de su preparación, como consecuencia de la presencia de substancias sensibles a la oxidación y a la polimerización.

La importancia de estos depósitos en la admisión del motor está influenciada por las temperaturas reinantes las cuales pueden variar en amplios límites. Pero para un motor dado, funcionando en condiciones fijadas, estos depósitos son, en principio, proporcionales al residuo que queda por simple evaporación del carburante, a condición de que el carburante se emplee poco después de realizado este ensayo; así a este residuo se le denomina «gomas actuales».

El carburante A, refinado cuidadosamente deja muy poco depósito en el sistema de admisión. Los carburantes B y B' aun estando inicialmente cargados de las mismas impurezas, en el B, probado poco tiempo después de la destilación, no se ha dado lugar a la formación de gomas mientras que en el B' las mismas impurezas han dado lugar durante su almacenamiento a la formación de diez veces más gomas que las «actuales». (J. S.)

Columnas de acero para motores Diesel.

(*Mechanical World*, 25 de Noviembre, 1933).

La idea de usar columnas hechas con chapas de acero soldadas en vez de fundidas, surge de la posibilidad de economía en el peso. Recientemente se demostró que el coste de producción es más favorable que con el hierro fundido, siendo un hecho establecido que las soldaduras de acero cuando se proyectan y construyen con propiedad, son un método de producción más barato que el hierro fundido.

Hemos sometido una columna de motor Diesel a la acción de fuerzas intermitentes en dirección e intensidad, habiendo llegado a la conclusión de que son transmitidos por la chapa de acero y no por la soldadura. Algunos de los detalles de construcción de los proyectos llevados a cabo por el articulista, están condensados en las siguientes reglas:

a) Una simple chapa de acero con un agujero cortado en ésta, puede resistir fuerzas internas opuestas actuando en cualquier dirección en un plano paralelo al del eje de la chapa.

b) Si dos chapas unidas en ángulo recto están sometidas a fuerzas que actuan a lo largo de la junta, se unen sacando lengüetas de empuje en una de ellas, que encajarán en ranuras colocadas en la otra chapa, de forma que las fuerzas actúen por simple cortadura en la lengüeta y doble cortadura en la ranura.

c) Una disposición análoga se usa para fuerzas que actúan normalmente a la línea de junta.

d) Una unión con tornillos, se hace colocando encima una chapa para maquinar y debajo una llanta, pasando los tornillos a través de las tres.

e) Los tornillos colocados para sostener peso se ponen con puentes de dos partes planas cortando las chapas para tener acceso a la tuerca.

El artículo va acompañado de figuras que muestran una media columna terminada, correspondiente a un motor de 300 HP. seis cilindros, cuatro tiempos, proyectado por Davey Paxman C.° (Colchester) en la que puede apreciarse muy bien la construcción. Esta máquina gira a 600 r. p. m. habiendo sido probada a 900 r. p. m. con marcada ausencia de vibraciones a todas las velocidades.

Las columnas son de $^1/_2$" de grueso y el exterior de $^1/_4$", siendo su peso de 11,2 Lbs. por B. H. P. a 600 r. p. m.

También está representado otro tipo de columnas con una parte desmontable que permite extraer el cigüeñal por el frente de la máquina.

(A. G. de A.)

METALURGIA

Causas y efectos en la fundición del bronce (*Foundry Trade Journal,* Noviembre, 1932).

La producción de piezas sanas de bronce, que tengan sus propiedades físicas aproximadas al máximo de las que la aleación es capaz, es un éxito de no mediado orden, aún cuando se trate de una pieza de fácil disposición.

Solamente se encontrará una pequeña proporción de piezas sanas y densas entre la gran cantidad de piezas que se hacen diariamente en el país, debido a la ignorancia de lo que es capaz la aleación empleada.

Opina el autor que en estos últimos años se han obtenido algunas mejoras en las fundiciones, debido a varias causas:

Hoy en día y debido a la intensa competencia se ha llegado a que la inspección sea más rigurosa. Se ha disminuído el peso de las piezas por economía y por dar un pequeño peso por caballo de fuerza; resultado de esto es que se hayan corregido las deficiencias encontradas en los materiales de las piezas y el ingeniero actualmente puede pedir y obtener altas calidades en este respecto.

No es suficiente que el fundidor consiga unas piezas tan buenas o mejores que la media de las fundiciones, es preciso que pruebe si empleando mejores materiales o mejores métodos de fundición se consiguen perfeccionamientos.

La producción de piezas de alta calidad, empleando materiales secundarios y chatarras de materias primas, es una cuestión de muchas más dificultades que con materiales vírgenes, a base de metales puros.

En muchos casos, es la forma más que la composición de las chatarras lo que puede afectar en una aleación. Por ejemplo, la chatarra de alambre de cobre, es de una pureza indudable, y al fundirla en hornos corrientes se aprecia oxidación y absorción de gases en muchas más proporciones que empleando lingotes.

El 50 °/₀ de los defectos de las piezas de bronce son debidos a alguna fase defectuosa de las condiciones de fusión. Un caso conocido por muchos fundidores y que ofrece campo el estudio, son las piezas destinadas a cuestiones eléctricas y fundidas con cobre puro. La absorción de gas y la imposibilidad de poder emplear algunos de los desoxidantes comunes y desgasificadores hace el problema más dificultoso. La presencia en las piezas de pequeñas cantidades de elementos tales como zinc y fósforo, hace bajar la conductibilidad eléctrica en tal cantidad que no permite el empleo de estos elementos. Otros como el silicio, boro y cadmio, que se pueden emplear en pequeñas cantidades, no son lo suficientemente enérgicos para prevenir la absorción y expulsión de los gases. Muchos fundidores de bronce que tienen experiencia en esta clase de trabajos y que realizan la fusión con sumo cuidado, siempre encuentran en la práctica con estos trabajos no muy buenos resultados. Con el bronce nunca se toman tantas precauciones, porque no es perceptible a simple vista en las piezas terminadas, determinar si provienen de una práctica buena o mala de fusión.

Es necesario un examen riguroso de las propiedades físicas para poder apreciar la influencia tan grande que tiene la fusión sobre los resultados finales.

Para ilustrar las diferencias que pueden presentarse, el autor preparó dos piezas de las cuales se cortaron barretas de prueba. El material era bronce fosforoso de composición Almirantazgo, 10 °/₀ de estaño, y 0,3 °/₀ de fósforo. Los moldes en las mismas condiciones, la misma cantidad de metal fundido. Las cargas con la misma composición con la excepción que el cobre en un caso era de chatarra de alambre limpio, de cobre electrolítico. El fósforo adicionado en forma de cupro fósforo de 15 °/₀.

En un caso la mezcla fué fundida en 45 minutos y en crisol precalentado. En el otro fué fundida en dos horas y 25 minutos. Los moldes fueron colados con el metal a la misma temperatura. La diferencia de las dos fusiones pueden observarse en el cuadro.

Ambas piezas eran aparentemente sanas y similares en el maquinado, siendo solamente observada la diferencia por medio de los ensayos de probetas.

Hay que darse cuenta que es mucho más importante fundir correctamente que tratar de corregir los errores debidos a la mala fusión por medio de desoxidantes. Mientras los desoxidantes son muchas veces convenientes y son necesarios adicionarlos antes de colar a la cuchara, ninguno de ellos puede totalmente rectificar los defectos que hayan ocurrido anteriormente.

	Carga rotura kgs. m/m²	Límite elástico kg.m/m²	Alargamiento %	Densidad	Dureza Brinell 1000 kg.
Correcta fundición . .	31.3	14.5	21	8.43	72
Incorrecta fundición .	24.9	14.6	11	8.27	65

Los errores de una mala fusión son muchas veces perceptibles a simple vista observando la fractura del metal. La presencia en el bronce de cañón y bronces corrientes de manchitas, es familiar en sus fracturas. Estas varían en su color del amarillo oro al rojo enmohecido, dependiendo del grado de imperfección, y pueden variar en cantidad, encontrando en ocasiones unas manchas aisladas o en el peor caso donde aparecen totalmente en toda la fractura.

Son llamadas estas manchas inclusiones de óxido.

Estas inclusiones constituyen definidas discontinuidades entre las caras de los cristales y la resistencia del bronce es proporcionalmente disminuída cuando el número de discontinuidades aumenta. Ningún bronce conteniéndolas en apreciable cantidad se puede esperar que de buenos resultados con relación a sus pruebas físicas y su densidad.

El ideal para obtener una buena práctica de fusión es, primero, rápida fusión para prevenir la indebida exposición a los gases o aire, ambos en las primeras fases cuando el metal presenta gran superficie a la oxidación o en la segunda fase cuando esté fundido debido a la absorción progresiva de gases.

Esto solamente puede ser evitado teniendo el crisol u horno muy bien precalentado antes de que las cargas sean colocadas. Para todos los trabajos de bronces ordinarios el horno o crisol deberá tener como mínimo 1300 á 1350° C.

El horno o crisol deberá tener una fuerte reserva de calor con objeto de transmitirlo rápidamente a la carga. Se ha comprobado que una atmósfera reductora contribuye fuertemente a la absorción de gases en el metal fundido, siendo preferida en vista de este peligo una atmósfera ligeramente oxidante.

La carga de metal será protegida de los efctos de esta atmósfera ligeramente oxidante con una capa de carbón de madera.

En los bronces se puede observar, después de la solidificación, las partes altas de los bebederos, que indican si ha sido correcta la fusión. Dando una correcta temperatura de colada, en las partes altas de los bebederos, aparecerá un ligero rechupe, sin ninguna formación de esferitas o «sudor de estaño» (tin sweat).

Debido a razones todavía imperfectamente conocidas, la licuación tiene lugar más fuertetemente en un bronce que tenga en solución gran cantidad de gases.

Otra causa en esta cuestión, para la obtención de piezas de bronce sanas es la referente a la ley de enfriamiento o tiempo invertido en la solidificación, con la que están íntimamente ligadas las cuestiones de los materiales, condiciones del molde, dimensiones de los bebederos y temperatura de colada. Es imposible considerar cada una de estas cuestiones separadas una de otra.

El tamaño más pequeño del grano, la mayor dureza, y, con limitaciones, la más alta densidad, todo depende de la más rápida solidificación. Teniendo todos los demás elementos invariables, la más baja temperatura de fusión da el menor tiempo de solidificación, ocurriendo lo mismo cuando se trata de pequeñas piezas con grandes superficies y poca masa.

El tamaño de los bebederos y respiros afecta mucho sobre el tiempo de la solidificación.

Deberá tomarse en consideración estas variables y estudiarlas si es necesario en cada pieza y cada aleación.

Acompaña una figura en la que se aprecia el tamaño del grano, en tres barretas de

63,5 m/m Φ — 38,1 m/m Φ y 20,3 m/m Φ

fundidas a la misma temperatura. Las variaciones en las propiedades físicas son insertadas en la tabla siguiente. Todas las condiciones son idénticas excepto la masa.

Propiedades físicas de tres barretas fundidas a 1200° C. Aleación 89,5 % de cobre y 10,5 % de estaño.

Da otro ejemplo para ilustrar el efecto de la variación de la masa. Tres aros fueron fundidos en condiciones similares con bronce fosforoso.

	Densidad	Dureza Brinell
Barreta de 63,5 m/m Φ	8,37	65
» » 38,1 » »	8,42	68
» » 20,3 » »	8,55	72

Cada uno tenía unida una barreta a la pieza, la temperatura de colada la misma. Los resultados pueden ser observados en el siguiente cuadro.

Efectos de la masa en las barretas unidas en aros de bronce fosforoso

	Carga rotura kgs. m/m²	Alargamiento %
Aro de 355 m/m Φ por 254 m/m de agujero por 38 m/m	24,4	7,5
Probeta unida	28,0	15,0
Aro de 355 m/m Φ por 254 m/m de agujero por 63 m/m	22,4	7,0
Probeta unida	28,7	17,5
Aro de 355 m/m Φ por 254 m/m de agujero por 89 m/m	21,4	6,0
Probeta unida	28,8	19,0

Se puede observar de estos datos una cuestión de mucha importancia en trabajos de fundición de bronce, que las probetas de ensayo cuando están unidas a la pieza no dan la resistencia real de la pieza a las cuales están unidas, y pueden solamente determinar la cualidad del metal del cual están fundidas.

El ensayo de la densidad puede considerarse como uno de los más útiles ensayos para determinar las piezas de bronce sanas. La determinación de la densidad en piezas pequeñas y medias es relativamente fácil de hacer con razonable exactitud, suficiente para el objeto. La densidad del bronce cañón y bronces no deben variar en gran proporción de no haber diferencias importantes en la composición como cuando se emplee bronce al plomo. La densidad varía entre 7,8 en una pieza insana de bronce a 8.85 en una pieza de bronce centrifugado hecho en las mejores condiciones. En relación con esto, debería ser recordado que la más baja temperatura de colada dará el más pequeño tamaño de grano y muchas veces afecta adversamente a la densidad en piezas de condiciones comerciales.

Acompaña una figura en la que se pueden ver los efectos de la colada a distintas temperaturas de un bronce de 9010, dando valores de la densidad y dureza Brinell. La mayor densidad y dureza Brinell corresponde a 1100° C.

Se puede observar en el gráfico que bajan la dureza y densidad lo mismo cuando la temperatura es mayor que menor de 1100° C.

En condiciones normales de trabajo en una fundición, no es posible trabajar empleando el menor tiempo de solidificación con moldes de arena y colando a la más baja temperatura el metal, como condición necesaria para dar la mayor dureza y densidad.

Al contacto del metal con el molde aún estando perfectamente seco tiene lugar un desprendimiento o formación de algunos gases. Si el metal está cerca del punto de solidificación, al llenar el molde, entonces no tiene oportunidad el metal de renovarse y aparecerá una pieza insana superficialmente o interiormente.

La cuestión de la adecuada alimentación de la pieza para evitar los efectos del rechupe es de gran importancia.

En muchos casos la rápida solidificación, puede ser confiada a los enfriadores o moldes metálicos, ofreciendo la mejor solución al problema de obtener piezas sanas de bronce y densas y parecerá lógico presumir que pueda ser la solución en muchos casos. Sin embargo esto no es así.

La dificultad de alimentar por medio de mazarotas las piezas que tienen diferentes espesores y tenga lugar en ciertas partes un enfriamiento rápido, hace esta cuestión muy delicada.

Probablemente el problema en las fundiciones de bronce consiste, en producir piezas que teniendo muy diversos espesores, se consiga un bronce que tenga en todas sus partes solidez y las mismas propiedades físicas; para esto se requiere poner en práctica el mejor criterio, siendo la experiencia factor de gran valor.

No se pueden dar reglas para todos los casos.

En general, es preferible dar a tales piezas

el espesor más delgado y colocar mazarotas adecuadas en las secciones más gruesas. Esto da a las secciones más delgadas el beneficio de el metal más caliente. Donde no pueden colocarse mazarotas en las gruesas secciones, se puede asegurar las partes gruesas por medio de enfriadores en el molde, para uniformar en toda la pieza el tiempo de solidificación.

Los defectos locales o porosidades se presentan donde hay desigualdades de espesores debido a la falta de alimentación de la pieza; estas porosidades (o rechupes) pueden evitarse si se aplican metódicos estudios para su eliminación.

Igualmente puede ser solucionada la presencia de porosidades microscópicas que son muy perjudiciales cuando se somete la pieza a fuertes presiones.

Es muy importante la debida colocación de los bebederos y mazarotas y esto puede ser observado seccionando algunas piezas y efectuando cuidadosos ensayos de dureza Brinell en diferentes lugares de la pieza.

En una buena fundición de bronce, las molestias debidas a incorrectas composiciones o a las impurezas serán de mucha menor importancia que las que proporcionen la práctica de la fusión o el moldeo.

El problema de las impurezas no preocupará a la fundición que emplee materiales de buena calidad, a no ser que haya alguna contaminación en las chatarras.

En aquellos talleres donde se empleen aleaciones de aluminio, metales blancos, etc., deberá tenerse mucho cuidado para prevenir las mezclas.

La presencia de pequeñas cantidades de aluminio en los bronces es muy perjudicial, particularmente los que deban resistir altas presiones.

El antimonio que puede provenir de metales blancos es también muy perjudicial por lo que afecta a la resistencia a la tracción y ductibilidad.

La absorción de gases sulfurosos debidos a la mala calidad del cok o del aceite combustible conteniendo alta cantidad de azufre suelen ser la causa de muchas molestias en la fundición de bronces.

Una cantidad de azufre de más de 0.03 % en el bronce causa mucho más rechupe y porosidad, probablemente debido no al azufre mismo, sino por presentarse en forma de gas SO_2 que está disuelto en el metal. Es conveniente recordar que los defectos debidos a la absorción de gases, son más pronunciados en los bronces al níquel.

Como conclusión, el autor señala que se deberá tener mucho cuidado y precaución si se desean obtener piezas de bronce de altas propiedades físicas.

Muchas fundiciones dirán que las piezas de bronce de alta calidad no son apreciadas por los que las emplean y por los compradores y el fundidor, en la mayoría de los casos, no es recompensado del sobre precio y molestias que haya tenido. Mientras esto sea en parte cierto, el remedio estará en convencer por parte del fundidor de bronce al comprador sobre la superioridad de la pieza hecha con todos los cuidados. Solamente por tales medios se puede conseguir que el promedio general de piezas buenas sea elevado y permita a las piezas de fundición de bronce hacer frente con éxito a la progresiva eficiencia que de ellas ahora se requiere. (S. G.)

ORGANIZACIÓN DE SERVICIOS

Dirección de la Manufactura

(*Machinery* 5 Enero 1933)

La dirección de la manufactura, o sea el estudio racional de los medios de que puede valerse el encargado de hacer producir a una fábrica, ha sido objeto de gran atención durante los últimos años, con miras a una mayor producción. Sin embargo, puede decirse que estos estudios han recibido durante todos los tiempos la atención continua de los hombres y que nada nuevo puede pensarse que no haya sido ya experimentado. Podemos decir, por ejemplo, que Nebuchadnezzar, en el año 600 A. J., tenía ya un sistema para identificar el lino que iba a sus molinos, haciendo uso de un esquema de organización, en el que representaba por trozos de hilo de distintos colores las producciones semanales.

Preparación.—Antes de la consideración de la manufactura de cualquier artículo es una práctica muy recomendable el estudio experimental y las siguientes investigaciones del proyecto que se ha preparado, puesto que de esta manera puede producirse más barato un artículo bien

dibujado que uno que no lo esté. Después que se ha terminado el dibujo en las Salas, es recomendable su envío a un experto, para su información, o a una Oficina de Producción, a fin de modificar en el sentido industrial aquellas partes que sean susceptibles de ello.

Cuando se trata de un artículo nuevo, generalmente es necesario disponer de un equipo especial de maquinaria o de herramientas para su manufactura, y, en este caso, es cuando más deben tenerse en cuenta las indicaciones de la Oficina de Producción con miras a la normalización de las herramientas y aún de otras partes varias, como ejes, volantes, tornillos, tuercas, círculos primitivos de taladros, casquillos y otros muchos accesorios que pueden ser normalizados y obtener de esta manera una reducción en el coste en la producción. También de esta manera se puede conseguir un notable ahorro en los gastos de vitolaje y plantillas.

Respecto a la masa de producción, pueden llevarse dos sistemas límites, que son los siguientes:

A) Construir las piezas que forman distintos elementos contra almacén, de tal manera que en cualquier momento exista almacenada una cantidad de accesorios comprendidos entre un límite máximo y un límite mínino.

B) Construir un número determinado de accesorios correspondientes a otro número fijado de elementos con anterioridad.

Cada uno de estos sistemas tiene sus ventajas particulares y sus inconvenientes y la elección entre ellas debe estar regida por la índole especial de la manufactura de que se trate y sobre todo por la demanda del mercado.

Así por ejemplo, cuando se trata de aparatos de radio que pueden venderse en gran cantidad a £ 25, es preferible el primero, por dar mayor comodidad al trabajo y mayor economía, sin tener necesidad de disponer de un gran capital muerto en almacén, mientras que si se trata de construcción de automóviles, cuyo precio es por ejemplo de £ 750 o más y se dispone de poco capital, es preferible el segundo.

Este primer punto a estudiar en la producción, como decimos debe ser regido por la ley de la oferta y la demanda.

Material.—Como regla general, los materiales representan la mayor cantidad de coste total de un artículo y, consiguientemente, deben tomarse cuantas disposiciones se puedan, para acopiarlos, lo más eficazmente posible. La mayor eficacia en el uso del material se obtiene procurando recibir justamente la cantidad requerida (de la cualidad necesaria) en el momento exactamente oportuno. Se encuentran a menudo bastantes ventajas pidiendo el material ya desbastado, cosa que reduce considerablemente los gastos de control y recepción.

Cuando se piden materias primas, es, en muchos casos, conveniente pasar el pedido a diferentes suministradores; de esta manera se cubren riesgos de retrasos en el suministro de una sola casa y al mismo tiempo se obtienen las ventajas que da la competencia al verificar las compras.

Antes de poner en trabajo un material cualquiera, es muy importante verificar una inspección somera del mismo; de este modo se ahorra mucho tiempo en el maquinado, que de otra manera seria desperdiciado, y, además, se descubren deficiencias tales como funciones defectuosas, insuficiencias de espesores, etc. Este trabajo puede reducirse a un mínimo por medio de vitolas de inspección y plantillas.

A continuación el autor describe una vitola para hacer la inspección somera de un carter de motor de explosión, acompañando una fotografía, y que consiste en un soporte con tornillos regulables que sujeta la pieza por su brida principal y unos escantillones en forma de gramil ya ajustado a altura, que indican los errores que pueda haber en las dimensiones verticales de la pieza. Este sistema tiene también la ventaja de que puede hacerse sobre la pieza un trazado muy rápido y económico y que ahorrará mucho tiempo en centrado posterior de la pieza en la máquina.

Planta de Maquinaria.—Antes de tomar ninguna resolución respecto a la producción de un artículo, debe hacerse un detenido examen de la maquinaria de que se dispone, a fin de conocer si es suficiente para la producción de la manufactura. Este estudio puede ser hecho con ayuda del cuadro de ocupación de maquinaria que a continuación se explica. En la primera columna se indican todas las máquinas de que se dispone y en la siguiente el número de horas a la semana que se encuentran libres de otros trabajos, a continuación, y en las distintas columnas, se van poniendo los planos de los distintos accesorios que constituyen un artículo y abajo el número de piezas iguales del mismo

plano. En las distintas casillas se expresa en minutos el tiempo que se supone necesario para cada operación en cada una de las piezas y en las últimas casillas del cuadro la suma de todas las operaciones correspondientes a todas las piezas en cada una de las máquinas o clases de máquina; comparando esta última columna con la que nos dá el tiempo hábil de las distintas clases de máquinas, se puede ver la producción del artículo de que se trata que es posible realizar con la planta de maquinaria de que se dispone y estudiar en caso contrario las modificaciones necesarias para el trabajo. Como es natural, en las estimaciones de los tiempos de las distintas operaciones de un maquinado es necesario prever el tiempo de centrado en la máquina y admitir una pequeña tolerancia en más para cubrir cualquier riesgo o falta en guías, herramientas, etc. Este mismo cuadro puede servir para hacer un presupuesto rápido del coste de fabricación.

Del estudio del cuadro adjunto también pueden sacarse consecuencias sobre la justificación de la adopción en la instalación de maquinaria, de máquinas especialistas en una sola operación. Sin embargo, la tendencia moderna es hoy en día a ir prescindiendo de esta clase de herramientas, puesto que los constructores de ellas hacen a las máquinas universales aptas para un un trabajo especializado sin necesidad de más que de modificaciones muy insignificantes.

Como hemos visto, el tiempo gastado en el centrado en las máquinas tiene una importancia muy grande en el coste de la producción, sobre todo en aquellas piezas en que haya de hacer muchas operaciones. Del estudio de cuadro también puede deducirse la necesidad o la conveniencia por lo menos de adquisición de algunas máquinas automáticas, que aunque aumentan a primera vista el capital aportado en la fabricación, pueden producir beneficios que lo amortizan rápidamente. Otro sistema de reducir el tiempo de los centrados muy fácilmente, es dibujar para todas o casi todas las operaciones plantillas y soportes especiales que deben ser entregados a los operarios con las instrucciones pertinentes para su uso como si fueran herramientas de corte, y ser preparados mucho antes de que se presente la operación.

Otro asunto muy importante para reducir el coste y para la buena producción, es la agrupación racional de las máquinas en los distintos talleres de la factoria. De esta manera se obtienen muy serias ventajas puesto que puede disponerse que el total maquinado de un accesorio y hasta su completa montura estén directamente bajo las órdenes de uua sola persona y al mismo tiempo reducir el transporte interior al mínimo. Es natural que en muchos casos no se pueda hacer la agrupación racional de las máquinas, pero siempre debe ponerse el mayor cuidado en reducir los gastos de transporte a un mínimo.

A continuación, el autor expone en el presente artículo un diagrama de los movimientos de un eje diferencial de automóvil en una factoría mal organizada mostrando los perjuicios que con esto se ocasionan, hasta el caso de que en 10 operaciones que han de ejecutarse en la pieza, esta tiene que recorrer cuatro talleres. El autor reconoce que en todo caso debe hacerse un diagrama de la ruta a través del taller de las piezas más importantes de un maquinado.

Plan de producción.—El grado de eficacia de una factoría depende grandemente del plan de producción y no hay ninguna fase de la moderna organización que haya recibido mayor atención que esta. Cualquiera que sean los métodos usados en una factoría, siempre se pueden mejorar y por lo tanto es necesario estudiar en cada momento que mejoras son las que pueden llevarse a cabo. El Departamento de Producción debe ser mirado como una palanca de unión entre todos los departamentos de trabajo y debe tener completa intervención en todos los problemas de manufactura que se van presentando de vez en cuando.

El principal objeto del Departamento de Producción debe ser investigar en cada caso y decidir el método con que debe procederse para transformar los materiales primos en artículos terminados.

En cuanto se recibe un nuevo plano, el Departamento de Producción debe decidir si es más económico el maquinado en parte en los propios talleres o pedir fuera parte o todo de estos mismos artículos. La mejor manera de dar instrucciones por el Departamento de Producción a los distintos talleres, es en forma de cuadro o fichas de ruta, como los que se indican a continuación. En ellas se describen las operaciones, la máquina que las debe ejecutar, la sección correspondiente de los talleres, el tiempo

ANALISIS DE EMPLEO DE MAQUINAS HERRAMIENTAS				Descripción de la unidad
	Números parciales			
	Número por unidad			
	Descripción	Tarifa	Horas disponibles por semana	
Tornos automáticos	N.º 6 Barra especial .			
	» 4 » » .			
	» 5 » » .			
	Grande de plato . .			
	Media de plato . . .			
	Pequeño de plato . .			
Tornos	De centros			
	Combinación. . . .			
	Cuchilla múltiple . .			
Mandrinos	Horizontal grande. .			
	Horizontal pequeño .			
	Vertical grande . . .			
	Vertical pequeño . .			
	Vertical duplex . . .			
Taladros	Husillo múltiple . .			
	Columna			
	Radial			
	Sensitivo			
Fresadoras de engranajes	Cónico helicoidal . .			
	Cónico recto. . . .			
	Fresar espiral . . .			
	Fresar recto			
	Fresar chaveteros . .			
	Escoplos			
Esmeriladoras	Sin centros . . .			
	Externos			
	Internos			
	Eje cigueñal			
	Superficie.			
	Chaveteros			

previsto para el centrado y el tiempo previsto para maquinado, la vitola o plantilla que ha de usarse, y la herramienta más apropiada para el caso. Se debe mandar una copia de esta tarjeta a cada uno de los departamentos de trabajo que les corresponda, en la inteligencia de que no se debe desviar ninguno de estos departamentos de las indicaciones en la ficha de ruta, a menos que haya un obstáculo insuperable y en todos los casos con la aquiescencia del Departamento de Producción.

Vitolas y herramientas.—Se pierde sin duda un gran número de horas en el maquinado de una pieza si las vitolas y plantillas no están dibujadas para una fácil aplicación; por esto los encargados de dibujarlas tienen siempre ocasión de probar sus nuevas iniciativas. Cualquier estudio que se haga sobre un proyecto de vitola a fin de hacer más fácil su manejo, se verá recompensado en seguida por el éxito. El autor dice que la pieza en su vitola soporte viene a ser como el dinero en la hucha, es muy fácil colocarlas y fijarlas antes de maquinar, pero luego, una vez terminada esta operación, es muy difícil sacarla del soporte sin que cueste un trabajo considerable.

Las vitolas y soportes deben ser dibujados de tal manera que puedan recibir cómodamente la pieza; no deben consentirse en ellos mecanismos de centrar y los perros y grampas deben ser accesibles y operados por movimientos rápidos. En muchos casos, en fresas por ejemplo, se puede eliminar en lo posible el tiempo de colocación, disponiendo dos soportes, uno en cada extremo de la mesa. A continuación el autor presenta dos fotografías que ilustran esta última disposición.

HOJA DE OPERACIONES							Pieza
Descripción de la pieza							N.º
Material			Cantidad por unidad			Cantidad mínima	Fecha
Operario N.º	Descripción de la pieza	Máquina	Sección	Tiempo		Norma N.º	Herramientas plantillas y observaciones
				Preparación	Destajo		

La Oficina de Producción también debe tener mucho cuidado en el marcado de las vitolas y herramientas y ha de seguir el curso de la fábricación y el uso de las mismas. El sistema debe estar montado de tal modo que la vitola no debe inscribirse en el registro de producción de un modo definitivo y debe estar bajo la observación de la misma hasta que haya sido satisfactoriamente probada y entregada al pañol correspondiente para su uso. También debe llevarse en la Oficina de Producción un estudio de la fabricación de las mismas vitolas, parecido al que se lleva de la fabricación total de los artículos.

Una vez terminada una vitola, debe ser medida y probada por el Departamento de Producción. Algunas veces, la condiciones de trabajo

de estas vitolas no han de ser las mismas que durante la medida bien por deformaciones u otras causas, pero de todas formas debe llevarse una ficha de cada una de ellas para su total conocimiento.

Diagrama de progreso.—Para llevar los trabajos del Departamento de Producción bien ordenados, es necesario establecer un diagrama de progreso que compita a un departamento que tenga la rutina de llevarlo al día. La ficha de ruta es cosa siempre posible, pero algunas veces incierta, y debe ser deber del departamento de progreso hacer de ella una realidad. El Departamento de Producción debe decidir cuando una pieza debe ser llevada a una máquina y que pueda ser hecha la operación en un tiempo dado, pero el departamento de progreso debe cuidar de que esto se haga. Abandonado a sí mismo, el Departamento de producción puede activar ciertamente un poco la fabricación, pero trabajando con el de progreso, se convierte en una fuerza científica que es la base de la moderna manufactura.

El funcionamiento de este último departamento de progreso empieza cuando es necesario poner entre manos el trabajo en los talleres y termina al facturarse el artículo. Cuando una factoria tiene un trabajo de repetición o bien un artículo que ha de producirse de un modo periódico, es deber de este departamento tener cuidado de que, por ejemplo si han de fabricarse cien unidades, se reciban en este mismo tiempo del período, cien fundiciones completas, cien forjas, etc., correspondientes a una misma unidad. Se deben mandar por este Departamento al Jefe de los talleres, partes de recepción de material, relaciones diarias de material relaciones diarias de material bruto y de maquinado, en el que se expongan las razones que se hayan tenido para disponerse así. También es esencial que el Departamento de Progreso esté en contacto contínuo con la de delineación a fin de que cualquier alteración introducida en un dibujo lleve consigo el arreglo consiguiente en los stocks. (A. G.)

MISCELÁNEA

Chaveteros en forma de T. (*Machinery* 9 Marzo 1933).

Comercialmente no es siempre practicable la adopción del mejor sistema de chavetero y chaveta, en todos los casos que pueden presentarse en la industria, y sin embargo este accesorio tiene una importancia bien definida. Si suponemos por ejemplo una rueda montada en un eje que puede deslizarse en sentido axial, es necesario sujetar el chavetero para que no se escape y ajustarlo de tal manera que los sucesivos esfuerzos de compresión y cizalla no lo lleguen a aflojar.

La mejor solución en este caso, es practicar en el eje un chavetero ciego rectangular, pero esta solución no es practicable cuando el ajuste principal de la chaveta debe ser hecho en el elemento exterior (la rueda en nuestro caso), porque entonces el conjunto no se podría montar. Para asegurar un buen ajuste es necesario hacer un fresado muy cuidadoso del chavetero y trabajar la chaveta con mucho esmero y, por lo tanto, con mucho coste. Existen muchos métodos buenos para asegurar la chaveta, pero la mayoría de ellos son tan costosos, que los hacen prohibitivos.

La chaveta en forma de T bien construída, es comparativamente una solución barata, y correctamente montada da resultados excelentes.

En el presente artículo se acompañan croquis de las dimensiones standard de chavetas de forma de T, que consisten en un brazo de forma de paralepípedo recto rectangular, con un pitón circular en su parte media, que se introduce en un agujero practicado en el eje para este objeto. Ordinariamente puede ser torneada de una barra de acero de 0 6 de carbono, preferentemente después de un tratamiento térmico y por último cementado, hasta obtener una dureza que pueda ser compatible con el trabajo de herramientas de mano.

Es digno de hacer notar que la anchura de la chaveta es ligeramente mayor que el diámetro del pitón, a fin de que el chavetero pueda ser esmerilado hasta conseguir la holgura exacta con la chaveta que se desee.

Se pueden construir estos chaveteros en serie, contra almacén, a varias longitudes diferentes, montando luego el número de ellos que sea necesario para cubrir la longitud total del chavetero.

Para ejes, por ejemplo de 2" de diámetro, las chavetas standard debe ser de 2, 1 $^1/_2$ y 1" de longitud; la anchura y la profundidad de estas chavetas debe ser $^1/_4$ del diámetro del eje y la profundidad del chavetero la mitad de esta

medida, de tal modo que la chaveta ajuste igualmente en ambos chaveteros.

En el artículo presente se muestran gráficamente varios ejemplos de aplicación de esta clase de chavetas en distintos casos.

Cuando se empleen varias chavetas en un chavetero largo, es, naturalmente, muy interesante asegurar que el taladrado de todos los agujeros estén exactamente en línea recta.

Por eso en los talleres en que se introduzca este tipo de chaveta se debe de disponer de un equipo especial en los taladros para realizar esta condición. Para ello, sobre la mesa de la máquina se suele montar un carrillo deslizante donde está sujeto el eje a taladrar sobre soportes de forma de V, mientras que la broca puede ser guiada por un soporte unido directamente al taladro.

Es preferible taladrar primero los agujeros y después cepillar o fresar las ranuras del chavetero, puesto que es más fácil obtener una ranura paralela a la línea de taladros que taladrar ésta en línea con el chavetero una vez torneado éste.

Cuando se trata de transmitir un par torsor relativamente pequeño, no hay necesidad de abrir chavetero más que en uno de los dos elementos (rueda o eje); la chaveta estará sujeta en éste último por su cuerpo y en el primero por el pitón, transmitiendo así la carga.

Cuando el par sea relativamente grande y requiera dos chavetas, se puede practicar en el eje un agujero pasante y centrado y cortar de este modo la chaveta diametralmente opuesta con mucha exactitud. **(A. B.)**

Uso de los rayos X y de los rayos Gamma en la inspección de la construcción naval (*Marine Engineering & Shipping Age.* Abril, 1933)

El autor es el Secretario del «St John X-Ray Service Corporation» y es un especialista en la aplicación de los Rayos X al reconocimiento de materiales y hace años preconizaba la posibilidad de aplicar tal inspección a la soldadura puesta ya en obra, la cual es hoy un hecho merced a un equipo completado por el Dr. Anal St. John. Es un aparato que trabaja a 300.000 voltios, tiene 1,80 m. de largo por 0,60 m. de ancho y 0,90 m. de alto.

Lo mismo los rayos X que los gamma sirven para apreciar el interior de un gran número de materias, produciéndose, como sabemos los primeros, por el bombardeo de los rayos catódicos sobre un anticatodo o anodo y los segundos son emitidos por ciertas substancias, singularmente el radio.

La aplicación de unos u otros rayos no es caprichosa y depende del espesor de material a reconocer. Asi pues para espesores de acero, forjado, fundido o soldado, hasta de una pulgada, deben usarse rayos X de longitud de onda 0,06 A°; para espesores hasta tres pulgadas, deberán emplearse rayos X de 0,04 A° de longitud de ondas y para espesores por encima de 3 pulgadas se emplean los rayos gamma.

Los defectos apreciables son tanto menores cuando menor es el espesor, así se aprecia con rayos X un defecto de 1 °/₀ del espesor total en 1" y del 2 °/₀ en cuatro pulgadas. Con los rayos gamma en cambio, no se aprecia un defecto menor de un 5 °/₀ del espesor, cuando este es de tres pulgadas y se llega a un 2 °/₀ cuando el espesor sube a 6". Para observar se aplica una pantalla, y si se trata de rayos X, conviene otra de plomo, a fin de proteger la 1.ª de los rayos secundarios o dispersos.

Los sitios más transparentes (como cavidades) se muestran más obscuros, en la negativa y claros en la positiva, y al revés sucede con las concentraciones fuertes de material.

Es muy recomendable el uso de radiografías en fundición. haciéndolas de barretas que se separan de la pieza antes de maquinar esta.

En soldadura la radiografía tiene dos objetos principales, uno enseñar al soldador lo que va haciendo y educarle en corregir los defectos, otro, es el reconocer la obra hecha.

Para esto no puede probarse toda la costura, pero se hace a intérvalos fijos y en los sitios de especial dificultad.

La marina americana compró ¹/₂ gramo de radio para estos ensayos, y con él probó los codastes de los nuevos cruceros y como consecuencia estos han sido reemplazados por una estructura de planchas soldadas.

El artículo trae una interesante bibliografia sobre la materia. **(J. R.)**

El nuevo carro para grandes velocidades en el tanque de Tiergarten, de Berlin (*«Le Genie Civil»*, 22 Abril 1933)

Este tanque forma parte de la estación de ensayos de Construcciones Navales e Hidráuli-

cas, sostenidas por el Estado; además de un carro para los ensayos de carenas, este tanque ha sido dotado recientemente de un segundo carro para grandes velocidades, principalmente destinado a la experimentación de los flotadores de hidro-aviones. Las particularidades de esta nueva instalación están descriptas por M. Weifbrecht en la «Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure» del 12 de noviembre.

La vía es de 8,60 mts., el carro que es de perfiles de aleación ligera unidos por soldadura, pesa 200 kgs., más 100 kgs. que pesan los instrumentos de medida y está sostenido por tres rodillos.

Los operadores, para los cuales está prevista una sobrecarga de 200 kgs., no están en el carro para el reglaje de los aparatos más que cuando esté estacionado; pesando el modelo 50 kgs. la aceleración positiva o negativa puede llegar a 6 m/s.

El carro se pone en movimiento por dos cables de sirga, obrando en las dos extremidades; los dos cables de frenado están dispuestos de la misma manera.

Los cables están accionados por una cabría de 45 Kw. con dos tambores simétricamente acoplados al motor; la corriente está producida por un grupo Leonard, alimentado el mismo por acumuladores.

El régimen de aceleraciones está determinado por un motor auxiliar, obrando sobre el reostato de 17 contactos del circuito de excitación de la generatriz; la parada está asegurada por el freno mecánico de la cabria, accionado eléctricamente.

Los cables de sirga son puesto en tensión por medio de pesos suspendidos de una polea; los pesos son inmovilizados en el momento del arranque y los alargamientos permanentes del cable están compensados por un carro especial.

(J. R. B.)

LIBROS RECIBIDOS

Jahrbuch der Shiffbautechnisher Gesellschaft, Vol. 34 Editorial Strauss Veter & Co. Berlín 1933. Precio encuadernado en tela 28 RM. (540 páginas con varios cientos de ilustraciones (370) y dos grabados en cobre)

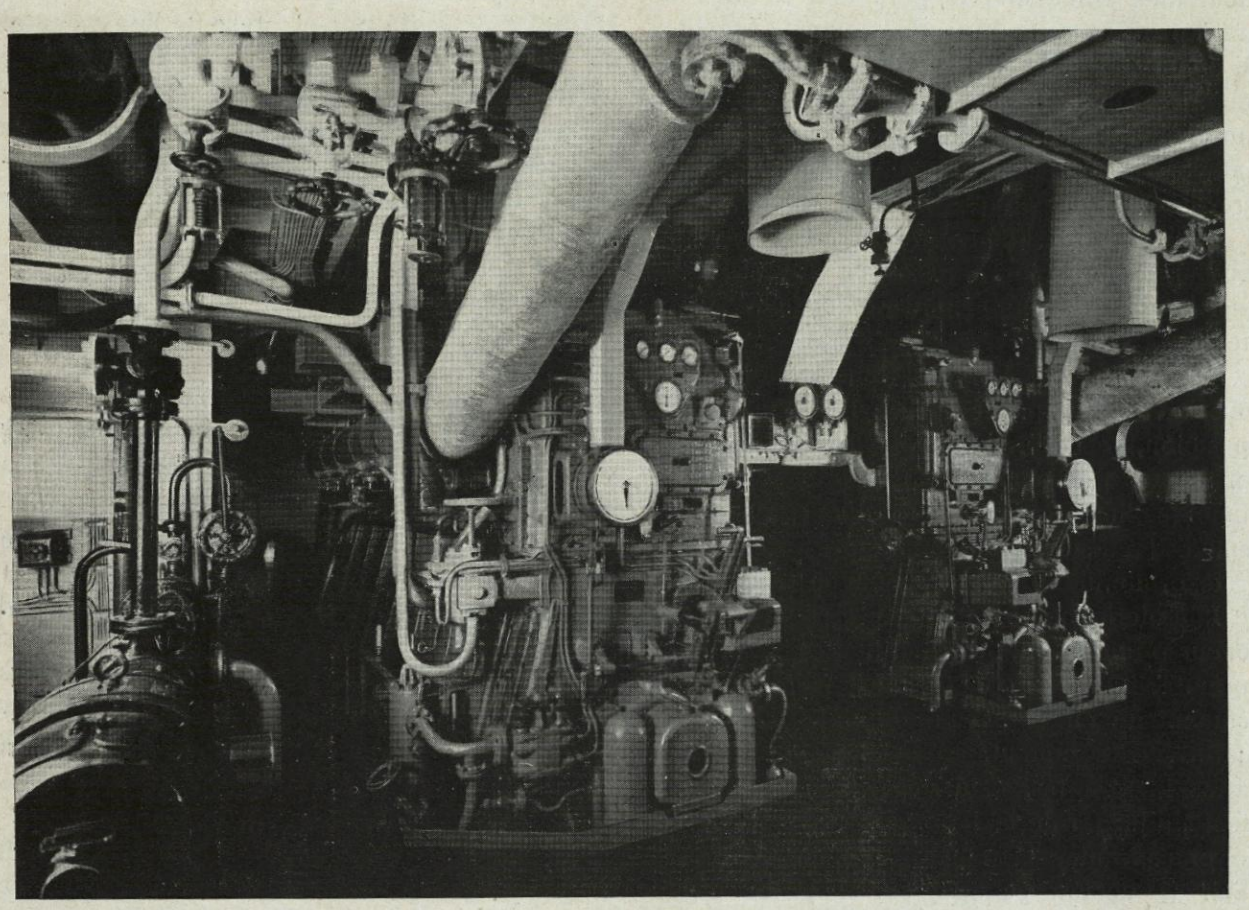
El anuario publicado bajo la dirección del Presidente de la Asociación Constructores Navales Geheim Regierungsrat Profesor Doctor E. h. Shütte y del Regierungs-und Baurat Dr. Ingeniero Teubert, ha alcanzado el 33° año de su publicación. Mientras las ediciones publicadas hasta el año 1929 comprendían solamente 8 artículos técnicos, la presente, contiene el doble de ellos, con 40 anotaciones.

En su parte financiera, la obra da a conocer la próspera vida que lleva la Asociación, apesar de la crisis que atraviesa en la actualidad la Construcción Naval; el número de socios pasa de 1500 y la situación económica, apesar de los desembolsos imprevistos que se ha visto obligada a hacer para investigaciones, no puede ser más halagüeña. La vida interna de la Asociación ha aumentado su atractivo por sus numerosas conferencias, el nombramiento de 4 comités científicos. La importancia siempre creciente, incluso en el extranjero de la Asociación, como sede de las investigaciones sobre problemas de navegación, quedó bien patentizada por la animación de su 33ª Junta general, en la que el Geheimrat Shütte y el almirante Dr. H. C. Raeder, pronunciaron sendos discursos en este sentido.

La parte científica del libro, comprende 16 artículos sobre los últimos problemas relacionados con la técnica de la navegación. Propulsión de buques por C. Shulthess (propulsión eléctrica), W. Immich (Motor Diesel de dos tiempos), O. Ruscheweyh (La caldera de máxima presión La Mont), H. Voigt (Pruebas de hélices), Sobre resistencia se publican trabajos de O. Schlichting y M. H. Weitbrecht (Problemas de semejanza y escalas), W. Laute (Medidas de presión) y H. Wagner (Deslizadores). Sobre Quillas y Tanques de balance escriben G Kempt, O. Petersen y E Hahnkamm, sobre Resistencia G. Schnadel (Pruebas de torsión) así como G. Erlemann y A. Klehn. Problemas generales H. Isemer (evaporador de resonancia osciladora), K. Frey (teoría de la navegación a vela) y H. Haseenbach (Ensayador a presión del aceite lubrificante). Hilpert hace un análisis sobre Soldadura y hace una descripción de la visita de los asistentes a la asamblea, a varios establecimientos industriales y laboratorios de investigación.

El anuario posee un gran valor técnico que lo hace imprescindible para todos aquellos que se ocupan de construcción naval.

INFORMACION PROFESIONAL



MARINA MERCANTE

Como complemento de los artículos publicados en los números anteriores, publicamos, por considerarla de interés, la fotografía de la cámara de máquinas del buque de motor «Ciudad de Ibiza», recientemente terminado.

PERSONAL

Creemos interesante para nuestros lectores, reproducir el Decreto que apareció en la Gaceta de Madrid el 18 de Enero pasado, dando las normas que se han de seguir para cubrir las plazas de profesores en las Escuelas Especiales de Ingeniería.

«Incorporadas al Ministerio de Instrucción pública las Escuelas Especiales de Ingeniería, se hace necesario uniformar el procedimiento de ingreso de su Profesorado, estableciendo pa-

ra ello normas más en armonía con las que rigen la provisión de Cátedras en otros Centros de enseñanza.

Dado el carácter universitario de las referidas Escuelas, podía pensarse que para el ingreso de su profesorado habrían de regir los mismismos procedimientos establecidos para las Facultades universitarias; pero existen modalidades propias tanto en las Escuelas de Ingeniería como en las de Arquitectura, por el carácter de aplicación de las disciplinas científicas que comprenden, que requieren un régimen especial, ya que el acceso al Profesorado en unos y otros Centros parece que debe ir precedido de la práctica profesional durante algunos años, necesaria, casi siempre, para que el futuro Profesor adquiera la capacidad y eficiencia deseables.

No parece, por tanto, pertinente, por las razones señaladas, pasar a un régimen de severa oposición, y como, por otra parte, tampoco se consideran por completo adecuados los procedimientos hoy en vigor, se establece por el presente Decreto, como único medio de ingreso del Profesorado, tanto en las Escuelas Especiales de Ingeniería, como en las de Arquitectura, el concurso-oposición, que habrá de ser juzgado por un Tribunal de composición semejante a la actualmente en vigor para las Cátedras universitarias. Este concurso-oposición, en sus dos partes integrantes, está destinado, respectivamente, a juzgar de la labor científica realizada por el aspirante, así como de su manera de concebir la acción pedagógica, la primera parte, y de su capacidad de investigación, la segunda.

La organización del ejercicio segundo de la parte de oposición se deja al arbitrio del Tribunal, por la imposibilidad de dictar reglas generales, dada la heterogeneidad de casos que puedan presentarse. Así, el Tribunal podrá optar por un ejercicio escrito teórico, cuando de los elementos aportados por los opositores dedujere que así conviene para formar un juicio más completo del opositor, o bien, por la misma razón, puede darse un carácter eminentemente práctico.

Encontrándose en plena reorganización los estudios de Ingeniería, el procedimiento que se establece por el presente Decreto habrá de considerarse sólo con carácter de provisionalidad.

Por las razones antedichas, oído el Consejo Nacional de cultura y de conformidad con lo fundamental de su dictamen, a propuesta del Ministro de Instrucción pública y de acuerdo con el Consejo de Ministros, decreto:

Artículo 1.° El concurso-oposición para la provisión de Cátedras de las Escuelas Especiales de Ingeniería y Arquitectura, se verificará en Madrid y se regirá por el presente Reglamento.

Artículo 2.° La convocatoria para el concurso-oposición expresará la denominación de la vacante o vacantes, Centro a que correspondan y las condiciones que se exijan para ser admitidos al concurso.

Son condiciones necesarias:

1.ª Ser español.

2.ª No hallarse incapacitado el aspirante para ejercer cargos públicos.

3.ª Haber cumplido treinta años de edad.

4.ª Tener el título que exija la legislación vigente para el desempeño de la vacantes, o el certificado de aprobación de los ejercicios correspondientes al mismo; pero entendiéndose que el aspirante a quien se concediese la plaza no podrá tomar posesión de ella sin la presentación del título referido.

5.ª Los aspirantes deberán acreditar un mínimum de experiencia no inferior a cinco años.

Artículo 3.° Las condiciones de admisión expirarán al terminar el plazo señalado para la convocatoria respectiva.

El plazo de presentación de solicitudes en el Registro del Ministerio de Instrucción pública será el de un mes, a contar desde la publicación del anuncio en la *Gaceta de Madrid*.

Artículo 4.° Los aspirantes habrán de presentar, en unión de la documentación señalada en el artículo 2.°, un programa de la disciplina, una Memoria pedagógica referente a ella, y los trabajos, publicaciones, proyectos, relación de su actividad profesional y demás méritos que juzguen oportuno.

Artículo 5.° Juzgarán el concurso-oposición a Cátedras de Escuelas Especiales y de Arquitectura, Tribunales constituídos por cinco Jueces, que serán:

1.° Un Presidente, Consejero o no, propuesto libremente por el Consejo Nacional de Cultura, de entre los especializados en la disciplina

correspondiente, que tenga efectiva autoridad científica.

2.° Dos Vocales designados libremente por el Claustro de la Escuela donde exista la vacante.

3.° Un especialista en la materia de la vacante (que sea o no de la misma profesión), designado por el Consejo entre las propuestas unipersonales que a petición suya formulen, según los casos, algunas de las Asociaciones o entidades profesionales, tales como las que integran el Instituto de Ingenieros civiles y los Colegios oficiales de Arquitectos.

4.° Un especialista en la misma disciplina, designado por el Consejo entre las propuestas unipersonales que a petición suya formulen algunas de las Corporaciones siguientes, según las disciplina de que se trate: las Academias Nacionales, las Facultades Universitarias, el Instituto Nacional de Ciencias, el Instituto Nacional de Física y Química, la Unión Federal de Estudiantes Hispanos, la Sociedad Española de Historia Natural, la de Física y Química, la de Matemáticas y la de Higiene, y aquellas otras que el Consejo estime conveniente consultar en cada caso.

Artículo 6.° Simultáneamente, y en la misma forma, se designarán cuatro Vocales suplentes.

Artículo 7.° El Consejo, al designar los Vocales cuarto y quinto, que son elegibles por él entre las propuestas formuladas por las Corporaciones consultadas, evitará en lo posible que exista en el Tribunal mayoría de Jueces con iguales títulos.

Artículo 8.° Las Corporaciones profesionales y las Academias, Facultades y demás entidades a quienes corresponda designar jueces, remitirán sus propuestas, debidamente fundamentadadas, al Consejo, en el término de veinte días, perdiendo todo derecho de no hacerlo en este plazo, en cuyo caso, el Consejo designará libremente.

Artículo 9.° Dentro de los diez siguientes a la publicación en la *Gaceta* de la lista del Tribunal que haya de juzgar el concurso-oposición, los Jueces que por motivos justificados no puedan ejercer su cargo, enviarán sus renuncias al Ministerio de Instrucción pública.

Artículo 10. Los Presidentes de Tribunales, a quienes comunicará el Ministerio la lista definitiva del Tribunal, las aceptaciones y las renuncias de los demás Jueces, están autorizados para cubrir con el Vocal suplente respectivo, y a falta de éste, con cualquiera de los otros, las vacantes que ocurran hasta que den comienzo los ejercicios. Les corresponde también el nombramiento del personal auxiliar del Tribunal.

Caducará el nombramiento de los Presidentes de Tribunales que no los constituyan en el plazo de dos meses, a contar desde la fecha en que legalmente puedan hacerlo, salvo los casos de fuerza mayor apreciados por el Ministerio. Caducado el nombramiento de Presidente, el Consejo Nacional de Cultura hará nuevo nombramiento.

Artículo 11. Los Jueces que residan en Madrid, percibirán por sesión 5 pesetas, en concepto de dietas. A los Vocales que tengan su residencia en provincias, les serán abonadas por sesión 35 pesetas y además una indemnización por gastos de viaje igual al importe de éste en primera clase, para la venida y regreso.

Estas dietas serán satisfechas con el importe de los derechos de examen que habrán de hacer efectivos los concursantes antes de empezar el primer ejercicio, con arreglo a lo establecido en el Real decreto de 12 de Marzo de 1925, y con el crédito consignado en el presupuesto para esta clase de atenciones.

Artículo 12. El Ministerio de Instrucción pública hará insertar en la *Gaceta de Madrid* y en el *Boletín Oficial* del Ministerio, los nombres de los Jueces y suplentes designados, y después que termine el plazo de presentación de instancias de los aspirantes y el examen de documentos presentados, publicará de igual manera la composición definitiva del Tribunal, si hubiera sufrido modificación por efectos de renuncia, y la lista de los concursantes que habiendo cumplido los requisitos de la convocatoria sean admitidos a la oposición; señalará el local en que hayan de celebrarse los ejercicios del concurso-oposición, y remitirá al Presidente del Tribunal las instancias, documentos y trabajos de los concursantes. Estas instancias irán en relación

numerada por orden de ingreso en el Ministerio.

Los aspirantes que resulten excluidos del concurso-oposición, a tenor de la lista indicada en el párrafo precedente, podrán formular las reclamaciones a que se consideren con derecho, dentro de los diez días siguientes al de dicha publicación, elevándolas directamente al Ministerio, que las resolverá haciendo constar la decisión en el expediente y comunicándola al interesado. Este podrá alzarse de tal acuerdo en término de cinco dias ante el Ministro, quien resolverá previo informe del Consejo Nacional de Cultura.

Artículo 13. Los aspirantes admitidos podrán recusar, en el término de diez días contados desde la publicación de la lista de aquéllos, o desde la admisión acordada, si fuese posterior, y en instancia dirigida al Ministro de Instrucción pública, a los Jueces y suplentes que consideren incompatibles. Estas recusaciones, que han de ser fundadas en causas reconocidas por el Derecho común, claramente comprobadas, serán resueltas por el Ministro, oyendo el Consejo Nacional de Cultura, sin ulterior recurso, comunicándose el acuerdo a los interesados.

Transcurrido el plazo de las recusaciones, resueltas éstas en su caso y llegados los expedientes de los concursantes a poder del Presidente, éste citará a los Jueces para preceder a la constitución del tribunal.

Artículo 14. En la fecha designada por el Presidente se reunirá el Tribunal para proceder a su constitución con la obligada asistencia de aquél y de los cuatro Vocales, eligiéndose entre ellos el que ha de ejercer el cargo de Secretario.

Artículo 15. Así como para la constitución del Tribunal, será precisa la asistencia de cinco Jueces para realizar el primer ejercicio del concurso-oposición, consistente en el estudio de los méritos aportados por los concursantes.

Posteriormente, al comienzo del concurso-oposición, no se podrán nombrar nuevos Jueces, y el que dejase de presenciar algún ejercicio cesará en sus funciones.

Una vez constituidos los Tribunales y comenzados los ejercicios, si ocurriesen bajas, por enfermedad u otra causa, podrán seguir actuando aquellos hasta con tres Juece como mínimo.

Artículo 16. Los Presidentes de los Tribunales darán cuenta al Ministerio, en cada caso, de las vacantes de Vocales que ocurran durante los ejercicios, expresando las causas que las hayan producido.

Artículo 17. Los concursantes deberán asistir puntualmente a los actos en que hayan de tomar parte, según los llamamientos del Tribunal, so pena de exclusión.

Esta exclusión será declarada por el Presidente a la media hora de haber incurrido en falta el concursante.

Se exceptúa el caso de imposibilidad por causa justificada antes del acto de que se trate o durante la media hora señalada, pudiendo entonces el Tribunal suspender los ejercicios por un plazo que no exceda de ocho días, o continuarlos, aplazando para el último lugar los del concursante a quien afecte la imposibilidad.

Si al concurso-oposición tan sólo se hubiese presentado un aspirante y éste excusara su asistencia por causa ajena, la facultad del Tribunal para acordar la suspensión de los ejecicios será discrecional, pero sin que pueda hacerse más de una vez ni por tiempo que exceda de quince días; se exceptúen los casos extremos de fuerza mayor.

Artículo 18. Los concursantes podrán prodrán protestar de cualquier acto posterior a la constitución del Tribunal en que, a su juicio, se haya faltado a las disposiciones de este Reglamento; pero no será admitida protesta alguna si no se presenta por escrito en instancia dirigida al Presidente del Tribunal, dentro de las veinticuatro horas siguientes a la realización del hecho que la motiva.

El Tribunal acordará en la primera sesión que celebre lo que proceda sobre las protestas presentadas y admitidas, haciendo constar en el acta correspondiente.

Las protestas admitidas serán elevadas a la resolución del Ministerio de Instrucción pública, con el informe del Tribunal, si éste estimase procedente suspender el concurso-oposición, a causa de dichas protestas. En los demás casos, las protestas y el informe y resolución del Tribunal se unirán al expediente del concurso-oposición,

con el que se elevarán a la Superioridad cuando hayan terminado los ejercicios.

Igualmente serán remitidas al Ministerio, para la resolución que proceda, las protestas presentadas contra los actos de la última sesión que se celebre.

Artículo 19. Constituído el Tribunal, según se especifica en el artículo 14, procederá, en un plazo que no podrá exceder de diez días, al estudio de las publicaciones, proyectos, trabajos y demás méritos que hubiesen aportado los concursantes, formando, como consecuencia de este examen, la lista de los que considera aptos para pasar a los ejercicios de la oposición. Esta lista deberá ser publicada en la *Gaceta*, fijándose al mismo tiempo la fecha que habrá de ser dentro de los cinco días siguientes), local y hora en que hayan de comenzar tales ejercicios. Al mismo tiempo dará a conocer el Tribunal las líneas generales sobre que ha de versar el segundo ejercicio de la oposición. Sólo podrán ser incluídos en la lista de aspirantes aptos aquellos que hayan obtenido, cuando menos, tres votos favorables, sea cualquiera el número de Jueces que integren el Tribunal.

Artículo 20. El desarrollo del concurso-oposicición se dividirá en dos partes: la primera la constituirán dos ejercicios, y uno escrito o práctico la segunda.

Artículo 21. El primer ejercicio de la oposición consistirá en la exposición de la labor personal realizada por el aspirante, análisis científico de su experiencia, de sus estudios, de sus investigaciones si las hubiere hecho, todo ello en relación con la individual actividad profesional del opositor. El tiempo en que han de desarrollar esta exposición no deberá exceder de hora y media.

El segundo ejercicio de esta primera parte consistirá en la exposición didáctica de una lección elegida por el opositor de entre tres sacadas a la suerte de su programa. El opositor beberá asimismo justificar pedagógicamente el metodo de su exposición.

Para la preparación de esta lección se dará al opositor un plazo de veinticuatro horas, no siendo incomunicado durante este tiempo. Este ejercicio será público.

Artículo 22. Al finalizar el exámen a que se hace referencia en el artículo 19, cada uno de los Jueces entregará al Presidente un informe firmado acerca de los trabajos presentados por los concursantes y el valor que, a su juicio, tenga cada uno de ellos. Tales informes se unirán al expeciente.

De cada sesión se levantará acta circunstanciada, en la que se hará constar el juicio motivado que cada Juez formare del ejercicio efectuado.

Artículo 23. Verificados los ejercicios que anteriormente se señalan se procederá a la votación, que será pública y nominal, necesitándose tres votos conformes para que haya propuesta, cualquiera que sea el número de Jueces votantes.

Si ninguno de los concursantes obtuviere dicho número se procerá a segunda y tercera votación entre los que hayan alcanzado más votos, y si tampoco en éstas los lograse ninguno, se declarará no haber lugar a la provisión de la Cátedra o Cátedras y el Ministerio de Instrucción pública volverá a anunciar nuevo concurso-oposición.

Artículo 24. Cuando sea una sola plaza objeto de la oposición, el Tribunal hará, desde luego, la propuesta a favor del aspirante que haya alcanzado el mayor número de votos dentro de la condición establecida por el artículo anterior.

En otro caso, reunido el tribunal al día siguiente de la votación definitiva y convocados los opositores por ella designados, el Presidente los irá llamando por el orden que ocupen en la lista formada en virtud de dicha votación para que elijan Cátedra entre las vacantes, ya por sí, ya por persona autorizada al efecto.

Si algún opositor no concurriese al acto de la elección de Cátedrá ni la designase en instancia formulada por persona debidamente autorizada, el Tribunal acordará para cual ha de ser propuesto, apelando si fuera necesario a la votación entre los Jueces.

Hecha la elección por los interesados o por el Tribunal, en el caso previsto en el párrafo anterior, cada opositor sera propuesto para la Cátedra elegida sin que contra esta propuesta quepa recurso alguno.

Las propuestas han de ser de un opositor para cada plaza, absteniéndose el Tribunal de

presentar lista de mérito relativo o de calificación de los demás opositores.

Artículo 26. En el término de tres días después de la propuesta será elevada ésta, con el expediente del concurso-oposicion, por el Presidente del Tribunal al Ministerio de Instrucción Pública, donde se facilitará a los concursantes que la soliciten certificaciones del resultado de las votaciones.

Artículo 27. Quedan derogadas cuantas disposiciones se opongan a los preceptos del presente Decrelo.