Ingeniería Naval

REVISTA TECNICA

ORGANO OFICIAL DE LA ASOCIACION DE INGENIEROS NAVALES

FUNDADOR:
Aureo Fernández Avila, Ingeniero Naval

DIRECTOR:
Luis de Mazarredo Beutel, Ingeniero Naval

DIRECCION Y ADMINISTRACION

Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales - Ciudad Universitaria - Apartado de Correos 457 - Teléf. 244 08 07 Madrid (3)

SUSCRIPCION

Para España, Portugal y países hispanoamericanos:
Un año ..... 300 pesetas
Un semestre ..... 170 »

Demás países:
Un año ..... 350 »
(franqueo aparte)

Precio del ejemplar ..... 35 pesetas

NOTAS

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

PUBLICACION MENSUAL

Depósito legal M. 51 - 1958.

DIANA, Artes Gráficas. Larra, 12. Madrid.

AÑO XXXI N.° 341
NOVIEMBRE 1963

INDICE DE MATERIAS

Artículos Técnicos

Págs.

Procedimiento para determinar los coeficientes de trabajo a que están sometidos los elementos resistentes de un motor, por *Ignacio Espinosa de los Monteros*, Ingeniero Naval 404
Reducción de coste debida a la producción en serie de buques, por *John C. Couch*. Traducido por *Augusto Antón Miranda* 418
Automatización en buques 425

Extranjero

Entrega del carguero a granel noruego «Farland» 428
Guantes resistentes 428
Recuperación del petróleo de los puertos 428
Transporte de pasajeros sobre el Támesis 429
Bautizo del trasatlántico israelita «Shalom» 429
Sigue aumentando la flota de petroleros 429

Nacional y Profesional

Pruebas oficiales del Pesquero «Purita» 430
Botadura del carguero «Konsul Retzlaff» 430
Botadura del mineralero «Artemision» 430
Pruebas oficiales del «Ribera Gaditana» 431
Nuevo computador electrónico 431
Entrada en servicio del pesquero «Ciudad de La Coruña». 431
Primera Conferencia Nacional de Comisarios de Averías. 433
Premio «Manuel Torrado Varela» 433
Vacantes 434

Legislación

Ministerio de Obras Públicas 435
Ministerio de Educación Nacional 435
Ministerio de Comercio 435

Bibliografía

The World Shipping Scene 436
Los inventores célebres 436

Portada

El buque «Artemision», preparado para su botadura en los astilleros de ASTANO, donde se construye, para Xerovouni S. Co.

PROCEDIMIENTO PARA DETERMINAR LOS COEFICIENTES DE TRABAJO A QUE ESTAN SOMETIDOS LOS ELEMENTOS RESISTENTES DE UN MOTOR

Por IGNACIO ESPINOSA DE LOS MONTEROS
Dr. Ingeniero Naval

En la mayoría de los textos y publicaciones consultados con el deseo de obtener una información sobre la manera en que trabajan y los esfuerzos a que están sometidos los elementos resistentes de los motores no ha encontrado, el autor de este artículo, más que orientaciones sobre la posible distribución de los esfuerzos y datos de espesores sancionados por la práctica, no habiendo hallado, en algunos casos, ni cifras orientativas sobre los valores de estos esfuerzos para algunos de dichos elementos. Este es el motivo por el cual fue obligado a realizar el estudio que tiene el honor de presentar.

INDICE

10 DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA MÁXIMA ADMISIBLE DE ACUERDO CON LAS NORMAS DE LOS REGLAMENTOS INTERNACIONALES DE CLASIFICACIÓN DE BUQUES APLICADAS A UN CASO PRÁCTICO.

10.1 *Reglamento del Bureau Veritas. Año* 1958.

10.2 *Reglamento del American Bureau of Shipping. Año* 1962.

103. *Reglamento del Lloyd's Register of Shipping. Año* 1963.

10.4 *Resumen.*

11 PROCEDIMIENTO PARA DETERMINAR LOS COEFICIENTES DE TRABAJO DEL CIGÜEÑAL.

11.1 *Introducción.*

11.2 *Proceso de cálculo.*

11.3 *Fuerzas que intervienen en el cálculo.*

11.4 *Determinación del valor de dichas fuerzas.*

11.5 *Determinación de las fatigas producidas por dichos esfuerzos.*

11.6 *Procedimiento para considerar si el valor de estas fatigas es aceptable o rechazable.*

11.7 *Obtención del diagrama de presiones en los cilindros.*

12 APLICACIÓN DEL PROCEDIMIENTO EXPLICADO EN EL PUNTO 11 AL CASO PRÁCTICO.

12.1 *Determinación de los esfuerzos según la biela y de los esfuerzos tangenciales en el cigüeñal.*

12.2 *Obtención de los valores máximos positivos de las fatigas.*

13 CONSIDERACIONES SOBRE ESFUERZOS MÁXIMOS QUE PODRÁN ADMITIRSE PARA UN FUNCIONAMIENTO EN RÈGIMEN CONTINUO.

20 DETERMINACIÓN DE LOS ESFUERZOS SEGÚN LA BIELA Y OBTENCIÓN DE LOS COEFICIENTES DE TRABAJO.

21 APLICACIÓN AL CASO PRÁCTICO.

22 CONSIDERACIONES SOBRE LOS COEFICIENTES DE TRABAJO QUE SE HAN DE TOMAR.

10 DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA MÁXIMA ADMISIBLE DE ACUERDO CON LAS NORMAS DE LOS REGLAMENTOS INTERNACIONALES DE CLASIFICACIÓN DE BUQUES APLICADAS A UN CASO PRÁCTICO.

Datos del motor en cuestión:
Número de cilindros, 4.
Diámetro de los cilindros, 270 mm.
Carrera del pistón, 500 mm.
Distancia entre centros de cojinetes, 430 mm.
Distancia entre bordes interiores de cojinetes, 320 milímetros.
Diámetro de los muñones, 190 mm.
Diámetro de los luchaderos, 200 mm.
Espesor de los brazos del cigüeñal, 80 mm.
Ancho de los brazos del cigüeñal, 340 mm.
Presión máxima de combustión admisible, 60 kilogramos/centímetro cuadrado.
Velocidad de giro, 375 R. P. M.

10.1 *Reglamento del Bureau Veritas. Año* 1958.

a) Potencia máxima admisible según los diámetros de muñones y luchaderos.

$$d = a \cdot f \cdot \sqrt[3]{M + (M^2 + T^2)^{1/2}} \text{ mm.}$$

siendo

$a = 1$ Para buques de alta mar.
$f = 1$ Para acero de 41 kg/mm².
$M = 10^{-3} \cdot P \cdot D^2 L$ kg cm.

en que:

$P = 60$ kg/cm² presión máxima de combustión.
$D = 270$ mm. diámetro del cilindro.
$L = 430$ mm. distancia entre centros de cojinetes.
o sea:

$$M = 1.880.000 \text{ kg. cm.}$$

$$T = 10^6 \cdot C \cdot \frac{F}{N}$$

en que:

$C = 1{,}19$ motor de cuatro cilindros.
$F = \text{BHP}$.
$N = 375$ RPM.

o sea:

$$T = 3.170 \text{ BHP}.$$

de donde obtenemos

$$\text{BHP} \geqslant \frac{(d^3 - 1.880.000)^2 - 1.880.000^2)^{1/2}}{3.170}$$

en este caso:

$$d = 190 \text{ mm}.$$

Por tanto, según este Reglamento y teniendo en cuenta solamente las dimensiones de la parte cilíndrica del cigüeñal, éste sería apto para transmitir una potencia de

1.450 BHP.

b) Potencia máxima admisible teniendo en cuenta los brazos del cigüeñal.

Momento resistente según el eje mayor:

$$e^2 l \geqslant 0{,}4 \cdot 10^{-3} \cdot P \cdot D^2 \cdot (L - L') \cdot k \cdot f$$

siendo:

$e = 80$ mm. Espesor del brazo.
$l = 340$ mm. Ancho del brazo.
$L' = 133$ mm. Distancia interior entre brazos.

de donde:

$$k = 4{,}18$$

Momento resistente según el eje menor

$$e l^2 \geqslant 10^6 \cdot \frac{F}{N} \cdot f \cdot g \cdot k$$

siendo:

$g = 1{,}7$ Motor de cuatro cilindros.

de donde:

$$k \cdot F = 2.040$$

y siendo:

$$a = \frac{(L')^4}{d^4}$$

$$b = \frac{e^3 (1 + d)}{d^4}$$

podremos obtener la serie de valores siguientes de acuerdo con los gráficos del Reglamento.

d	a	b	k	BHP	$k \cdot$BHP
170	0,375	0,313	3,58	748	2.680
165	0,485	0,349	3,55	567	2.020

vemos, por tanto, que según este Reglamento, teniendo en cuenta las dimensiones de las guitarras, el cigüeñal es apto para transmitir sólo una potencia de

567 BHP.

10.2 *Reglamento del American Bureau of Shipping. Año* 1962.

a) Potencia máxima admisible según los diámetros de muñones y luchaderos.

$$d \geqslant c \cdot \sqrt[3]{\frac{M + (M^2 + 4\,T^2)^{1/2}}{f}} \text{ mm}.$$

siendo:

$c = 1{,}07$ Motor de cuatro cilindros.
$f = 1.900$ Para grado 2 de forja del cigüeñal.
$M = 1{,}86 \cdot P \cdot D^2 \cdot L$.

en que:

$F = 60$ kg/cm² presión máxima de combustión.
$D = 270$ mm. diámetro del cilindro.
$L = 320$ mm. distancia entre bordes interiores de cojinetes

o sea:

$M = 2{,}602 \cdot 10^9$ kg. cm.

$$T = \frac{1{,}02 \cdot 10^9 \cdot H}{R}$$

en que:

$H = \text{BHP}$
$R = 375$ RPM

o sea:

$$T = 2.720.000 \cdot H \text{ kg. cm}.$$

de donde:

$$H = (0{,}0002785\, d^3 - 486)^2 - 236.000)^{1/2}$$

de donde tendremos que según este Reglamento teniendo en cuenta sólo los diámetros de las partes cilíndricas del cigüeñal, éste es apto para transmitir una potencia de

1.338 BHP.

b) Potencia máxima admisible teniendo en cuenta las dimensiones de los brazos del cigüeñal.

Momento resistente según el eje mayor

$$w t^2 \geqslant 0{,}35\, d^3$$

siendo:

$w = 340$ mm. anchura del brazo.
$t = 80$ mm. espesor del brazo.

de donde el diámetro máximo que cumple estas condiciones es

$$d = 183 \text{ mm.}$$

y de aquí, según este Reglamento, el cigüeñal, consideradas las dimensiones de los brazos, es apto para transmitir una potencia de

1.150 BHP.

10.3 *Reglamento del Lloyd's Register of Shipping. Año* 1963.

a) Potencia máxima admisible según las dimensiones de muñones y luchaderos:

$$d \geqslant \sqrt[3]{\frac{D^2 \cdot (P \cdot L + C \cdot p \cdot S) \cdot 14{,}22}{10.000}} \text{ mm.}$$

siendo

$D = 270$ mm. Diámetro del cilindro.
$S = 500$ mm. Carrera del pistón.
$L = 320$ mm. Distancia entre bordes interiores de cojinetes.
$P = 60$ kg/cm² Presión máxima de combustión.
$C = 7{,}3$ Motor de cuatro cilindros, cuatro tiempos.

de donde:

$$p \leqslant \frac{0{,}00965\, d^3 - 19.200}{3.650}$$

para

$$d = 190 \text{ mm.}$$

tenemos

$$p = 12{,}85 \text{ kg/cm}^2$$

de donde:

$$PME = \frac{12{,}85}{1{,}2} = 10{,}7 \text{ kg/cm}^2$$

este cigüeñal, de acuerdo con este Reglamento y según los diámetros de las partes cilíndricas del mismo, es apto para transmitir una potencia de

510 BHP.

b) Potencia máxima admisible de acuerdo con las dimensiones de los brazos del cigüeñal:

Momento resistente según el eje mayor

$$e^2 l \geqslant 0{,}417\, d^3$$

con este valor de d hubiéramos obtenido

Momento resistente según el eje menor

$$e l^2 \geqslant 0{,}99\, d^3$$

el diámetro de cigüeñal que nos cumpliría estas relaciones sería

$$d = 173{,}5 \text{ mm.}$$

$$p = 8{,}55 \text{ kg/cm}^2$$

de donde:

$$PME = \frac{8{,}55}{1{,}2} = 7{,}13 \text{ kg.}$$

Es decir, según este Reglamento, teniendo en cuenta las dimensiones de los brazos del cigüeñal, éste sería apto para transmitir una potencia de

340 BHP.

10.4 *Resumen.*

	Potencia admisible según medidas de muñones y luchaderos	Potencia admisible según medidas de las guitarras o brazos
Bureau Veritas (1958)	1.450 BHP	567 BHP
American Bureau (1962)...	1.338 BHP	1.150 BHP
Lloyd's Register (1963) ...	510 BHP	340 BHP

Como se ve, existe una disparidad enorme entre los resultados y por esto juzgamos conveniente siempre que se proyecte un nuevo cigüeñal, una vez dimensionado, determinar los coeficientes de trabajo por el procedimiento que vamos a explicar a lo largo del apartado 11 y en caso que éstos no estuviesen dentro de los valores admisibles, sería necesario rehacer el dimensionamiento con una mayor holgura y hacer nuevamente la misma comprobación, hasta conseguir para dichos coeficientes de trabajo valores adecuados.

Con este objeto pasamos a explicar el procedimiento mencionado y seguidamente en el apartado 12 aplicaremos dicho procedimiento al cigüeñal en cuestión para una potencia de 418 BHP a 375 r. p. m.

11 Procedimiento para determinar los coeficientes de trabajo del cigüeñal.

11.1 *Introducción.*

En ciertas ocasiones, como en el caso de aplicar la sobrealimentación a un motor que se encuentra en funcionamiento como motor aspirante, se presenta el caso de determinar si el cigüeñal es capaz de transmitir, en servicio continuo, una potencia superior a la actual sin peligro desde el punto de vista de resistencia mecánica.

Si la construcción del motor o su uso posterior ha de estar sometido a las Reglas de alguna Sociedad de Clasificación, las fórmulas correspondiente de dichas Sociedades nos determinan si, desde el punto de vista de su aprobación, el cigüeñal reúne las condiciones exigidas por dicha Sociedad para poder transmitir la nueva potencia requerida. En caso negativo se comprende que el incremento de potencia nunca recibirá el beneplácito de dicha Sociedad.

Sin embargo, se observa a veces que la aplicación

de las fórmulas para cigüeñales de las principales Sociedades de Clasificación producen resultados tan dispares, al obtener el límite de potencia admisible para un mismo cigüeñal, como los existentes entre 340 BHP., a 375 r. p. m. y 1.150 BHP., a 375 revoluciones por minuto.

Se nos puede presentar, por consiguiente, el caso de que tengamos que decidir sobre el cigüeñal que no ha de estar sometido a la aprobación de ninguna de estas Sociedades y además que, al aplicar las correspondientes fórmulas, nos encontramos dentro del margen de unas y fuera del de otras. En este caso es conveniente hacer un cálculo de resistencia con objeto de ver las fatigas a que ha de trabajar y de acuerdo con el material y sus formas constructivas determinar si éstas son aceptables o peligrosas.

11.2 *Proceso de cálculo.*

Es necesario, en primer lugar, hacer un detenido estudio de las diversas fuerzas que han de actuar sobre el cigüeñal a lo largo de un ciclo completo, ya que una vez obtenido sus valores o introduciendo algunas hipótesis de cálculo, por los procedimientos clásicos de resistencia podremos determinar las fatigas máximas y mínimas, positivas o negativas en diversos puntos, obteniendo de ellas los valores medios y los alternativos equivalentes.

Estos esfuerzos alternativos equivalentes conjuntamente con los producidos por los defectos de alineación, necesariamente tolerables en el montaje, así como los debidos a los alternativos adicionales de vibraciones de torsión admitidos por los Reglamentos en las R. P. M. de régimen, han de quedar, una vez aplicados los coeficientes de forma y de entalla adecuados, dentro del diagrama de seguridad correspondiente al material de que está constituido el cigüeñal.

11.3 *Fuerzas que intervienen en el cálculo.*

Sobre cada cigüeñal podemos considerar que actúan las siguientes fuerzas:

Una *tangencial* a la distancia del radio de giro y cuyo producto por el radio nos da precisamente el momento torsor en ese punto del cigüeñal. Este momento torsor es, lógicamente, la suma de los momentos torsores que se producen en ese instante en el cilindro considerado, mas los de los cinlindros anteriores.

Estos momentos torsores están producidos en cada cilindro por la componente tangencial del empuje de la biela.

Una *radial* que es suma de la proyección según el radio del cigüeñal del empuje producido por la biela menos la inercia de las masas rotativas. Si el cigüeñal tiene contrapesos, hay que tener en cuenta su fuerza de inercia en sus dos componentes, es decir, según el radio del cigüeñal, y según un eje normal al radio.

11.4 *Determinación del valor de dichas fuerzas.*

En primer lugar es necesario conocer el valor del empuje de la biela a lo largo del ciclo del motor y para determinar éste, es preciso tener el diagrama de presiones en el cilindro.

En el caso de que el ciclo del motor no sea conocido, como es el caso de tratar de sobrealimentar un motor en funcionamiento, es conveniente hacer el trazado teórico de modo que el área sea la correspondiente a una PMI. equivalente a la necesaria para obtener los BHP. requeridos, de acuerdo con un rendimiento mecánico adecuado. Además, las compresiones y presiones máximas deberán alcanzar los valores previstos. Una vez obtenido el diagrama teórico, cuyo procedimiento de obtención explicaremos en el punto 11.7, se pueden determinar en todo momento los esfuerzos según la biela por el procedimiento que explicamos en el punto 20.

A partir de estos esfuerzos por la construcción geométrica clásica podemos determinar rápidamente los esfuerzos tangenciales en el cigüeñal que, multiplicados, por el radio del cigüeñal, nos dan los momentos torsores.

Tanto los esfuerzos sobre la biela como los esfuerzos tangenciales es conveniente disponerlos en forma tabular tal como se indica en el punto 12.1, teniendo en cuenta la disposición del cigüeñal y el orden de encendido de modo que podamos tener los esfuerzos tangenciales en cada cigüeña independientemente y su suma con los esfuerzos tangenciales de los cilindros precedentes en cualquier posición del cigüeñal.

De estos diagramas de esfuerzos tangenciales se deduce la zona del cigüeñal que está más cargada y el momento en que tiene lugar.

Primera hipótesis del cálculo.—Consideramos la cigüeña como una viga simplemente apoyada en los centros de los cojinetes de bancada adyacentes.

Fórmulas que nos determinan los esfuerzos.—Fuerza axial

$$N = \frac{P}{2} \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} = \frac{F_c}{2} \cos(\alpha + \beta)$$

siendo F_c el esfuerzo según la biela.

Fuerza tangencial

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_n$$

P.—Es la resultante de los esfuerzos de los gases sobre la cabeza del pistón más la inercia de las masas con movimiento alternativo de la biela.

α.—Es el ángulo formado por la biela con el eje vertical.

$T_1 + T_2 + \ldots + T_n$.—Es la suma de los esfuerzos

tangenciales de los cilindros anteriores mas la del que está en consideración.

Segunda hipótesis del cálculo. Todos estos esfuerzos se suponen concentrados en el punto medio del eje del muñón que se está considerando, ya que siempre esta condición es más ventajosa que el suponer los esfuerzos repartidos según la superficie del cojinete lo cual, en realidad, sería más exacto.

11.5 *Determinación de las fatigas producidas por dichos esfuerzos.*

a) *Fatigas en muñones y luchaderos.* (Ver Fig. 1). Módulo resistente a la flexión

$$V_f = \frac{I_{XX}}{R} = \frac{\pi \cdot R^3}{4}$$

Módulo resistente a la torsión

$$V_t = \frac{I_0}{R} = \frac{\pi R^3}{2}$$

Momento de flexión

$$M_f = N \cdot d$$

(d = distancia entre los puntos medios de los ejes del muñón y del luchadero).

Momento de torsión

$$M_t = T \cdot \frac{C}{2}$$

(C = Carrera del pistón).

Fatiga a la flexión

$$f = \frac{M_f}{V_f}$$

Fatiga a la torsión

$$t = \frac{M_t}{V_t}$$

Con estos valores obtenemos el: *Valor máximo de la fatiga principal compuesta*

$$n_1 = \frac{f + (f^2 + 4\,t^2)^{1/2}}{2}$$

Sin embargo, para poder utilizar los diagramas de seguridad es necesario determinar las fatigas ficticias equivalentes a la torsión o a la flexión.

Máxima fatiga ficticia equivalente a la flexión

$$n_{fe} = 0{,}35\,f + 0{,}65\,(f^2 + 4\,t^2)^{1/2}$$

Máxima fatiga ficticia equivalente a la torsión.

$$t_{fe} = \frac{4}{5}\,n_{fe}$$

b) *Fatiga en el brazo de cigüeñal o guitarra.*— Fatiga producida por la fuerza N en los puntos A y B. (Ver figura 1).

ESQUEMA DE LOS ESFUERZOS A QUE ESTA SOMETIDO EL CIGUEÑAL

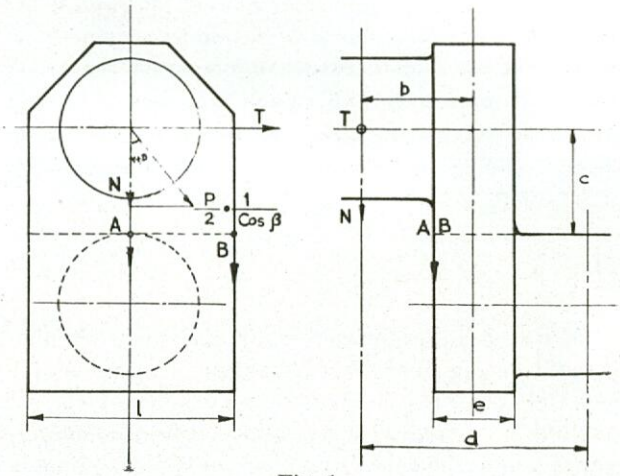


Fig. 1

$$n_N = \frac{N}{el} + \frac{6 \cdot N \cdot b}{e^2 l}$$

Fatiga producida por la fuerza T en el punto B

$$n_T = \frac{6 \cdot T \cdot c}{el^2}$$

Fatiga producida por la fuerza T en el punto A

$$t_T = \frac{T \cdot b}{k \cdot e^2 \cdot l}$$

Hemos supuesto que la guitarra tiene una sección rectangular lo cual sucede la mayoría de las veces y por lo tanto podemos determinar el valor de k en función de las dimensiones de e y de l.

En el caso de que la sección de la guitarra no fuese rectangular habría que recurrir a la analogía de la membrana para determinar las fatigas producidas

Con estos valores obtenemos el: *Valor de la fatiga principal compuesta en el punto A.*

$$n_A = \frac{n_N + (n_N^2 + 4\,t_T^2)^{1/2}}{2}$$

Fatiga total del punto B

$$n_B = n_N + n_T$$

y con objeto de poder entrar en los diagramas de seguiridad determinaremos las:

Fatiga ficticia equivalente a la flexión en el punto A.

$$n_{AF} = 0{,}35\,n_N + 0{,}65\,(n_N^2 + 4\,t_T^2)^{1/2}$$

Fatiga ficticia equivalente a la torsión en el punto A.

$$t_{AF} = \frac{4}{5}\,n_{AF}$$

11.6 *Procedimiento para considerar si el valor de estas fatigas es aceptable o rechazable.*

De los diagramas de esfuerzos sobre la biela y de los esfuerzos tangenciales determinamos los momentos en que se nos producen las máximas fatigas positivas y negativas y determinamos, por el procedimiento explicado, los valores de las fatigas ficticias equivalentes positivas y negativas que les correspondan en dichos momentos. Sea así la fatiga ficticia equivalente positiva máxima

$$n_{MPE}$$

y la fatiga ficticia equivalente negativa máxima

$$n_{MNE}$$

De este modo podemos considerar que la pieza está sometida a unas fatigas cuyo valor oscila entre n_{MPE} y n_{MNE}, es decir, podemos considerar una fatiga media de valor

$$n_m = \frac{n_{MPE} + n_{MNE}}{2}$$

y una fatiga alternativa de valor

$$n_a = \frac{n_{MPE} - n_{MNE}}{2}$$

De acuerdo con las formas constructivas del cigüeñal determinamos los coeficientes de forma $a \cdot k$ y con este coeficiente y de acuerdo con el material empleado determinamos el coeficiente de efecto de entalla correspondiente y sea a_{ke} el coeficiente de efecto de entalla determinado de este modo.

Por errores de alineación se pueden producir fatigas y sea

$$n_{ea}$$

el máximo valor tolerable de dichas fatigas, que lo podemos obtener de las curvas de las Sociedades de Clasificación.

Asimismo sea

$$n_{vt}$$

el valor máximo de las fatigas adicionales de torsión admisibles en las R. P. M. de régimen y que lo podemos obtener de las curvas de fatigas límites dadas por dichas Sociedades para estos conceptos.

Entonces se nos tendrá que verificar que el valor resultante de

$$a_{ke}\,(n_a + n_{ea} + n_{vt})$$

nos deberá quedar dentro de los límites del diagrama de seguridad correspondiente al acero de que está fabricado el cigüeñal, diagrama en el cual entramos con el valor medio

$$n_{medio}$$

y cuyos límites vendrán afectados del coeficiente de disminución porcentual debido a la calidad de terminación de la superficie.

Si de este modo quedamos dentro del margen podemos, desde el punto de vista de proyectista, aprobar dicho cigüeñal para transmitir la potencia para la cual hemos efectuado todos los cálculos.

Existen otra serie de imponderables entre los cuales principalmente se encuentra la homogeneidad del material de que está constituido el cigüeñal y sobre este tema se ha presentado ya por el autor del presente artículo un estudio en la Revista de Ingeniería Naval de enero de 1962.

11.7 *Obtención del diagrama de presiones en los cilindros.*

En caso de no ser posible obtener el diagrama práctico, se puede obtener teóricamente por el siguiente procedimiento:

Las curvas de la compresión y de la expansión en este trazado teórico pueden dibujarse empleando el procedimiento geométrico clásico, aplicando a los exponentes politrópicos de dichas curvas valores sancionados por la práctica.

La parte más importante del diagrama, como fácilmente se puede comprender, es la parte superior puesto que en ella se producen los máximos valores de las fuerzas que actúan sobre el pistón y puede dibujarse por puntos con bastante aproximación de acuerdo con el procedimiento que vamos a detallar.

Necesitamos en primer lugar conocer la cantidad de combustible que va entrando en cada instante en el cilindro. Para esto haremos la hipótesis simplificativa de no considerar deformación de fase entre la bomba y el inyector, es decir, que la cantidad de combustible que en cada instante de tiempo suministra la bomba es la misma que, con un retraso constante, nos entra en el cilindro, es decir, tal como se expresa en la figura núm. 2.

Esto no es rigurosamente cierto, ya que debido a que las dimensiones y calidad de la tubería, por no ser la adecuada, producen a veces deformaciones de fase insospechadas. Como ejemplo de la importancia que tiene, sobre la deformación de la fase, no disponer la tubería de inyección adecuada, citaremos el caso ocurrido durante el rodaje en el banco de pruebas de un motor de 1.280 BHP., a 250 r. p. m. en el cual, con el control a tope, no se obtenía más que el 75 por ciento de la potencia con unas presiones máximas excesivamente bajas a pesar de ser el avance a la inyección de las bombas correcto y teniendo, sin embargo, un consumo específico dentro del margen de tolerancia y por tanto correcto, si tenemos en cuenta la pérdida de rendimiento que debido a las presiones máximas excesivamente bajas, lógicamente ha de producirse. Solamente la sustitución de la mencionada tubería por una, no sólo del material y dimensiones adecuadas, sino con su superficie inte-

rior perfectamente pulimentada hizo que el motor con el control a tope, como anteriormente, diese el 35 por ciento de sobrecarga y las presiones máximas subiesen un 20 por ciento, es decir, alcanzando sus valores normales. Este fenómeno es solamente explicable admitiendo una deformación de fase tan grande, debido a la dilatación de la tubería y la compresibilidad del combustible, que hace que no todo el combustible impulsado por la bomba en su carrera activa sea introducido en el cilindro quedando almacenado en la tubería.

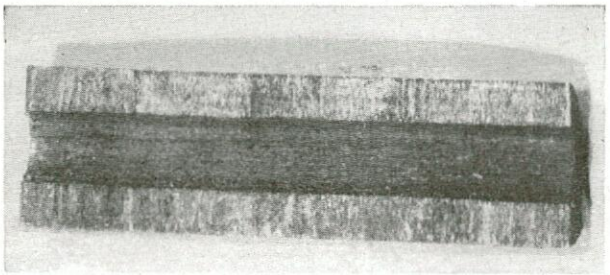
Este fenómeno se volvió a repetir durante las pruebas de mar de un buque con motor de 7.380 BHP., a 115 r. p. m., y los datos obtenidos se expresan a continuación:

Para el barco en iguales condiciones de carga

	Tubería rugosa	Tubería pulida	Diferencia
R. P. M.	120/121	120/121	—
Control	57,625	52,56	— 5,065
P r omedio de temperatura escape	365º C	358º C	— 7º C
Presiones.. máximas.	49,44 kg/cm²	52,86 kg/cm²	+ 3,42 kg/cm²

es decir, un fenómeno totalmente análogo al anterior.

En este caso, sin embargo, el material de la tubería era correcto apreciándose únicamente la diferencia en el acabado de la superficie interior, es decir, que es de suponer que aquí sólo tenía lugar una mayor compresibilidad del combustible y por eso el defecto se acusa en menor escala que en el primer caso. Es, por tanto, de suma importancia cuidar no sólo que



Sección de la tubería con superficie interior rugosa.

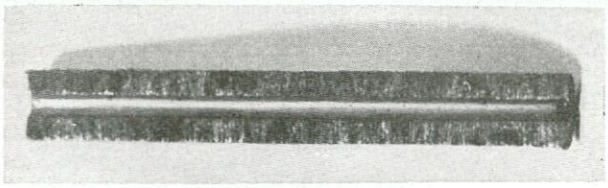
el material sea adecuado, sino que su terminación interior seo totalmente perfecta. Se adjuntan fotografías auto-explicativas sobre las calidades de terminación de interior de tuberías.

Sin embargo, como ya hemos dicho, para nuestro caso es suficiente suponer una igualdad de fases, o sea, como ya se dijo y se indica en la figura 2, la curva de inyección de la bomba que denominamos curva de alzada práctica.

Las curvas de alzada teórica de la bomba se determinan fácilmente conociendo el perfil de alzada de la leva de combustible.

Para pasar de la curva teórica a la curva de alzada práctica, sólo tenemos que tener en cuenta el rendimiento de la bomba en cada momento.

En bombas de tipo Bosch el autor de este trabajo, en una serie de pruebas realizadas en el banco de pruebas de bombas de combustible, determinó que en



Sección de la tubería con superficie interior pulida.

todos los casos las curvas de alzada teórica y las curvas de alzada práctica, tienen entre sí la forma indicada en la figura núm. 2. Es decir, durante la carrera inicial el rendimiento de la bomba es muy bajo y a partir de un cierto recorrido las curvas de alzada práctica se mantiene con la misma pendiente que la curva de alzada teórica; siendo el rendimiento de la bomba a partir de ese momento la unidad. La separación entre estas dos zonas paralelas depende de la tolerancia de ajuste entre el émbolo y pistón, por lo que se comprende que ésta debe de ser sumamente estricta, para conseguir una uniformidad en la regulación de todos los cilindros.

Conocida la forma de la curva de alzada práctica y por tanto la de la curva de inyección, sólo nos queda situar esta última en posición de manera que al dibujar la parte superior del diagrama por puntos, y habiendo partido del último punto de la compresión tal como seguidamente explicaremos, la máxima presión que obtengamos sea la deseada.

Conocida la curva de inyección en el cilindro, el dibujo por puntos de la parte superior del diagrama se obtiene de la siguiente forma:

Se sitúa la curva de inyección de modo que su origen quede a una distancia t del punto muerto superior y a partir de dicho punto muerto superior se divide, de 5 en 5 grados por ejemplo, la escala de abcisas y se determinan las cantidades de combustible c que van entrando en el cilindro así como los volúmenes $v_c\ v_1\ v_2$ ... de la cámara de combustión en cada uno de dichos puntos.

Suponemos conocidas las condiciones del punto o como final de la curva de compresión y a partir de éste, vamos determinando las presiones y temperaturas de los siguientes por el siguiente método:

Sea P_c el poder calorífico del combustible que se está utilizando, la cantidad de calor comunicada a la masa de gases de un punto al siguiente será por tanto

$$P_c \cdot c$$

Esta cantidad de calor es la que se transmite a la masa de gases y hace que pase de las condiciones del punto n, que ya son conocidas, a las del punto $n + 1$.

Entonces supongamos que la masa de gases permanece constante, ya que la masa del combustible aportado es sumamente pequeña en relación con la de los gases existentes, y sea esta masa M.

Por medio de las fórmulas

$$\frac{P_c \cdot c}{M} = 0{,}0000266\,(T_n + 1)^2 + 0{,}1625\,T_n + 1 -$$

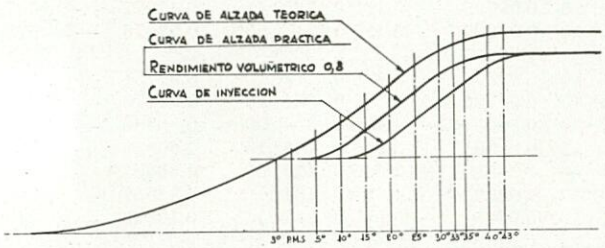
$$-\,(0{,}2285 - 0{,}066\,\frac{V_n + 1}{V_n} + 0{,}0000266\,T_n)\,T_n$$

$$P_n + 1 = \frac{V_n \cdot P_n}{V_n + 1}\;\frac{T_n + 1}{T_n}$$

determinamos la presión y temperatura del punto $n + 1$ en función de la presión y temperatura del punto n.

Una vez dibujada la curva de presiones vemos si su punto máximo sobrepasa el valor de la presión máxima deseada, entonces necesitaremos colocar el origen de la curva de inyección un poco más retrasada y viceversa, de este modo con un pequeño tanteo podemos hacer coincidir dichos valores. Una vez conseguido esto a partir del último punto que será el que nos de la cantidad de combustible por cilindrada correspondiente al consumo adecuado se dibuja ya la curva de expansión hasta el punto en que se verifica la apertura de la válvula de escape.

Como comprobación se integra el diagrama hallado así y se determina la presión media indicada que habrá de corresponder a la de la potencia requerida.



RELACION ENTRE LA CURVA DE ALZADA TEORICA DEL EMBOLO DE LA BOMBA DE COMBUSTIBLE Y LA CURVA DE INYECCION DEL COMBUSTIBLE EN EL CILINDRO

Fig. 2

12 Aplicación del procedimiento explicado en el punto 11 al caso práctico.

Motor transmitiendo una potencia de 418 BHP., a 375 r. p. m.

Datos del cigüeñal. (Ver punto 10).

12.1 *Determinación de los esfuerzos según la biela y de los esfuerzos tangenciales en el cigüeñal.*

De acuerdo con el diagrama teórico se obtienen los esfuerzos debidos a los gases —casilla núm. 5— y se le suman los esfuerzos alternativos debidos a las siguientes masas con movimientos alternativos —casilla núm. 6.

Pistón	62,5 Kg.
Aros	1,72 Kg.
Bulón	15,6 Kg.
2/5-Biela...	42,2 Kg.
Total	122,02 Kg.

$$\frac{W}{g} = \frac{122{,}02}{9{,}8} = 12{,}42 \text{ kg. sg}^2/\text{m.}$$

obtendremos la casilla núm. 6 que da los esfuerzos verticales resultantes.

La proyección de estos esfuerzos según la biela, los tenemos en la casilla núm. 9.

A partir de estos esfuerzos por la construcción geométrica clásica, obtenemos los esfuerzos tangenciales en el cigüeñal.

Estos esfuerzos se han tabulado para todos los cilindros en la tabla siguiente, así como los sumas respectivas de cada cilindro con los anteriores.

Los momentos motores se obtienen de estos esfuerzos tangenciales multiplicando por 0,25 m., que es el radio del cigüeñal. Estos momentos vendrán en kg m.

12.2 *Obtención de los valores máximos positivos de las fatigas.*

De los diagramas de esfuerzos tangenciales en el cigüeñal y de esfuerzos según la biela se deduce que la zona más cargada es la parte de popa de la cigüeñal núm. 3, y los valores de las fuerzas N y T, en dicho momento se expresan a continuación obtenidos por las fórmulas del punto 11.4.

	N	T
20º después punto muerto superior.	13.268 kg.	16.880 kg.
30º después punto muerto superior.	11.197 kg.	22.050 kg.

a) Fatigas producidas por dichos esfuerzos en muñones y luchaderos.

Momento de flexión $= N \cdot d$

siendo

$$d = 21{,}5$$

20º DPMS $M_f = 284.400$ kg. cm.
30º DPMS $M_f = 240.100$ kg. cm.

Módulo resistente a la flexión

$$= \frac{I_{xx}}{v} = \frac{\pi \cdot R^3}{4}$$

Muñón:

$$R = 9{,}5 \text{ cm.} \quad M_{rf} = 672 \text{ cm}^3$$

Luchadero:

$$R = 10 \text{ cm.} \quad M_{rf} = 785 \text{ cm}^3$$

ESFUERZO SEGUN LA BIELA F_c Kg. = P

(1) α	(2) $\cos\alpha + \frac{R}{L}\cos 2\alpha$	(3) $\frac{W}{g}\omega^2 R$ (2)	(4) Pres. gases P	(5) $\frac{\pi}{4}D^2P$	(6) Fp = (5) ± (3)	(7) β	(8) $\cos\beta$	(9) $Fc = \frac{Fp}{\cos\beta}$	(10) $\alpha+\beta$	(11) $\cos(\alpha+\beta)$	(12) $\frac{Fc}{2}\cdot\cos(\alpha+\beta)$
0	1,222	5.865,6	47,50	27.196,0	21.330,5	0º	1,00000	21.330,5	0º	1	10.665,25
10	1,194	5.731,2	57,00	32.635,3	26.904,1	2º 10′	0,99929	26.923,2	12º 10′	0,97754	13.159,25
20	1,110	5.328,0	60,00	34.353,0	29.025,0	4º 15′	0,99725	29.105,0	24º 15′	0,91176	13.268,38
30	0,977	4.689,6	56,50	32.349,0	27.659,4	6º 30′	0,99357	27.858,4	36º 30′	0,80386	11.197,12
40	0,804	3.859,2	37,00	21.184,3	17.325,1	8º 15′	0,98965	17.506,2	48º 15′	0,66588	9.157,91
50	0,604	2.899,2	24,25	13.884,3	10.985,1	9º 50′	0,98629	11.137,7	59º 50′	0,50252	2.798,45
60	0,389	1.867,2	16,50	9.447,0	7.579,8	11º 0′	0,98163	7.721,6	71º 0′	0,32557	1.256,96
70	0,172	825,6	11,75	6.727,4	5.901,8	12º 10′	0,97754	6.037,4	82º 10′	0,13629	411,41
80	— 0,035	— 168,0	8,75	5.009,8	5.177,8	12º 40′	0,97566	5.306,9	92º 40′	— 0,04653	— 123,46
90	— 0,222	— 1.065,6	6,75	3.864,7	4.930,3	13º 0′	0,97437	5.059,9	103º 0′	— 0,22495	— 569,11
100	— 0,382	— 1.833,6	5,40	3.091,7	4.925,3	12º 30′	0,97630	5.044,8	112º 30′	— 0,38268	— 965,27
110	— 0,512	— 2.457,6	4,50	2.576,4	5.034,0	12º 30′	0,97815	5.146,4	122º 0′	— 0,52992	— 1363,69
120	— 0,611	— 2.932,8	4,00	2.290,2	5.223,0	11º 0′	0,98163	5.320,7	131º	— 0,75471	— 2007,79
130	— 0,681	— 3.268,8	3,50	2.003,9	5.272,7	9º 45′	0,98556	5.349,9	139º 45′	— 0,76323	— 4331,29
140	— 0,727	— 3.489,6	3,10	1.774,9	5.264,5	8º 15′	0,98965	5.319,5	148º 15′	— 0,85035	— 4812,76
150	— 0,755	— 3.624,0	2,85	1.631,7	5.255,7	6º 30′	0,99357	5.298,5	156º 30′	— 0,91706	— 2429,52
160	— 0,769	— 3.691,2	0,50	286,2	3.977,4	4.º 15′	0,99725	3.988,3	164º 15′	— 0,96246	— 1919,28
170	— 0,776	— 3.742,8	0,05	28,6	3.771,4	2º 10′	0,99929	3.756,0	172º 10′	— 0,99067	— 1860,47
180	— 0,778	— 3.734,4	”	”	3.763,0	0º	1,00000	3.763,0	180º	— 1	— 1881,5
190	— 0,776	— 3.724,8	”	”	3.753,4	2º 10′	0,99929	3.756,0	187º 50′	— 0,99067	— 1860,47
200	— 0,769	— 3.691,2	”	”	3.719,8	4º 15′	0,99725	3.730,0	195º 45′	— 0,96246	— 1794,98
210	— 0,755	— 3.624,0	”	”	3.652,6	6º 30′	0,99357	3.676,2	203º 30′	— 0,91706	— 1685,55
220	— 0,727	— 3.481,6	”	”	3.518,2	8º 15′	0,98965	3.555,0	211º 45′	— 0,85035	— 1511,49
230	— 0,681	— 3.268,8	”	”	3.297,4	9º 45′	0,98556	3.345,0	220º 15′	— 0,76323	— 1276,50
240	— 0,611	— 2.932,8	”	”	2.961,4	11º 0′	0,98163	3.016,7	229º	— 0,65606	— 989,56
250	— 0,512	— 2.457,6	0,05	”	2.486,2	12º 0′	0,97815	2.541,0	238º	— 0,52992	— 673,26
260	— 0,382	— 1.833,6	”	”	2.862,2	12º 30′	0,97630	1.907,0	247º 30′	— 0,38268	— 364,88
270	— 0,222	— 1.065,6	”	”	1.094,2	— 13º 0′	0,97437	1.125,0	257º	— 0,22495	— 126,53
280	— 0,035	— 168,0	”	”	196,6	— 12º 40′	0,97566	201,5	267º 20′	— 0,04653	— 4,68
290	+ 0,172	825,6	”	”	— 797,0	— 12º 10′	0,97754	— 816,0	277º 50′	0,99067	— 404,19
300	0,389	1.867,2	0,43	243,3	— 1.623,9	— 11º 0′	0,98163	— 1.655,0	289º	0,94552	— 782,41
310	0,604	2.899,2	”	”	— 2.655,9	— 9º 50′	0,98629	— 2.690,0	300º 10′	0,86457	— 1162,84
320	0,804	3.859,2	”	”	— 3.615,9	— 8º 15′	0,98965	— 3.653,0	311º 45′	0,74606	— 1362,67
330	0,977	4.689,6	”	”	— 4.446,3	— 6º 30′	0,99357	— 4.475,0	323º 30′	0,59482	— 1330,90
340	1,110	5.328,0	”	”	— 5.084,7	— 4º 15′	0,99725	— 5.100,0	335º 45′	0,41072	— 1047,33
350	1,194	5.731,2	”	”	— 5.487,9	— 2º 10′	0,99929	— 5.490,0	347º 50′	0,21076	— 578,53
360	1,222	5.865,6	”	”	— 5.622,3	0º	1,00000	— 5.622,3	360º	1	— 2811,15
370	1,194	5.731,2	”	”	— 5.487,9	2º 10′	0,99929	— 5.490,0	372º 10′	0,97754	— 2683,34
380	1,110	5.328,0	”	”	— 5.084,7	4º 15′	0,99725	— 5.100,0	384º 15′	0,91176	— 2324,98
390	0,977	4.689,6	”	”	— 4.446,3	6º 30′	0,99357	— 4.475,0	396º 30′	0,80386	— 1798,63
400	0,804	3.859,2	”	”	— 3.615,9	8º 15′	0,98965	— 3.653,0	408º 15′	0,66588	— 1216,22
410	0,604	2.899,2	”	”	— 2.655,9	9º 50′	0,98629	— 2.690,0	419º 50′	0,50252	— 675,88
420	0,389	1.867,2	”	”	— 1.623,9	11º 0′	0,98163	— 1.655,0	431º	0,32557	— 269,40
430	0,172	825,6	”	”	— 582,3	12º 10′	0,97754	— 596,0	442º 10′	0,13629	— 40,61
440	— 0,035	— 168,0	”	”	411,3	12º 40′	0,97566	421,0	452º 40′	— 0,04653	— 9,79
450	— 0.222	— 1.065,6	”	”	1.308,9	13º 0′	0,97437	1.343,0	463º	— 0,22495	— 151,05
460	— 0,382	— 1.833,6	”	”	2.076,9	12º 30′	0,97630	2.125,0	472º 30′	— 0,38268	— 406,59
470	— 0,512	— 2.457,6	”	”	2.700,9	12º 0′	0,97815	2.762,0	482º	— 0,52992	— 731,81
480	— 0,611	— 2.932,8	”	”	3.176,1	11º 0′	0,98163	3.234,0	491º	— 0,75471	— 1220,36
490	— 0,681	— 3.268,8	”	”	3.512,1	9º 45′	0,98556	3.560,0	499º 45′	— 0,76323	— 1358,54
500	— 0,727	— 3.489,6	”	”	3.732,9	8º 15′	0,98965	3.770,0	508º 15′	— 0,85035	— 1602,90
510	— 0,755	— 3.624,0	”	243,3	3.867,3	6º 30′	0,99357	3.890,0	516º 30′	— 0,91706	— 1783,68
520	— 0,769	— 3.691,2	”	”	3.934,5	4º 15′	0,99725	3.968,0	524º 15′	— 0,96246	— 1909,52
530	— 0,776	— 3.724,8	”	”	3.968,1	2º 10′	0,99929	3.970,0	532º 10′	— 0,99067	— 1966,47
540	— 0,778	— 3.734,4	”	”	3.977,5	0º	1.00000	3.977,7	540º	— 1	— 1988,85
550	— 0,776	— 3.724,8	”	”	3.968,1	— 2º 10′	0,99929	3.970,0	547º 50′	— 0,99067	— 1966,47
560	— 0,769	— 3.691,2	”	”	3.934,5	— 4º 15′	0,99725	3.968,0	555º 45′	— 0,96246	— 1909,52
570	— 0,755	— 3.624,0	0,50	286,2	3.910,2	— 6º 30′	0,99357	3.940,0	563º 30′	— 0,91706	— 1806,60
580	— 0,727	— 3.489,6	0,60	343,5	3.833,1	— 8º 15′	0,98965	3.874,0	571º 45′	— 0,85035	— 1647,12
590	— 0,681	— 3.268,8	0,80	458,0	3.726,8	— 9º 45′	0,98556	3.780,0	580º 15′	— 0,76323	— 1442,50
600	— 0,611	— 2.932,8	0,95	543,9	3.476,7	— 11º 0′	0,98163	3.540,0	589º	— 0,65606	— 1161,22
610	— 0,512	— 2.457,6	1,15	658,4	3.116,0	— 12º 0′	0,97815	3.185,0	598º	— 0,52992	— 843,89
620	— 0,382	— 1.833,6	1,40	801,5	2.635,1	— 12º 30′	0,97630	2.695,0	607º 30′	— 0,38268	— 515,66
630	— 0.222	— 1.065.6	1,65	944,7	2.010,3	— 13º 0′	0,97437	2.065,0	617º	— 0,22495	— 232,26
640	— 0.035	— 168,0	2,25	1.288,2	1.456,2	— 12º 40′	0,97566	1.492,0	627º 20′	— 0,04653	— 34,71
650	+ 0,172	+ 825,6	3,10	1.774,9	943,3	— 12º 10′	0,97754	972,0	637º 50′	0,99067	481,46
660	0,389	1.867,2	4,50	2.576,4	709,2	— 11º 0′	0,98163	722,0	649º	0,94552	341,33
670	0,604	2.899,2	6,90	3.950,5	1.051,3	— 9º 50′	0,98629	1.067,0	660º 10′	0,86457	461,24
680	0.804	3.859,2	10.75	6.154,9	2.295,7	— 8º 15′	0,98965	2.320,0	671º 45′	0,74606	865,42
690	0,977	4.689,6	17,50	10.019,6	5.330,0	— 6º 30′	0,99357	5.370.0	683º 30′	0,59482	1597.09
700	1,110	5.328,0	27,50	15.745,1	10.417,1	— 4º 15′	0,99725	10.460,0	695º 45′	0,41072	2148,06
710	1,194	5.731,2	39,70	22.730,2	16.999,0	— 2º 10′	0,99929	17.011,0	707º 40′	0,21076	1792,61

NOTA: Se ha considerado positivo cuando va hacia abajo y negativo hacia arriba.

ESFUERZOS TANGENCIALES F_t Kg.

	(1) Cilin. núm. 1	(2) Cilin. núm. 2	(3) (1) + (2)	(4) Cilin. núm. 3	(5) (3) + (4)	(6) Cilin. núm. 4	(7) (5) + (6)
0	0	0	0	— 2.010	— 2.010	+ 1.310	— 700
10	+ 5.750	— 500	+ 5.250	— 1.250	+ 4.000	+ 1.750	+ 5.750
20	+ 11.900	— 1.050	+ 10.850	— 950	+ 9.900	+ 2.300	+ 12.200
30	+ 16.550	— 1.600	+ 14.950	— 700	+ 14.250	+ 2.500	+ 16.750
40	+ 13.000	— 1.850	+ 11.150	— 800	+ 10.350	+ 2.250	+ 12.600
50	+ 9.500	— 2.100	+ 7.400	— 1.750	+ 5.650	+ 2.000	+ 7.650
60	+ 7.150	— 2.400	+ 4.750	— 3.100	+ 1.650	+ 1.500	+ 3.150
70	+ 5.700	— 2.100	+ 3.600	— 4.400	— 800	+ 1.000	+ 200
80	+ 5.010	— 1.600	+ 3.410	— 3.500	— 90	+ 500	+ 410
90	+ 4.630	— 1.094	+ 3.536	0	+ 3.536	0	+ 3.536
100	+ 4.300	— 150	+ 4.150	+ 5.750	+ 9.900	— 500	+ 9.400
110	+ 4.150	+ 830	+ 4.980	+ 11.900	+ 16.880	— 1.000	+ 15.880
120	+ 3.950	+ 1.550	+ 5.500	+ 16.550	+ 22.050	— 1.500	+ 20.550
130	+ 3.400	+ 2.500	+ 5.900	+ 13.000	+ 18.900	— 2.000	+ 16.900
140	+ 3.100	+ 2.600	+ 5.700	+ 9.500	+ 15.200	— 2.250	+ 12.950
150	+ 1.850	+ 2.750	+ 4.600	+ 7.150	+ 11.750	— 2.500	+ 9.250
160	+ 900	+ 2.250	+ 3.150	+ 5.700	+ 8.850	— 2.700	+ 6.150
170	+ 400	+ 1.250	+ 1.650	+ 5.010	+ 6.660	— 2.500	+ 4.160
180	0	0	0	+ 4.630	+ 4.630	— 2.010	+ 2.620
190	— 500	— 1.250	— 1.750	+ 4.300	+ 2.550	— 1.250	+ 1.300
200	— 1.050	— 2.250	— 3.300	+ 4.150	+ 850	— 950	— 100
210	— 1.600	— 2.750	— 4.350	+ 3.950	— 400	— 700	— 1.100
220	— 1.850	— 2.600	— 4.450	+ 3.400	— 1.050	— 800	— 1.850
230	— 2.100	— 2.500	— 4.600	+ 3.100	— 1.500	— 1.750	— 3.250
240	— 2.400	— 1.550	— 3.950	+ 1.850	— 2.100	— 3.100	— 5.200
250	— 2.100	— 600	— 2.700	+ 900	— 1.800	— 4.400	— 6.200
260	— 1.600	+ 410	— 1.190	+ 400	— 790	— 3.500	— 4.290
270	— 1.094	+ 1.310	+ 216	0	+ 216	0	+ 216
280	— 150	+ 1.750	+ 1.600	— 500	+ 1.100	+ 5.750	+ 6.850
290	+ 830	+ 2.300	+ 3.130	— 1.050	+ 2.080	+ 11.900	+ 13.980
300	+ 1.550	+ 2.500	+ 4.050	— 1.600	+ 2.450	+ 16.550	+ 19.000
310	+ 2.500	+ 2.250	+ 4.750	— 1.850	+ 2.900	+ 13.000	+ 15.900
320	+ 2.600	+ 2.000	+ 4,600	— 2.100	+ 2.500	+ 9.500	+ 12.000
330	+ 2.750	+ 1.500	+ 4.250	— 2.400	+ 1.850	+ 7.150	+ 9.000
340	+ 2.250	+ 1.000	+ 3.250	— 2.100	+ 1.150	+ 5.700	+ 6.850
350	+ 1.250	+ 500	+ 1.750	— 1.600	+ 150	+ 5.010	+ 5.150
360	0	0	0	— 1.094	— 1.094	+ 4.630	+ 3.536
370	— 1.250	— 500	— 1.750	— 150	— 1.900	+ 4.300	+ 2.400
380	— 2.250	— 1.000	— 3.250	+ 830	— 2.420	+ 4.150	+ 1.730
390	— 2.750	— 1.500	— 4.250	+ 1.550	— 2.700	+ 3.950	+ 1.250
400	— 2.600	— 2.000	— 4.600	+ 2.500	— 2.100	+ 3.400	+ 1.300
410	— 2.500	— 2.250	— 4.750	+ 2.600	— 2.150	+ 3.100	+ 950
420	— 1.550	— 2.500	— 4.050	+ 2.750	— 1.300	+ 1.900	+ 600
430	— 600	— 2.700	— 3.300	+ 2.250	— 1.050	+ 900	— 150
440	+ 415	— 2.500	— 2.085	+ 1.250	— 835	+ 400	— 435
450	+ 1.310	— 2.010	— 700	0	— 700	0	— 700
460	+ 1.750	— 1.250	+ 500	— 1.250	— 750	— 500	— 1.250
470	+ 2.300	— 950	+ 1.350	— 2.250	— 900	— 1.050	— 1.950
480	+ 2.500	— 700	+ 1.800	— 2.750	— 950	— 1.600	— 2.250
490	+ 2.250	— 800	+ 1.450	— 2.600	— 1.150	— 1.850	— 3.000
500	+ 2.000	— 1.750	+ 250	— 2.500	— 2.250	— 2.100	— 4.350
510	+ 1.500	— 3.100	— 1.600	— 1.550	— 3.150	— 2.400	— 5.550
520	+ 1.000	— 4.400	— 3.400	— 600	— 4.000	— 2.100	— 6.100
530	+ 500	— 3.500	— 3.000	+ 415	— 2.585	— 1.600	— 4.185
540	0	0	0	+ 1.310	+ 1.310	— 1.094	+ 216
550	— 500	+ 5.750	+ 5.250	+ 1.750	+ 7.000	— 150	+ 6.850
560	— 1.000	+ 11.900	+ 10.900	+ 2.300	+ 13.200	+ 830	+ 14.030
570	— 1.500	+ 16.550	+ 15.050	+ 2.500	+ 17.550	+ 1.550	+ 19.100
580	— 2.000	+ 13.000	+ 11.000	+ 2.250	+ 13.250	+ 2.500	+ 15.750
590	— 2.250	+ 9.500	+ 7.250	+ 2.000	+ 9.250	+ 2.600	+ 11.850
600	— 2.500	+ 7.150	+ 4.650	+ 1.500	+ 6.150	+ 2.750	+ 8.900
610	— 2.700	+ 5.700	+ 3.000	+ 1.000	+ 4.000	+ 2.250	+ 6.250
620	— 2.500	+ 5.010	+ 2.510	+ 500	+ 3.010	+ 1.250	+ 4.260
630	— 2.010	+ 4.630	+ 2.620	0	+ 2 620	0	+ 2.620
640	— 1.250	+ 4.300	+ 3.050	— 500	+ 2.550	— 1.250	+ 1.300
650	— 950	+ 4.150	+ 3.200	— 1.000	+ 2.200	— 2.250	— 50
660	— 700	+ 3.950	+ 3.250	— 1.500	+ 1.750	— 2.750	— 1.000
670	— 800	+ 3.400	+ 2.600	— 2.000	+ 600	— 2 600	— 2.000
680	— 1.750	+ 3.100	+ 1.350	— 2.250	— 900	— 2.500	— 3.400
690	— 3.100	+ 1.850	— 1.250	— 2 500	— 3.750	— 1.550	— 5 300
700	— 4.400	+ 900	— 3.500	— 2 700	— 6 200	— 600	— 6.800
710	— 3.500	+ 400	— 3.100	— 2.500	— 5.600	+ 415	— 5.185

Fatiga a la flexión en el muñón

$$20^{\circ} \text{ DPMS } f = \frac{284.000}{672} = 423 \text{ kg./cm}^2$$

$$30^{\circ} \text{ DPMS } f = \frac{239.000}{672} = 357 \text{ kg./cm}^2$$

Momento de torsión

$$T \cdot \frac{C}{2}$$

siendo

$$C = 50 \text{ cm.}$$

$$20^{\circ} \text{ DPMS } M_t = 422.000 \text{ kg. cm.}$$
$$30^{\circ} \text{ DPMS } M_t = 551.000 \text{ kg. cm.}$$

Módulo resistente a la torsión

$$= \frac{I_0}{v} = \frac{\pi \cdot R^3}{4}$$

Muñón:

$$R = 9{,}5 \text{ cm.} \quad M_{rt} = 1.344 \text{ cm}^3$$

Fatiga a la torsión en el muñón

$$20^{\circ} \text{ DPMS } t = \frac{422.000}{1.344} = 314 \text{ kg./cm}^2$$

$$30^{\circ} \text{ DPMS } t = \frac{551.000}{1.344} = 410 \text{ kg./cm}^2$$

Valor máximo de la fatiga principal compuesta en el muñón

$$n_1 = \frac{f + (f^2 + 4\,t^2)^{1/2}}{2}$$

$$20^{\circ} \text{ DPMS } n_1 = 594 \text{ kg./cm}^2$$
$$30^{\circ} \text{ DPMS } n_1 = 625 \text{ kg./cm}^2$$

Fatiga ficticia equivalente a la flexión en el muñón

$$n_{fe} = 0{,}35\,f + 0{,}65\,(f^2 + 4\,t^2)^{1/2}$$

$$20^{\circ} \text{ DPMS } n_{fe} = 635 \text{ kg./cm}^2$$
$$30^{\circ} \text{ DPMS } n_{fe} = 705 \text{ kg./cm}^2$$

Valor de la fatiga ficticia equivalente a la torsión en muñón:

$$t_{fe} = 564 \text{ kg./cm}^2$$

Fatigas producidas por dichos esfuerzos en los brazos del cigüeñal:

Fatiga producida por la fuerza N en los puntos A y B

$$n_N = \frac{N}{e_1} + \frac{6 \cdot N \cdot b}{e^2 l}$$

Fatiga producida por la fuerza T en el punto B

$$n_T = \frac{6 \cdot T \cdot c}{e l^2}$$

Fatiga producida por la fuerza T en el punto A

$$t_T = \frac{T \cdot b}{k \cdot e^2 l}$$

donde:

$e = 8$ cm. ; $l = 34$ cm ; $b = 10{,}65$ cm ; $c = 15$ cm ; $k = 0{,}284$

Fatiga total en el punto A:

$$n_A = \frac{n_N + (n_N^2 + 4\,t_T^2)^{1/2}}{2}$$

$$20^{\circ} \text{ DPMS} = n_A = 583 \text{ kg./cm}^2$$
$$30^{\circ} \text{ DPMS} = n_A = 607 \text{ kg./cm}^2$$

Fatiga total en el punto B:

$$n_B = n_N + n_T$$

$$20^{\circ} \text{ DPMS} = n_B = 602 \text{ kg./cm}^2$$
$$30^{\circ} \text{ DPMS} = n_B = 582 \text{ kg./cm}^2$$

Fatiga ficticia equivalente a la flexión en el punto A

$$n_A F = 0{,}35\,n_N + 0{,}65\,(n_N^2 + 4\,t_T^2)^{1/2}$$

$$30^{\circ} \text{ DPMS} = n_A F = 681 \text{ kg./cm}^2$$

Fatiga ficticia a la torsión en el punto A:

$$t_A F = 545 \text{ kg./cm}^2$$

b) Obtención de los valores máximos negativos de las fatigas.

De los mismos diagramas de esfuerzos tangenciales y de esfuerzos según la biela, vemos que estos máximos tienen lugar 140º DPMS en el período de expansión y los valores de las fuerzas N y T son los que se expresan a continuación:

$$N = -4.812 \text{ kg.}$$
$$T = -2.250 \text{ kg.}$$

Fatigas producidas por dichos esfuerzos en Muñones y luchaderos.

a) Muñones y luchaderos.

Momento de flexión

$$M_f = -103.200 \text{ kg./cm}^2$$

Muñón.—Fatiga a la flexión

$$f = -154 \text{ kg./cm}^2$$

Momento de torsión

$$M_t = -56.200 \text{ kg./cm}^2$$

Muñón.—Fatiga a la torsión

$$t = -41{,}7 \text{ kg./cm}^2$$

Fatiga principal compuesta en el muñón

$$n_1 = -164{,}6 \text{ kg./cm}^2$$

Fatiga ficticia equivalente de flexión en el muñón

$$n_{fe} = -168 \text{ kg./cm}^2$$

Fatiga ficticia equivalente de torsión en el muñón

$$n_{te} = -134{,}5 \text{ kg./cm}^2$$

b) Brazos del cigüeñal.

Fatiga total en el Punto A

$$n_A = -168{,}15 \text{ kg./cm}^2$$

Fatiga total en el punto B

$$n_B = -181 \text{ kg./cm}^2$$

Fatiga ficticia equivalente a la flexión en el punto A

$$n_A F = -170{,}7 \text{ kg./cm}^2$$

Fatiga ficticia equivalente a la torsión en el punto A

$$t_A F = -136{,}2$$

Comprobación de los valores obtenidos para las fatigas

De los valores máximos positivos y negativos de la fatiga ficticia equivalente a la torsión obtenemos los siguientes grupos de valores:

Muñón

$$n_{te} = 214{,}75 \pm 349{,}25 \text{ kg./cm}^2$$

Brazo del cigüeñal

$$t_A F = 204{,}4 \pm 340{,}6 \text{ kg./cm}^2$$

Teniendo en cuenta sólo el muñón podemos considerar un esfuerzo medio de

$$214{,}75 \text{ kg./cm}^2$$

y un esfuerzo alternativo de

$$\pm 349{,}25 \text{ kg./cm}^2$$

Si tenemos en cuenta que el orificio de engrase del cigüeñal debe de formar un ángulo de 0º ó de 25º con el eje normal al cigüeñal y que los radios de acuerdo serán de 1 cm., el

esfuerzo alternativo vendrá afectado de un coeficiente de forma de 2

que le corresponde un

coeficiente de efecto de entalla para el esfuerzo alternativo de 1,626

Si tenemos en cuenta que para defectos de alineación se puede admitir una fatiga a la flexión de $\pm$ 47 kg./cm², es decir, una de torsión de

$$\pm 37{,}6 \text{ kg./cm}^2$$

y que para un eje de las dimensiones del que nos ocupa se puede admitir unos esfuerzos adicionales de

$$\pm 250 \text{ kg./cm}^2$$

tendremos:

$$\pm (349{,}25 + 37{,}6 + 250) \cdot 1{,}626 = \pm 1035 \text{ kg./cm}^2$$

y teniendo en cuenta un coeficiente de disminución porcentual por acabado de la superficie para un acero de 41 kg./cm² de resistencia a la rotura de

$$0{,}90$$

nos queda un valor de:

$$\frac{\pm 1035}{0{,}90} = \pm 1.150 \text{ kg./cm}^2$$

entrando en el diagrama de seguridad, fig. 3, de un acero de 40 kg./mm² de resistencia y 24 kg./mm², de límite elástico, con el valor medio antes obtenido de 214,75 kg./cm² obtenemos un límite para el esfuerzo alternativo de

$$+ 1.200 \text{ kg./cm}^2$$

valor superior al anterior con un margen de un 9 por ciento, es decir, estamos dentro de los límites del diagrama de seguridad, por lo que podemos asegurar que dicho cigüeñal es apto, desde el punto de vista del proyectista, para transmitir una potencia de

418 BHP. a 375 R. P. M.

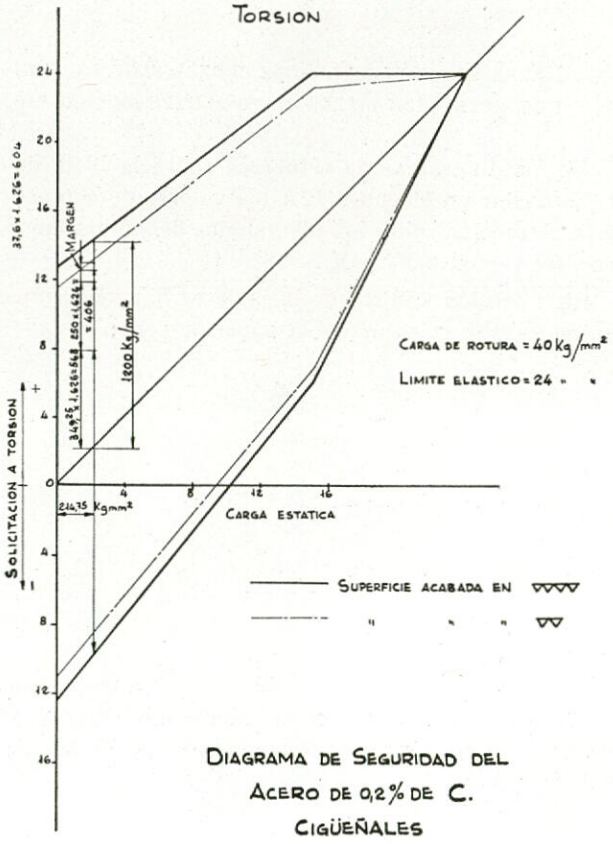


Fig. 3

13 CONSIDERACIONES SOBRE ESFUERZOS MÁXIMOS QUE PODRÁN ADMITIRSE PARA UN FUNCIONAMIENTO EN RÈGIMEN CONTINUO.

En varios tipos de motores en los que hemos aplicado el procedimiento de cálculo de esfuerzos explicado en el punto 11, vemos que los esfuerzos de torsión equivalentes a los que están sometidos todos, en régimen de plena potencia, tienen todos valores inferiores a 6 kg./mm² como valor máximo, cifra que por tanto podemos considerar como límite en el momento actual para cigüeñales de acero de un 0,2 a 0,22 por ciento de carbono recocidos, es decir, de las características mecánicas expresadas en el punto 12.

Esta cifra está, además, de acuerdo con los resultados de las experiencias de Wuppermann y con el procedimiento de cálculo descrito, en el que se ve que es una cifra límite.

Sin embargo, sería aún posible hacer un estudio más detenido sobre las concentraciones de esfuerzos debidos a las formas geométricas, ya que la información que en este punto existe no creemos que sea suficiente. No debemos, pues, conformarnos con los datos que hasta ahora se tienen, pues es posible que con un trazado más conveniente de las zonas críticas principalmente de las uniones entre muñones y brazos, punto por el que se originan casi la totalidad de las fracturas por fatiga a flexión, se puede tener un margen de seguridad mayor en esta pieza vital del motor.

20 DETERMINACIÓN DE LOS ESFUERZOS SEGÚN LA BIELA Y OBTENCIÓN DE LOS COEFICIENTES DE TRABAJO.

De los diagramas de esfuerzos sobre la biela determinamos en el punto 12.1 los valores de compresión y tracción sobre la biela que los denominaremos respectivamente M_c y M_t.

Si la sección mínima de la biela es S_m, tendremos entonces que la solicitación superior será:

$$n_s = \frac{M_c}{S_m}$$

y la solicitación inferior:

$$n_i = \frac{M_t}{S_m}$$

Es decir, que podemos considerar que la pieza está sometida a unas fatigas cuyo valor oscila entre n_s y n_i, es decir, que podemos considerar una fatiga de valor medio

$$n_m = \frac{n_s + n_i}{2}$$

y una fatiga alternativa de valor:

$$n_a = \frac{n_s - n_i}{2}$$

De acuerdo con las formas constructivas de la biela se determina el coeficiente de forma a_k y con este coeficiente de forma de acuerdo con el material de que está fabricada la biela se determina el coeficiente de efecto de entalla a_{ke}. Así los valores definidos por las fórmulas.

$$n_m + a_{ke} \cdot n_a$$

y

$$n_m - a_{ke} \cdot n_a$$

deberían quedar dentro de los límites indicados en el diagrama de seguridad correspondientes al material de que está constituida la pieza disminuido en el coeficiente de disminución porcentual debido a la calidad de la superficie. Sin embargo, hemos observado que en algunos casos, esfuerzos por debajo de estos límites han producido la rotura de bielas. Calculados

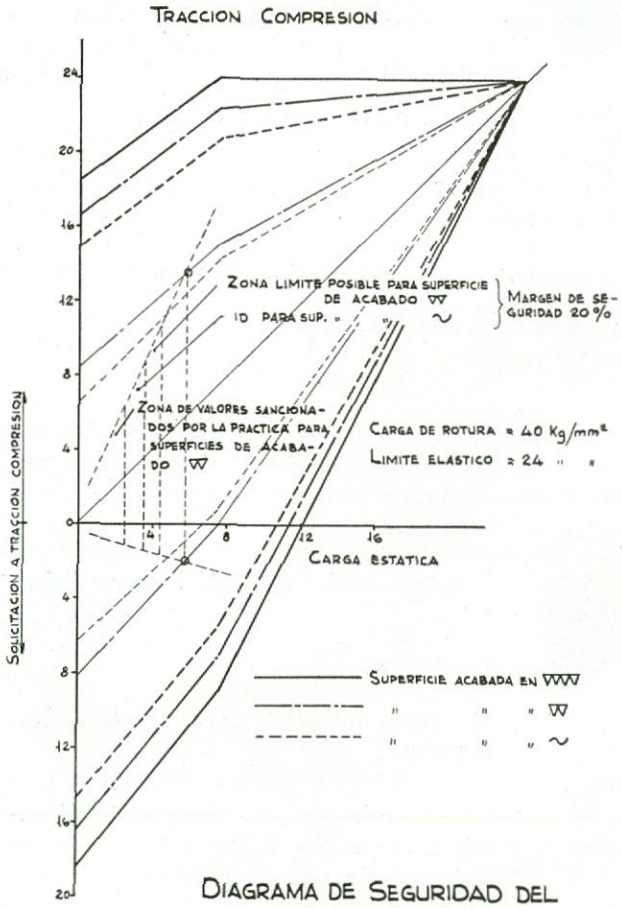


DIAGRAMA DE SEGURIDAD DEL ACERO DE 0,2 % DE C.

BIELAS DE MOTORES MEDIOS DE CUATRO TIEMPOS

Fig. 4

estos esfuerzos que han producido estas roturas, vemos que han quedado por encima de la mitad del valor de dichos límites. Esto puede ser debido posiblemente a que estos esfuerzos que estamos considerando como simplemente alternativos a partir de valor medio no son tales, ya que el crecimiento de la fuerza hasta llegar a su valor máximo positivo es casi instantáneo, mientras que no pasa lo mismo con los valores máximos negativos; por eso podemos considerar el valor máximo como la aplicación instantánea de una fuerza y aplicarle un coeficiente dos o, lo que es lo mismo, rebajar a su mitad el diagrama de seguridad después de haberle aplicado la disminución porcentual por acabado de superficie. Ver figura 4.

21 Aplicación al caso práctico.

De los valores de las tablas obtenidas en el punto 12.1 obtenemos los valores de los esfuerzos máximos de compresión y de tracción según la biela.

En nuestro caso se trata de una biela de sección cilíndrica de diámetro 8,45 cm. con un orificio central de 3,45 cm. de diámetro, es decir, con una sección de

$$43{,}8 \text{ cm}^2$$

Máximo esfuerzo de compresión

$$29.105 \text{ kg.}$$

Fatiga máxima de compresión

$$\frac{29.105}{46{,}8} = 622 \text{ kg./cm}^2$$

Máximo esfuerzo de tracción

$$8.490 \text{ kg.}$$

Fatiga máxima de tracción

$$\frac{8.490}{46{,}8} = 181 \text{ kg./cm}^2$$

Al valor alternativo

$$\pm\, 401{,}5 \text{ kg./cm}^2$$

es al que debemos de aplicar el coeficiente de efecto de entalla que en nuestro caso es de

$$1{,}23$$

que nos queda como esfuerzo final a considerar

$$\pm\, 495 \text{ kg./cm}^2$$

que queda dentro del diagrama obtenido tomando los valores mitades en el correspondiente diagrama de seguridad disminuido en un 10 por ciento, debido al coeficiente de disminución porcentual por acabado de la superficie. Ver figura 4.

22 Consideraciones sobre los coeficientes de trabajo que se han de tomar.

Los valores normales en la mayoría de los motores en que hemos realizado su comprobación oscilan entre

$$200 \pm 300 \text{ y } 222 + 410$$

Valores que son los que recomendamos por ser los sancionados por la práctica; sin embargo, apuntamos la posibilidad de la reducción de espesores en este tipo de pieza con la consiguiente ventaja de ahorro de peso. No obstante, como toda pieza que ha de ser montada en motores, antes de decidirse a emplear espesores más pequeños, sería necesario realizar las pruebas necesarias que confirmasen la teoría expuesta en el apartado 20, ya que el número de casos sobre el que se ha realizado el estudio, y cuyos resultados se han comprobado, es muy limitado.

(Continuará.)

REDUCCION DE COSTE DEBIDA A LA PRODUCCION EN SERIE DE BUQUES

Por JOHN C. COUCH (*)
Traducido de "INTERNATIONAL SHIPBUILDING PROGRES". Agosto, 1963

Por AUGUSTO ANTON MIRANDA
Ingeniero Naval

INTRODUCCION

Todos sabemos que la producción incrementada tiende a bajar los costes, especialmente en las industrias de producción en serie. En menor grado, esto es cierto también en construcción naval (ver fig. 1). Sin embargo, pocas de las publicaciones sobre relaciones cantidad-coste que expresan matemáticamente esta tendencia descendente, reconocen su aplicación a la industria de la construcción naval.

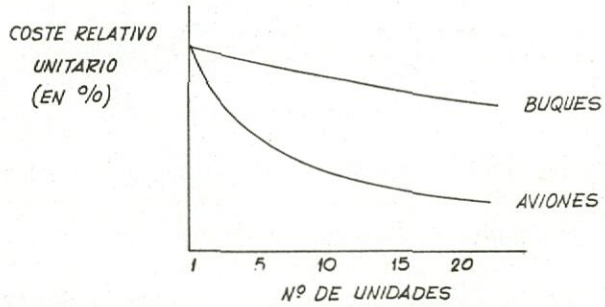


Fig. 1

Esta falta de información disponible, y la participación del autor en un reciente proyecto relacionado con el problema, sirvieron de estímulo para una investigación posterior, la cual se indica en este artículo, cuyo objeto es discutir la relación entre unidades construídas y costes unitarios, y presentar una teoría que pueda ser utilizada para estimar las reducciones de coste de la producción en serie de buques. Antes de discutir las relaciones cantidad-coste aplicadas a la contrucción naval será necesario revisar brevemente el desarrollo de estas teorías en otras industrias.

PRINCIPIO GENERAL Y TEORIAS ACTUALES

En un proceso de fabricación que se repite, muchas unidades pueden producirse a menor precio cada una que si fuesen pocas. Las principales razones para esta reducción son:

1.ª La existencia de gastos de preparación, herramental, etc., que no se repiten una vez comenzada la producción.

2.ª Las reducciones que se derivan de la compra de materiales en grandes cantidades y con una más eficiente normalización en las dimensiones y formas.

3.ª Mejora del rendimiento al sucederse las unidades.

Este principio ha sido reconocido desde hace tiempo, y los primeros intentos para expresar una relación matemática entre el coste del producto y la cantidad, aparecieron en 1928. Sin embargo, los primeros artículos generalmente simplificaban demasiado el problema ignorando algunos de los factores que contribuyen a las reducciones del coste. La primera fórmula publicada de la relación cantidad-coste que el autor cree aplicable a la construcción naval apareció en la revista de Ciencias Aeronáuticas (Journal of the Aeronautical Sciences), en 1936, formando parte de una teoría denominada "teoría de la curva cantidad-coste", la cual presenta una fórmula de la cantidad-coste que fue desarrollada y utilizada antes de la Segunda Guerra Mundial por fabricantes de fuselajes de aviones y la Fuerza Aérea de los Estados Unidos, para estimar el coste de la producción de dichos fuselajes. La teoría, tal como es más popularmente conocida, afirma que al duplicarse el número de unidades producidas, el coste unitario disminuye en un porcentaje constante. Se han desarrollado dos formas diferentes de esta teoría: la primera se refiere al coste unitario medio acumulativo de X unidades y la segunda al coste de la unidad X. En ambas, la relación expresada por la teoría es una función hiperbólica que se convierte en una línea recta al ser representada logarítmicamente, es decir, es una función logarítmicamente lineal. Las Figs. 2 y 3 representan gráficamente estas dos formas.

La primera fue expuesta originalmente por T. P. Wright en 1956, proponiendo que el coste medio acu-

(*) Estudiante de Arquitectura e Ingeniería Naval en la Universidad de Michigan.

mulativo es una función logarísticamente lineal tanto para materiales como para jornales directos, pero

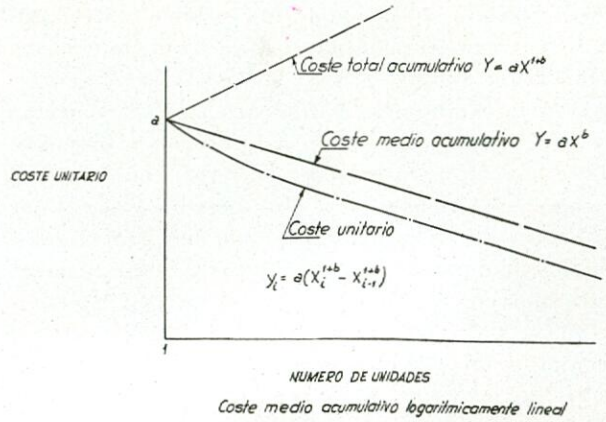


Fig. 2.

excluyendo los costes que no se repiten. Esta forma de la teoría se expresa por la siguiente fórmula.

$$Y = a \, . \, X^b \text{ ..... } [1]$$

en donde:

Y = coste unitario medio acumulativo;
X = número de unidades;
a = coste de la primera unidad;
b = un parámetro relacionado con la pendiente S de la curva, y que es precisamente la pendiente de la recta en la representación logarítmica.

La pendiente S de la curva se define normalmente como el cociente entre el coste unitario produciendo $2X$ unidades, y el coste unitario produciendo X unidades. Es decir:

$$S = \frac{a\,(2X)^b}{a\,X^b} = 2^b \text{ ..... } [2]$$

Cuando hablamos de una curva cantidad-coste de un 80 por ciento ($S = 0{,}80$, $b = -0{,}332$) queremos

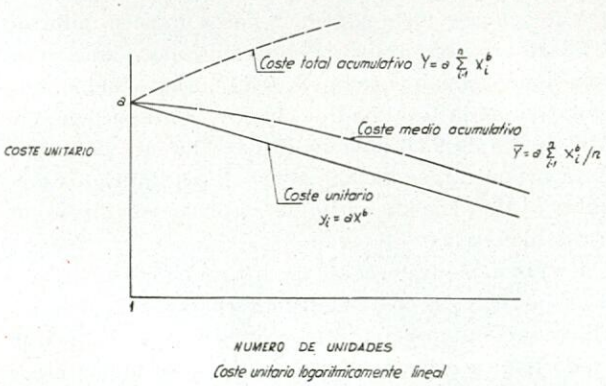


Fig. 3.

decir que el coste unitario disminuye el 20 por ciento cada vez que el número de unidades se duplica.

Como la ecuación [1] se refiere al coste medio acumulativo, el coste total acumulativo para X unidades (y) será:

$$y = Y \, . \, X = aX^{b+1}$$

y el coste de la unidad X (y_i) sería:

$$y_i = a \left(X_i^{b+1} - X_{i-1}^{b+1} \right) \text{ ..... } [3]$$

Las diversas relaciones expresadas por esta forma de la teoría están representadas por curvas en la figura 2.

La segunda forma de la teoría supone que el coste de la unidad X es una función logarítmica lineal, es decir:

$$y_i = aX^b \text{ ..... } [4]$$

Entonces, el coste medio acumulativo y el coste total acumulativo estaría expresado por las ecuaciones:

$$Y = a \sum_{i=1}^{i=n} X_i^b / n \text{ ..... } [5]$$

$$y = a \sum_{i=1}^{i=n} X_i^b \text{ ..... } [6]$$

Estas ecuaciones [4] [5] y [6] están representadas en la Fig. 3.

Al estudiar las relaciones propuestas por estas dos formas de la teoría y representadas en las Figs. 2 y 3, pueden hacerse varias observaciones. Primera, si la relación cantidad-coste para un producto particular resulta ser logarítmicamente lineal puede suceder que se trate del coste medio acumulativo o del de la unidad X, pero no pueden variar de ese modo ambos a la vez. Segunda, puesto que cualquiera que sea el número de unidades producidas, los costes nunca pueden llegar a cero, tiene que haber un límite de estas relaciones logarítmicamente lineales. Se han hecho algunos intentos para determinar dónde tendría lugar esta desviación y éstos han indicado que la curva llegaría a hacerse horizontal sólo después de un gran número de unidades producidas (es decir, de 100 a 1.000 o más, dependiendo de la complejidad del producto y la experiencia de la Empresa). Puesto que relativamente pocos buques componen una serie en tiempos de paz, no nos importa este aspecto del problema. La tercera observación que puede hacerse es que, con objeto de suponer una relación logarítmicamente lineal entre costes por unidad y total acumulativo, supondremos que las posibilidades de la Empresa y el proyecto del producto permanecen más o menos constantes. Es decir, que no se producen cambios significativos en las posibilidades de producción de la Empresa ni tampoco cambios sensibles en el proyecto del producto.

Evidentemente, para poder estimar los costes de las unidades sucesivas utilizando la curva cantidad-

coste, una vez que se ha estimado el coste de la primera unidad, debemos conocer qué pendiente S de dicha curva es aplicable al producto y empresa en cuestión. Esto únicamente puede determinarse por medio de los registros de los costes anteriores de dicha Empresa, dependiendo la precisión de la pendiente S elegida de la exactitud y extensión de los registros de los costes de la Empresa para productos similares. A causa de los numerosos estudios llevados a cabo y a la abundancia de datos empíricos de que disponen los fabricantes de fuselajes, éstos han hecho considerables progresos en predecir pendientes S dignas de confianza para diferentes tipos de aviones.

La pendiente S de una curva cantidad-coste dada, dependerá de varios factores, siendo los más importantes la experiencia de la Empresa y la complejidad del producto. Las empresas más experimentales y/o los productos menos complejos determinarán curvas cantidad-coste más tendidas, puesto que su incremento en el rendimiento total de la producción tiene posibilidad de mejorar menos con las unidades sucesivas que si la Empresa no estuviese experimentada y/o el producto fuese relativamente complejo. Otro factor que influirá en la pendiente es la extensión de la planificación y herramental iniciales. Cuanto más extensa es la preparación, más tendida es la curva porque se habría hecho más esfuerzo para mejorar la producción entes de que comenzase realmente.

RELACIONES COSTE-CANTIDAD APLICADAS A LA CONSTRUCCION NAVAL

El autor encontró que hay poco material publicado sobre presupuestos y costes de construcción naval y que lo que ha sido escrito generalmente no da más que conocimientos superficiales del principio que aquí se discute. Lo que es más sorprendente es la ausencia de intentos publicados (que el autor sepa) para determinar la relación entre costes de buques y cantidad construida con anterioridad a diciembre de 1945. De hecho, en julio de ese mismo año, H. M. Neuhaus, al discutir el efecto sobre el coste de un contrato de varios buques iguales y la información disponible sobre este asunto, afirma que "desgraciadamente no había estadística o datos disponibles, ni informes, corespondencia o literatura al respecto que hubiese sido publicada en ninguna parte, bien en memorias extranjeras o nacionales".

Es difícil determinar si la ausencia de información publicada sobre esta cuestión se debe a la falta de conocimiento de una relación aplicable al coste-cantidad o si es debido a que la industria se mostró reacia a revelar sus datos sobre los costes. Es evidente que se puede sustentar cualquiera de las dos posibilidades.

Como las primeras memorias sobre costes de construcción naval atribuían los ahorros de los mismos principalmente como consecuencia de una mayor distribución de los gastos generales o, simplemente, a los costes que no se repetían, hubo aparentemente falta de compresión del problema y es significativo que la primera aplicación de una relación coste-cantidad en la construcción naval haya aparecido en una publicación estatal.

En esta publicación, A. D. Searle aplicó el concepto de curva coste-cantidad a la información obtenida, sobre el coste hora-hombre, de varios constructores de buques. (Donde el coste hora-hombre es aquel que se deduce de los jornales directos, mas gastos generales proporcionales a dichos jornales y sin tener en cuenta los costes de partidas que no se repiten). Searle muestra que para cada astillero en época de guerra (con programas de construcción de buques "Liberty", "Victory" y petrolero), los costes unitarios hora-hombre (coste hora-hombre para cada buque adicional similar), son logarítmicamente lineales. Muestra específicamente que la pendiente S de estas curvas de coste unitario para cada tipo de buque construido en varios astilleros está próxima al 80 por 100.

Tres años después de que apareciese el trabajo de Searle, W. B. Ferguson y B. V. Tornborgh presentaron otra relación coste-cantidad para horas-hombre en la construcción naval.

Esta relación era la siguiente:

$$Z = C \sqrt{X - 1} \quad \ldots\ldots\ldots \quad [7]$$

donde:

Z = Porcentaje de ahorro en jornales directos del tipo que se repiten.
X = Número de unidades construídas.
C = Una constante para cualquier astillero dado, que varía entre 8 para un astillero experimentado y 20 para uno que no lo es.

Aunque Ferguson y Tornborgh dieron un comprensible examen de la totalidad del problema, presentaron únicamente una fórmula matemática (ecuación 7) sobre los costes de jornales directos sin tener en cuenta aquellos que no se repiten.

Aparentemente no apareció más información sobre relaciones coste-cantidad hasta que en julio de 1962 el profesor Harry Benford propuso una relación logarítmicamente lineal para el coste medio acumulativo de la totalidad del buque, con una pendiente S media de 93,3 por ciento para buques de carga. Esta propuesta se basaba sobre datos limitados y se publicó sin conocimiento del trabajo realizado en otras industrias.

En vista de esta escasez de información con respecto a la relación coste-cantidad en construcción naval, y sabiendo que en otras industrias se ha demostrado que la relación coste-cantidad es logarítmicamente lineal, un grupo de estudiantes (*) en Michigan llevó a cabo el siguiente análisis para determinar si estas relaciones se mantendrían ciertas, en la realidad, para los costes de construcción naval.

(*) Alumnos de Benford en la clase de Contratos de buques y Estimación de costes.

ANALISIS DEL COSTE TOTAL EN CONSTRUCCION NAVAL

El análisis consistió en la valoración de recientes ofertas, de muchos astilleros, para 23 proyectos diferentes. En cada caso las ofertas se presentaban teniendo en cuenta distinto número de buques a construir. Se supuso que los ofertantes, al preparar estas, no estaban familiarizados con los conceptos logarítmicamente lineales del coste medio acumulativo y del coste unitario, o por lo menos que los ignoraban y, por lo tanto, sus ofertas no estaban influenciadas por ninguna de las dos escuelas. Las distintas ofertas fueron convertidas, cuando fue necesario, a costes medios acumulativos (totales) y costes unitarios (totales), y después ambos fueron representados por puntos a escala logarítmica en función del número de barcos a construir. La conclusión predominante del análisis, que está resumida en la Tabla I, es que los costes medios acumulativos del buque son muy aproximadamente logarítmicamente lineales, mientras que los costes unitarios no lo son. En particular, se encontró que el coste medio acumulativo de buques de carga recientemente construidos puede representarse muy aproximadamente por una curva coste-cantidad del 93,5 por ciento.

La Tabla 2 muestra la estrecha concordancia entre los precios determinados por la oferta aparentemente baja para buques de la clase C4-S-65a y aquéllos determinados por la curva coste-cantidad con una pendientes S del 93,5 por cien, en donde:

$$Y = 15.090.000 \, . \, X^{-0.097} \, \$$$

Obsérvese que la pendiente del 93,5 por ciento es el promedio de las once ofertas de cargueros incluidos en el estudio de la Tabla 1. Como las pendiente S individuales varían entre el 91 y el 96 por ciento, este promedio debe utilizarse con precaución. Asímismo, circunstancias particulares pueden causar fluctuaciones bien por encima o por debajo de la línea teórica. La Tabla 3 da los cocientes de coste medio por buque al coste del primer buque para varios buques de carga en donde los costes medios acumulativos son logarítmicamente lineales con una pendiente S del 93,5 por ciento.

Como algunos de los datos de ofertas utilizados para este análisis fueron los mismos que los utilizados por Benford, la estrecha concordancia de las dos conclusiones por separado no significa que una confirme definitivamente la otra. Sin embargo, este estudio de los alumnos de Benford refuerza la conclusión primitiva de dicho autor. Esta concusión puede ser racionalmente sustentada únicamente valorando por separado cada uno de los factores que contribuyen a que el coste tienda a disminuir cuando se construyan varias unidades. De hecho, la confianza en las técnicas de estimación, basadas en la teoría de la curva de coste medio acumulativo dependerá en gran parte de la capacidad individual de los astilleros para valorar el efecto de los costes de los diversos componentes sobre el total. Dado que un análisis de los costes de los componentes en construcción naval procuraría un mejor entendimiento de las relaciones entre dichos componentes y que al mismo tiempo podrían servir como una comprobación de la conclusión a que llegó Benford y sus alumnos, el autor preparó las siguientes síntesis.

SINTESIS DE LOS COSTES DE LOS DIVERSOS COMPONENTES

Se supusieron contratos imaginarios que abarcaban de 1 a 10 buques, con el coste del primer buque fijado en 10.000.000 de dólares.

El coste total del buque fue dividido, lo mejor que pudo el autor, en cinco amplias partidas, se estimó el efecto producido sobre cada una de estas partidas por la producción en serie, y luego se sintetizaron para obtener el coste total. Los costes totales se representaron en un gráfico a escala logarítmica en relación con el número de buques.

Las cinco partidas del coste utilizadas para realizar este estudio fueron costes directos de materiales y jornales y costes varios, costes que no se repiten, gastos generales y beneficio. Se hicieron las siguientes suposiciones en relación con la distribución de los costes de estas partidas para el primer buque (ver Tabla IV).

1.ª Los costes directos de jornales y materiales que se repiten fueron 2.370.000 y 3.860.000 dólares respectivamente (es decir, se han supuesto el 38 y el 62 por ciento del coste directo que asciende a 6.230.000 dólares).

2.ª Los gastos generales (se suponen el 75 por ciento de los gastos directos) fueron 1.170.000 dólares.

3.ª La suma de materiales, jornales y gastos generales es el 80 por ciento del coste total del buque al cliente.

4.ª Los costes que no se repiten ascendieron al 15 por ciento del coste total.

5.ª El beneficio fue el 5 por ciento del total.

El siguiente razonamiento determinó cómo cada partida de esta síntesis sería afectada por la producción en serie.

Jornales

De los costes que se repiten en diversas industrias, aquel que se refiere a jornales, es el que más disminuye con la producción en serie. Numerosos análisis sobre el estudio de los jornales en la fabricación de aviones, así como los análisis realizados por Searle sobre el rendimiento de la mano de obra en la construcción naval durante la II Guerra Mundial, indicaron que las curvas cantidad-coste unitario de jor-

TABLA I

Resumen del análisis de yi respecto a Y

Núm. de buques	Núm. de ofertantes	Tipo de buque	yi		Y		Elección
			Pendiente "S"	Precisión	Pendiente "S"	Precisión	
3	11	T-AKA	0,825	E	0,91	A	Y
5	1	Gen'l Cargo	0,890	C	0,945	A	"
10	1	Container (Marad Data)		E	0,956	C	"
5	1			E	0,940	B	"
5	1	C-1		E	0,920	B	"
6	1	Farrel		E	0,910	A	"
10	—	Cargo		E	0,930	A	"
6	1	Cargo		E	0,920	B	"
6	4	Cargo		E	0,937	B	"
3	—	Ferry	0,840	E	0,940	E	—
3	2	Ferry	0,887	A	0,940	A	—
8	1	Roll-On	0,950	B	0,965	A	Y
10	1	Roll-On		C	0,970	A	"
5	—		0,940	C	0,960	B	"
3	5	Cargo	0,930	A	0,960	A	—
3	5	Ferry	0,880	E	0,930	B	Y
	1	Cargo	0,877	E	0,917	C	"
	1		0,930	E	0,970	B	"
3	1	Ferry	0,840	C	0,910	A	"
6	5	Cargo	0,92	C	0,950	A	"
7	—	Cargo	0,83	E	0,940	C	"
			0,96	A	0,980	A	
3	2	Container	0,93	B	0,960	A	"
3	7	Tanker	0,81	E	0,91	C	"
3	7	Bulk		E	0,982	B	"

Las letras A, B, C, D o E, significan el grado de precisión con la cual las ofertas se adaptan a cada tipo de curva cantidad-coste.

TABLA II

Costes medios acumulativos (en miles de dólares) para buques de la clase C4-S-65a

Coste medio acumulativo para cada uno de	1	2	3	4	5	6
Oferta más baja (dólares)	15,090	14,094	13,595	13,150	12,650	12,600
Curva cantidad-coste del 93,5 %	15,090	14,109	13,566	13,189	12,905	12,679
Diferencia en tanto por ciento	—	0,1 %	0,2 %	0,3 %	2,0 %	0,6 %

TABLA III

Factores de reducción de costes de buques en serie. Para coste medio acumulativo de 93,5 por ciento.

Número de barcos del contrato	Relación entre el coste medio unitario y el coste de un solo buque	Relación del coste de cada buque adicional al coste de un solo buque
1	1,000	1,000
2	0,935	0,870
3	0,897	0,830
4	0,874	0,796
5	0,856	0,784
6	0,840	0,760
7	0,828	0,750
8	0,816	0,745
9	0,816	0,745
10	0,800	0,730

TABLA IV

1.—Determinación del coste del primer buque.		Dólares
Coste de materiales que se repiten	=	3.860.000
Coste de jornales que se repiten	=	2.370.000
Coste de gastos generales que se repiten	=	1.770.000
Suma	=	8.000.000
Coste que no se repite	=	1.500.000
Beneficio	=	500.000
Coste total para el cliente	=	10.000.000

2.—Relaciones cantidad-coste de cada componente.

Materiales que se repiten. Coste medio acumulativo log. lineal (S = 97 por 100).
Jornales que se repiten. Coste unitario log. lineal (S = 90 por 100).
Gastos generales que se repiten. 75 por 100 de jornales.
Se supone, logarítmicamente lineal los costes totales que no se repiten.
Beneficio: el 5 por ciento del total.

3.—Cálculo de costes unitarios (millones de dólares).

Número de buques	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Jornales	2,37	2,13	2,01	1,92	1,86	1,81	1,76	1,73	1,70	1,67
Materiales	3,86	3,63	3,54	3,49	3,46	3,43	3,40	3,36	3,34	3,32
Gastos generales	1,77	1,60	1,51	1,44	1,40	1,36	1,32	1,30	1,28	1,25
Costes que no se repiten	1,50	0,07	0,03	0,02	0,01	0,01	—	—	—	—
Beneficio	0,50	0,39	0,37	0,36	0,35	0,35	0,34	0,34	0,33	0,33
Total	10,00	7,82	7,46	7,23	7,08	6,96	6,82	6,73	6,65	6,57

4.—Cálculo de costes medios acumulativos (Millones de dólares).

Número de buques	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Jornales	2,37	2,25	2,17	2,11	2,06	2,02	1,98	1,95	1,92	1,90
Materiales	3,86	3,74	3,68	3,63	3,59	3,56	3,54	3,52	3,51	3,49
Gastos generales	1,77	1,69	1,63	1,58	1,55	1,52	1,49	1,46	1,44	1,43
Costes que no se repiten	1,50	0,82	0,57	0,45	0,37	0,31	0,27	0,24	0,22	0,20
Beneficio	0,50	0,45	0,42	0,41	0,39	0,39	0,38	0,37	0,37	0,37
Total	10,00	8,95	8,47	8,18	7,96	7,80	7,66	7,54	7,46	7,39

nales son logarítmicamente lineales con una pendiente *S* del 80 por ciento. En vista de esta evidencia, y con la consideración adicional de que en tiempo de paz la mano de obra está más experimentada y mostraría menos tendencia a mejorar que en tiempo de guerra, se eligió una curva de mano de obra, logarítmicamente lineal, de coste unitario, con una pendiente *S* del 90 por ciento.

Materiales

Las reducciones de coste que resultan de comprar en grandes cantidades y de una más eficiente normalización de formas y dimensiones, junto con las reducciones de piezas rechazadas son relativamente pequeñas. Esto es especialmente cierto en industrias bien experimentadas como la construcción naval y en industrias que compran a fabricantes que han elaborado ya sus productos en grandes cantidades.

En 1936, Wright propuso unas curvas de coste medio acumulativo de materiales logarítmicamente lineales, con pendientes *S* que varían de 90 a 95 por ciento. Mostró que la pendiente *S* dependía de la cantidad de mano de obra que intervenía en el proceso del material antes de ser adquirido del vendedor, teniendo las partidas más complejas y difíciles pendientes *S* más acusadas que la de los materiales brutos.

Como consecuencia de las grandes cantidades de materiales brutos que se utilizan en la construcción naval y a causa también de la gran normalización de las dimenciones y tipos de estos materiales adquiridos en cantidad por los astilleros de hoy en día, el autor encontró que una curva para el coste de materiales en construcción naval tendría una pendiente *S* algo más tendida que la predicha por Wright.

Por lo tanto se eligió para el material una curva media acumulativa logarítmicamente lineal del 97 por ciento.

Gastos generales

Los gastos generales se suposo que fueran un porcentaje constante (75 por ciento en este caso), de los costes de jornales directos, principalmente porque aquellos factores que causan una redución en los cos-

tes de jornales directos también lo causan sobre los gastos generales.

Costes que no se repiten

Entre aquellos costes de la construción naval que en su mayor parte no se repiten una vez comenzada la construcción, se incluyen:

1. Proyectos y elaboración de planos.
2. Planificación de producción.
3. Compras.
4. Gálibos (Sala).
5. Plantillaje y modelos.

El incremento de estos costes cuando se aumenta el número de unidades construidas es un fenómeno reconocido por otras industrias. Sin embargo, la falta de datos empíricos impide una formulación precisa. Un estudio de los componentes arriba expresados sugiere que el aumento de estos costes es pequeño y sería tanto menor conforme aumenta la cantidad de buques construidos. A una conclusión similar se llega con respecto al concepto horas-hombre totales de proyectos y elaboración de planos en la industria aeronáutica. Esta relación supuesta se muestra en la figura 4. Si esta curva de la Fig. 4 la llevásemos

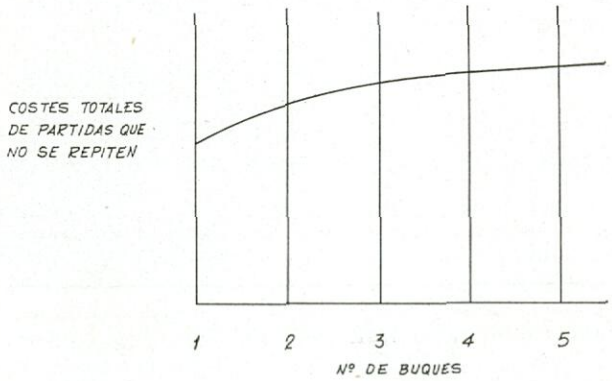


Fig. 4

a escala logarítmica sería lineal. Por lo tanto, para esta síntesis, el coste total de las partidas que no se repiten con respecto al número de buques construidos se supuso logarítmicamente lineal, siendo el 15 por ciento del total cuando se construye un sólo buque y el 20 por ciento del primer buque para un contrato de diez.

Beneficio

El beneficio se supuso siempre el 5 por ciento del coste total pasado al cliente.

La síntesis de los costes medios acumulativos de las partidas que no se repiten, condujo a una curva de coste medio acumulativo (total), Fig. 5, que era casi logarítmicamente lineal, y nuevamente la curva de coste unitario no lo era. Puesto que esta curva acumulativa total tiene una pendiente S media de 90,5 por ciento, los costes medios acumulativos de una serie de buques hipotéticos podría expresarse por la fórmula:

$$Y = 10.000.000 \, . \, X^{-0.144} \; \$$$

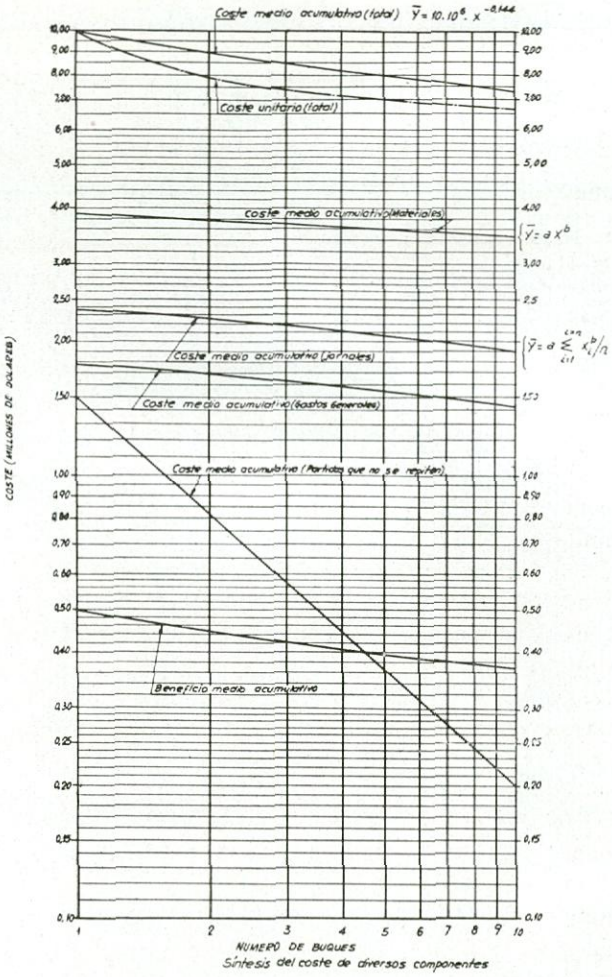


Fig. 5

Como el resultado final de esta síntesis es realilista, el autor cree que el método es bueno y que ello sugiere cómo una cuidadosa valoración de las relaciones coste-cantidad de las diversas partidas podrían predecir estimaciones dignas de confianza para los costes de buques en serie.

Por supuesto, los que tienen que estimar costes de buques deben poseer mejor información que la utilizada aquí, y aplicar esta técnica; deben modificar sus procedimientos de cálculo con el fin de separar los costes de las partidas que no se repiten y cuando sea necesario agrupar los costes en categorías similares de modo que los datos puedan ser fácilmente valorados y sintetizados.

CONCLUSION

Las investigaciones anteriormente expuestas indican que pueden conseguirse predicciones fidelignas sobre la reducción del coste en la producción naval en serie utilizando la técnica de la curva cantidad-coste para estimar los costes medios acumulativos de cualquier número de barcos. Además, cada astillero en particular, mediante cuidadosos análisis de registros de coste y con la incorporación de procedimientos de cálculo que evalúen convenientemente el comportamiento del coste de cada partida, podrían llegar a curvas precisas para diferentes tipos de buques y, haciéndolo de esta forma, procurar un medio valioso para facilitar la tarea de analizar las reducciones en el coste de la construcción en serie.

AUTOMATIZACION EN BUQUES

El Lloyd's Register of Shipping acaba de publicar un memorandum sobre el epígrafe del que por su importancia reproducimos su primera parte a continuación.

El propósito del memorandum es llamar la atención sobre los factores que intervienen en los sistemas de control automático y centralizado aplicados a la maquinaria de los buques y señalar los requisitos necesarios para su eficacia y rendimiento.

La parte II del memorandum contiene ciertas consideraciones que se estima deben ser observadas, pero que aún no han sido adoptadas como Reglas de Clasificación. Cuando se tenga experiencia del comportamiento de estos sistemas, será posible formular Reglas detalladas, pudiendo ser mirado entretanto este memorandum como una guía autorizada.

La extensión con que estos sistemas de control pueden ser incorporados a una instalación de maquinaria dependen de la política y exigencias estatutarias sobre tripulación del armador individual. Es de esperar que ello produzca alguna economía en la tripulación, que puede ser llevada a cabo bien por una reducción de aquélla o por una redistribución del personal a bordo. Existen, por tanto, dos posibilidades:

1) Simplificar el trabajo de guardia en las cámaras de máquinas disponiendo el necesario equipo de control en un puesto centralizado.

2) Transferencia del control de la maquinaria propulsora al puente relevando así de estos trabajos al maquinista de guardia.

Es necesario hacer resaltar que estos sistemas de control requieren la máxima eficacia de la maquinaria principal y auxiliar. Ello requiere a su vez sencillez en el proyecto, la construcción y disposición de la maquinaria.

CONSIDERACIONES GENERALES SOBRE EL CONTROL AUTOMATICO Y/O CENTRALIZADO DE LA MAQUINARIA PRINCIPAL Y AUXILIAR EN BUQUES.

Introducción

La automatización, como cualquier otro avance tecnológico, debe ser examinada desde el punto de vista de la reducción del coste unitario de una determinada función. No es conveniente instalar equipo automático con el solo objeto de automatizar.

Estudios reciente en este campo han mostrado ahorros en la tripulación, con la consiguiente reducción por:

Salarios de la tripulación.

Mantenimiento de la misma.

Acomodación de ella.

En cambio se producen los siguientes cargos extras:

Coste del equipo de control.

Coste de reparaciones y entretenimiento extra debido a la reducción de personal y equipo más complejo.

Aumento del seguro.

La reducción final en los costes de funcionamiento deben ser estimados sobre la vida útil del buque (o sea, 20 años) y variará según el coste de cada uno de los factores anteriores en la nación constructora y del armador.

Aparte de las ventajas obvias antes señaladas, hay otras a las que no pueden asignárseles cifras concretas por ahora. Estas se obtendrán de los promedios de coste comparativos deducidos de la experiencia práctica. Como posibles economías se señalan:

a) La automatización del control de la cámara de máquinas tendrá como consecuencia una mayor economía de combustible y protección de la maquinaria.

b) La automatización de la navegación conduce a una menor desviación de la ruta deseada y como consecuencia a una reducción en la duración del viaje y coste del combustible.

c) La automatización de la maniobra de la carga reduce la duración del viaje redondo y el coste del manejo de la carga.

d) Las exigencias de la carga, esto es la ventilación y dehumedificación, son normalmente procesos establecidos y repetidos y como tales suceptibles de control automático.

Los puntos anteriores no tienen la misma importancia en todos los tipos de buques, por lo que para valorarlos es esencial llevar a cabo un análisis del coste, a fin de conseguir el sistema más económico. En tal análisis deben considerarse los siguientes factores:

e) *Coste inicial del buque.*—El coste de construcción se reducirá si se disminuye la tripulación, pero no puede suponerse que la transferencia del entretenimiento que hace ella al personal de tierra sea siempre económica. El coste inicial del buque se reducirá, pero el armador debe tener en cuenta el del personal de entretenimiento en tierra.

f) *La longitud de la ruta.*—Los buques transoceánicos requieren una mayor seguridad que los que tienen rutas cortas, los cuales pueden tener inspecciones más frecuentes. Un servicio continuo y largo entre inspecciones requiere calidad y ello incrementa el coste. La seguridad puede, en cierto modo, alcanzarse mediante la colocación de instalaciones de respeto que puedan entrar en funcionamiento si fallase la de servicio. Este principio es aplicado en los buques de guerra y en las centrales nucleares, pero lleva consigo un aumento del capital invertido, dimensiones y peso; y el aumento de las dimensiones y peso en un buque mercante puede reducir los fletes.

g) *La posibilidad de entretenimiento en los puer-*

tos visitados.—Si el entretenimiento, inspección y reparación han de ser llevados a cabo por el personal de tierra, deben existir adecuadas facilidades para ello en los puertos visitados. El coste del entretenimiento en puertos distantes puede exceder el de la correspondiente tripulación a bordo. Ello puede ser más fácil para armadores con líneas regulares a grandes puertos, que tienen el respaldo de grandes facilidades industriales en tierra para justificar tales servicios, que para armadores de tramps o petroleros.

h) *Tiempo de carga y descarga normal comparado con el necesario para el entretenimiento.*—Los barcos tales como petroleros, transportes de mineral y buques de pasaje están muy poco tiempo en puerto en los viajes redondos y puede suceder que el necesario entretenimiento no pueda llevarse a cabo en los períodos disponibles. La alternativa puede ser o llevar tripulación para el entretenimiento a bordo o dejar el buque fuera de servicio, para su entretenimiento a intervalos regulares.

i) *Aprovechamiento del flete.*—Cuanto mayor es el beneficio en un flete, más costosa es cualquier interrupción. En tales circunstancias puede ser ventajoso pagar un equipo de alta calidad y una pequeña, pero cualificada tripulación a bordo, con respetos adecuados para mantener el buque en servicio y con estancias en puerto reducidas al mismo necesario para el manejo de la carga.

j) *Reducción de la tripulación.*—Cuanto más costoso es mantener a cada miembro, más interés tendrá el armador en reducir su número. Además, las dificultades actuales en algunas partes del mundo para obtener personal competente para los buques es un incentivo considerable, independientemente de las ganancias directas económicas. Sin embargo, un incremento en la cantidad del equipo de control requiere más atención y entretenimiento por especialistas, que normalmente no van a bordo en la actualidad. Por ello es probable que será entre los miembros menos inteligentes de la tripulación donde se producirá la reducción.

CONSIDERACIONES GENERALES DEL SISTEMA

En la actualidad hay varios buques en servico con un sstema centralzado de controles de la cámara de máqunas con o sn control de la maquinaria propulsora, desde el puente. Tal sistema puede denominarse "Control centralizado de la Cámara de Máquinas". Para manejar los controles, anotar temperaturas, presiones y niveles, así como para adoptar cualquier acción correctiva es necesario un maquinista de guardia o varios.

Para conseguir un barco automatizado sería necesario colocar un sistema de realimentación a los controles de la maquinaria de forma que cualquier medida correctiva fuese automáticamente aplicada por el sistema de control automático y no por el vigilante, en cuyo caso el maquinista de guardia sobraría.

Una primera aproximación al problema, obvia, es asegurar la máxima eficacia de la instalación tradicional (maquinaria principal y auxiliar), simplificándola y utilizando aquella de gran calidad. La importancia de esta eficacia de la maquinaria principal y auxiliar no debe ser desdeñada. Es absurdo económicamente instalar un sistema de control complicado, para reducir la tripulación, si los principales elementos de la instalación no son completamente seguros en servicio.

A la vista de ello puede decidirse las instalaciones que pueden ser controladas.

En principio es esencial obtener información fideligna sobre la seguridad y eficacia de la instalación. Sólo entonces es posible apreciar el valor de cualquier reducción de la tripulación y los métodos que la hacen posible. Cuando se ha tomado la decisión correspondiente, es necesario elegir el tipo de vigilancia que se desea, ya que ello afecta al proyecto del sistema de control. El proyecto básico del control será diferente según se elija:

i) Cámara de máquinas sin nadie de guardia.

ii) Un maquinista de guardia en la cámara de máquinas.

iii) Más de uno de guardia en la cámara de máquinas.

Debe señalarse que la decisión de poner sólo uno de guardia no implica que sólo vayan a bordo tres de máquinas. Algunos de los existentes pueden ser dedicados a trabajos planificados de entretenimiento. El problema está también influido por los reglamentos nacionales sobre tripulación.

El núcleo de tal sistema es la instalación de control central. El control desde el puente y el registro automático de datos son posibles aditamentos en el caso de que se desee una mayor reducción de las obligaciones en la cámara de máquinas. Otras posibles mejoras pueden ser el control remoto con o sin arranque automático de ciertos elementos tales como bombas y grupos generadores. Con tales dispositivos es prudente disponer la instalación de tal forma que el de guardia en la cámara de máquinas pueda, si es necesario, tomar el control. Además para el caso de avería del control automático es esencial que exista un control a mano local.

Los principales puntos que requieren un estudio cuando se proyecta un sistema con control de la cámara de máquinas centralizado son los siguientes:

Instalación principal.

La instalación debe ser eficaz en servicio, estimándose que lo más esencial de ella debe ser su sencillez y alta calidad. Es necesario un estudio cuidadoso de la instalación a fin de que los distintos elementos no esten demasiado lejos de la cámara de control. Los sistemas de tuberías deben ser tan directos y sencillos como sea posible.

La máxima normalización del equipo reportará beneficios tanto al constructor como al armador. Ello asegura la disposibilidad de los planos de disposición

de la maquinaria y detalles de tuberías con una mayor anticipación.

Para el armador ello representa una mayor familiarización entre las tripulaciones de los distintos barcos y reduce la cantidad de los respetos en tierra.

Para algunos tipos de maquinaria el entretenimiento por reemplazo, después de un determinado número de horas de servicio, puede ser considerado como una solución económica.

Estación central de control.

La situación más conveniente para la estación central de control, es probable que sea dentro del espacio de máquinas, en el punto más adecuado para el acceso a la instalación del maquinista de guardia.

La información suministrada a la estación de control permitiría al de guardia, sin abandonar ésta, comprobar el funcionamiento de todos los elementos controlables desde ella, desde el punto de vista de su comportamiento y seguridad, junto con todas las alarmas precisas.

Todas las temperaturas, presiones, niveles y medidas de flujo importantes deberán ser indicadas u obtenibles. De algunas de ellas será sólo necesaria su lectura en ciertos momentos, como por ejemplo después del funcionamiento de una alarma.

Normalmente debe ser posible el control desde dicha estación, de la instalación de propulsión, así como el de ciertas auxiliares. Estas pueden serlo por sistemas auxiliares, como por ejemplo por la viscosidad del fuel, la combustión de la caldera y por el agua de alimentación.

Si se requiere el control de las máquinas principales desde el puente, ello no cambia básicamente los dispositivos necesarios, pero requiere preocupaciones de seguridad adicionales, es decir, un dispositivo por el cual sólo pueda estar un puesto de control con el mando.

Cuadros repetidores.

Estos pueden ser colocados en las cámaras de control para mostrar las condiciones de funcionamiento de las máquinas principales y sistemas auxiliares seleccionados a fin de facilitar el trabajo del maquinista de guardia. Es conveniente y normal poner en el cuadro repetidor cada sistema con el mismo color distintivo de aquél. Es necesario cuidar la elección de los colores por su influencia en el efecto visual.

Registro automático de datos.

La instalación de tal equipo evita al maquinista de guardia el tomar anotaciones. Debería ser suministrado con elementos remotos sensibles, un reloj, registro de datos y registro duplicado del telégrafo de órdenes de la máquina.

Puede ser dispuesto para llevar a cabo simples cálculos como el de consumo de combustible, el cual puede ser relacionado con otros datos.

El circuíto de programación puede ser dispuesto para iniciar una secuencia de registro a intervalos regulares o para un registro continuo, según se desee.

Aun cuando tales registros podrían registrar todas las cantidades que se quieran de a bordo, probablemente será más económico hacerlo sólo con aquellas que tienen algún valor en el análisis del comportamiento de la instalación.

El registro de datos puede ser dispuesto para accionar paneles de alarma y para dar señales de alarma. Esta última posibilidad puede ser aprovechada para evitar la colocación de un gran número de aparatos de medición en la cámara de control. En realidad una lectura correcta o anticipada es de poco interés. Unicamente cuando existe una variación de la lectura correcta es cuando esa información es necesaria. Utilizando un registrador de datos, las diversas informaciones pueden irse explorando y comparando con los valores de referencia preestablecidos para cada sistema, a fin de determinar si la lectura cae fuera del límite de seguridad tolerable. Si esto ocurriese, puede ser dada una alarma e indicada la situación y condición de la lectura anormal.

La frecuencia de exploración con fines de alarma, debe ser mucho más alta, naturalmente, que la frecuencia de registro normal y puede llegar a ser de 5 puntos por segundo.

Para los servicios vitales, el control de emergencia a mano, instrumento clásico exigido, sería una necesidad en caso de avería del registrador de datos.

Por ello será necesario un mínimum de instrumentos en la cámara de máquinas para el uso del control de emergencia a mano.

Circuíto lógico y secuencias de arranque.

Entre los sistemas del buque en los que puede ser adecuada la aplicación de circuítos lógicos o secuencias de arranque, esta:

Sistema de purificación del Diesel-oil.
Sistema de lastre.
Relleno de tanques.
Arranque del motor principal.
Arranque del grupos electrógenos.
Instalación destiladora.
Arranque y carga de las bombas de alimentación.

Resumen.

Lo señalado anteriormente representa los factores principales de un sistema de control centralizado. En tal sistema son esenciales los siguientes puntos:

Eficacia de los elementos de la instalación principal.

Eficacia del equipo de control y accionamiento.

Cuidadoso planeamiento de la instalación completa como un sistema tanto en las disposición de la instalación principal, como en la situación de los controles, es decir, si ha de ser colocada una estación de control central, la situación óptima de ella debe ser decidida antes de que lo sea la situación del control de emergencia a mano.

A pesar de la reducción de tripulación que lleve consigo tal sistema de control, ésta debe ser suficiente para manejar el buque con el control de emergencia a mano.

INFORMACION DEL EXTRANJERO

ENTREGA DEL CARGUERO A GRANEL NORUEGO "FARLAND"

Los Astilleros de Gõtaverken de Gotemburgo, Suecia, entregaron el día 3 de octubre a la compañía armadora A/A Vigra, de Alesund, Noruega, el carguero a granel "Farland", de 16.710 toneladas de peso muerto.

El "Farland" ha sido construido con arreglo a la más alta clasificación de Det Norsk Veritas teniendo las siguientes dimensiones principales:

Eslora total	157,95 m.
Manga de trazado	21,35 m.
Puntal de trazado	12,80 m.
Calado al franco bordo de verano	9,29 m.
Velocidad en plena carga	15 nudos

El buque tiene maquinaria, puente, así como todas las instalaciones a popa.

Las seis bodegas tienen una capacidad total de 802.000 p. c. "grano". Los cierres de escotilla son de Gõtaverken. Los mecanismos hidráulicos giratorios, que abren y cierran las escotillas están colocados como bisagras entre los paneles, trabajando por consiguiente con un ángulo de giro de 180 grados. Por medio de ellos pueden abrirse y cerrarse todas las escotillas del buque en el curso de unos pocos minutos.

El equipo náutico comprende todos los medios modernos como: radar, giroscópica con autopiloto, corredera SAL, sonda eco, etc. Para facilitar a la oficialidad la tarea de cargar el buque de la manera más conveniente desde el punto de vista de trimado y esfuerzos, el buque ha sido equipado con el instrumento de distribución de carga "Lodicator".

La tripulación tiene camarotes, salas de estar y comedores espaciosos y bien amueblados. El barco tiene acondicionamiento de aire.

El motor es un Gõtaverken de dos tiempos, sobrealimentado y de 7 cilindros. El diámetro de cilindros es de 680 mm. y la carrera de 1.500 mm. A 112 revoluciones por minuto el motor desarrolla 7.000 BHP.

Los tres motores auxiliares están acoplados a generadores de 340 kVA.

GUANTES RESISTENTES

En Alemania acaba de ser perfeccionado un nuevo tipo de guante de trabajo de gran duración fabricado con un material especialmente resistente al calor y a los fluidos. A diferencia de otros guantes de uso industrial que tienen corta existencia cuando se los utiliza en contacto con disolvente y productos químicos corosivos, los guantes de "Viton" pueden servir por muchos años sin sufrir deterioros.

Estos guantes han sido producidos después de años de ensayos prácticos y de laboratorio y se fabrican con el fluoroelastómero "Viton", un caucho sintético producido especialmente por la Compañía Du Pont para resistir la altas temperaturas y los productos químicos más corrosivos.

RECUPERACION DEL PETROLEO DE LOS PUERTOS

Un ingeniero naval de Baltimore ha ideado un nuevo sistema para la recuperación del petróleo que flota sobre las aguas de muchos puertos, canales y zonas costeras de todo el mundo. Bien pudiera ser esta la respuesta a un problema que viene preocupando desde hace años. Tras dos años de experimentos, se afirma que el nuevo procedimiento es el más eficaz descubierto hasta la fecha. El nuevo aparato va instalado a proa de una barcaza de unos diez metros de eslora, y consta de cuatro cilindros de aluminio que atraen los aceites, pero repelan el agua, permitiendo la recuperación de 200 a 500 galones de carburante en una hora. Se emplea además una especie de "barrera" que contiene la difusión de aceites y petróleos derramados en las aguas del puerto. Esta "barrera", formada por 300 metros de manguera, se deja flotar rodeando a las grandes manchas de carburante. La barcaza que se emplea en estas operaciones está movida por un motor diesel de 52 caballos a una velocidad de cinco nudos. Como sus dimensiones son más bien reducidas, se puede obtener gran maniobrabilidad, efectuándo así en un día una labor que solía durar toda una semana.

TRANSPORTE DE PASAJEROS SOBRE EL TAMESIS

Recientemente se han efectuado las primeras pruebas de un nuevo modelo del Hovercraft, el D-2, destinado a prestar servicio de transporte de pasajeros por el río Támesis. Dicho servicio recibirá el nombre de "Hoverbus", y dadas las características de este vehículo, consistirá en una especie de transporte anfibio, con capacidad para 70 pasajeros y una velocidad media de 25 nudos por hora.

BAUTIZO DEL TRASATLANTICO ISRAELITA "SHALOM"

El 11 de julio último tuvo lugar esta ceremonia especial en los "Chantiers de l'Atlantique", en St. Nazaire, en donde ha sido construido para la Cía. ZIM.

Destinado para cubrir la línea Haifa-Marsella-New York, entrará en servicio a principios de 1964. Su botadura se efectuó el 10 de noviembre de 1962.

Las principales características del buque son:

Eslora total	191,70 m.
Esloras entre perpendiculares	169,00 m.
Manga fuera de miembros	24,80 m.
Puntal a la cubierta superior	17,47 m.
Calado	8,10 m.
Arqueo bruto	23.000 T. R.
Peso muerto	6.300 t.

El equipo propulsor está compuesto por tres calderas "Foster-Wheeler", timbradas a 44 kg./cm² (vapor recalentado a 50° C), de un gasto de capor unipor recalentado a 505° C), con una producción de 30/42 t/h. cada una y con regulación automática de la combustión. Las dos turbinas son Parsons, engranadas.

Potencia máxima	25.300 CV.
Velocidad de pruebas en carga	21,4 nudos

Los servicios eléctricos en corriente alterna trifásica a 440 V. y 60 períodos, estarán alimentados por turboalternadores de 1.000 kilovatios y un grupo de socorro de 20 kilovatios.

El casco estará subdividido por 13 mamparos estancos, 5 cubiertas continuas y las superestructuras tendrán 4 cubiertas parciales.

Los 1.114 pasajeros estarán repartidos en la siguiente forma:

20 instalados en camarotes de lujo.
56 instalados en camarotes de 1.ª clase.
142 instalados en camarotes de 1.ª clase, transformables en clase "turista".
896 instalados en clase "turista".
Dotación aproximada: 450.

Todos los alojamientos estarán climatizados. El buque estará provisto de estabilizadores antibalance.

Además de los habituales paseos cubiertos, salones, comedores, el pasaje tendrá a su disposición un tenis, un "Lido", un jardín de invierno, un centro comercial, salones de masaje, peluquería y belleza, "sauna", gimnasio, cine, "night club", biblioteca, una sinagoga y una capilla católica, sala de juego y una cubierta parcialmente dispuesta para juegos al aire libre. Tendrá 4 piscinas, una de ellas para la dotación; los niños tendrán su comedor especial, sala de juegos y una cubierta al aire libre para sus expansiones.

SIGUE AUMENTANDO LA FLOTA DE PETROLEROS

A pesar de que los fletes no se recuperan, siguen produciéndose entregas de petroleros, que harán aumentar la flota activa, y al mismo tiempo sigue aumentando la flota amarrada, que ha pasado de una manera continua de unos dos millones de toneladas en el mes de mayo, a los tres millones en el mes de agosto.

Las ventas para desguazar no han aumentado en cambio de una manera decidida y están en el orden de las 100.000 toneladas al mes.

La mayor parte de los encargos de petroleros lo han sido en el Japón, como consecuencia de los bajos precios ofertados por los Astilleros de aquel país.

INFORMACION NACIONAL Y PROFESIONAL

PRUEBAS OFICIALES DEL PESQUERO "PURITA"

El 19 del pasado mes de octubre se han efectuado las pruebas oficiales en lastre del pesquero "Purita", construido por la Factoría de Hijos de J. Barreras

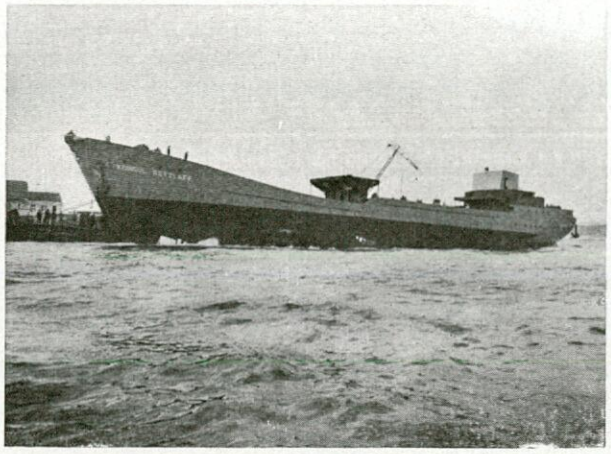
para el Armador doña Purificación Zarandieta Tierra, de Huelva.

La velocidad media obtenida en la condición de lastre ha sido de 10,50 nudos.

Dicho buque coresponde a la serie de buques de pesca tipo "Superstanderd 29 Barreras", cuyas características principales han sido publicadas en anteriores números de esta revista.

BOTADURA DEL CARGUERO "KONSUL RETZLAFF"

El 31 de octubre tuvo lugar en los Astilleros y Talleres del Noroeste, S. A. (ASTANO), la botadura



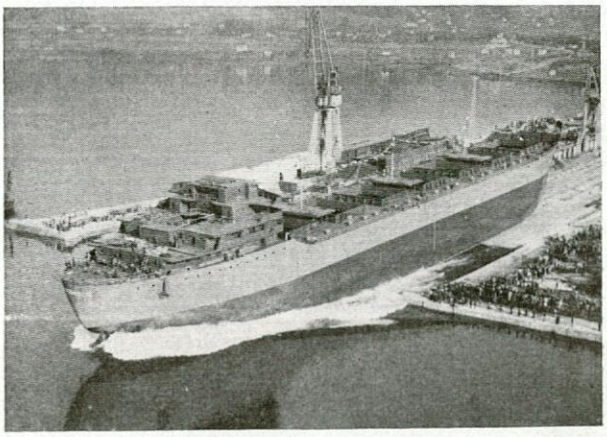
del buque de carga "Konsul Retzlaff" para los armadores Retzlaff Reederi de Bremen (Alemania).

Las características de este buque, son las siguientes:

Eslora total	84,15 m.
Eslora entre perpendiculares	77 m.
Manga	12 m.
Puntal cubierta alta	6,74 m.
Puntal cubierta principal	5,48 m.
Peso muerto	2.400 t.
Calado	5 m.
Calado con cubierta de madera	5,15 m.
Capacidad total grano	3.400 m^3
Registro bruto	1.599 t.
Velocidad en carga	12 nudos
Motor M. A. N.	1.750 BHP.

BOTADURA DEL MINERALERO "ARTEMISION"

El día 18 de octubre tuvo lugar, en los Astilleros de ASTANO la botadura del mineralero "Artemisión", para los Armadores griegos Xerovouni Shipping Corporation.



Las características principales de este buque son:

Eslora total	188,21 m.
Eslora entre perpendiculares	177,24 m.
Manga de trazado	23,80 m.
Punta de trazado	15,09 m.
Capacidad cúbica total (grano)	1.350.455 p. c.
Peso muerto	27.800 t.
Registro bruto	18.100 t.
Velocidad	16,3 nudos

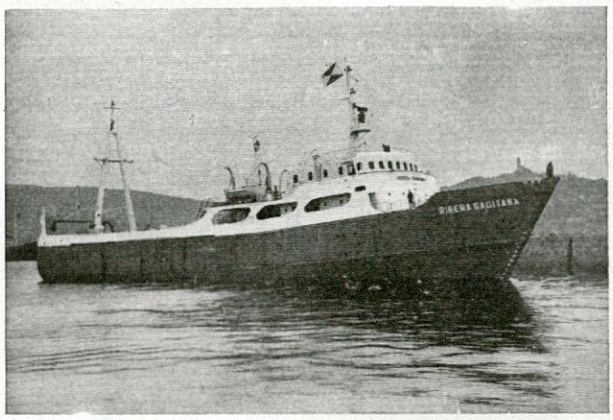
El motor principal es un MAN, tipo K7Z. 78/155, de 10.500 BHP, a 115 r. p. m.

La nota más saliente de este buque, es que es el

mayor de carga seca de los contratados hasta la fecha en España, y desde luego, el mayor de cualquier tipo de los exportados por nuestro país.

PRUEBAS OFICIALES DEL "RIBERA GADITANA"

El día 2 de noviembre fueron realizadas las pruebas oficiales del pesquero por popa "Ribera Gaditana", construido por Astilleros Construcciones, S. A.,



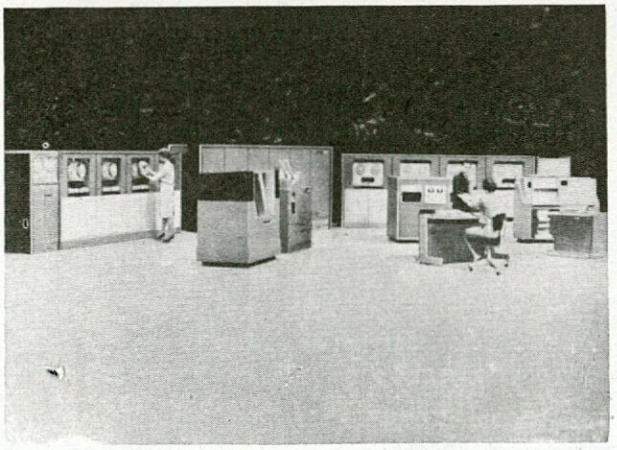
para "Pesquerías Gaditana de Gran Altura, S. A.".

Sus características principales son las mismas que las de su gemelo "Mar Austral", publicadas en el número del mes pasado.

Durante las pruebas alcanzó la velocidad de 14,10 nudos.

NUEVO COMPUTADOR ELECTRONICO

Recientemente y al mismo tiempo que en otros países del mundo, fue presentado en Madrid mediante una conferencia de prensa "El Gamma 40", nue-



vo "Cerebro Electrónico", que ha aumentado enormemente tanto la capacidad como la potencia en relación con otros fabricados por la misma firma francesa (Bull), considerada como la primera entre las europeas de su género y la segunda entre las mundiales.

"El Gamma 40" cuenta con un órgano llamado "memoria central" encargado de almacenar, todo el tiempo que haga falta, todos los datos a tratar, así como las instrucciones necesarias para este tratamiento y puede tener hasta 160.000 números, letras o signos. En hacerse cargo de 10 de estos signos o datos elementales, "El Gamma 40" emplea solamente 1,75 microsegundo (millonésimas de segundo), lo que supone 5.700.000 caracteres por segundo.

Una de las características más notables de "El Gamma 40" es la de poder trabajar en *tiempo real,* es decir, poder interrumpir el trabajo en curso para responder a las cuestiones que se le plantean en el mismo instante en el que se le solicite. Otras de las novedades es el poder trabajar informaciones que procedan de grandes distancias, lo que se denomina "Teleproceso", a través de 160 líneas de telecomunicación que puede recibir "El Gamma 40".

ENTRADA EN SERVICIO DEL PESQUERO "CIUDAD DE LA CORUÑA"

Recientemente entró en servicio el buque pesquero "Ciudad de La Coruña", construido en los Astilleros del Cantábrico, S. A. de Gijón (España).

Sus características principales son las siguientes:

Eslora total	35,50 m.
Eslora entre perpendiculares	30,50 m.
Manga	7,50 m.
Puntal	4,10 m.
Potencia	660 BHP.
Capacidad de nevera	190 m^3
Arqueo bruto	248 TRB.
Tripulación	16 h.

Este buque está construido con arreglo a la nueva modalidad de pesca por popa, siendo el primero construido en España que no lleva rampa y está dotado de un pescante de accionamiento hidráulico, tipo Mac-Gregor UNICAN, que también se instala por vez primera.

La cámara de máquinas y alojamientos de la tripulación se encuentran situados a proa. La habilitación de los alojamientos es muy esmerada, siendo la capacidad de los camarotes de una o dos plazas como máximo.

Se ha construido para obtener la más alta clasificación del Lloyd's Register para Stern Trawler.

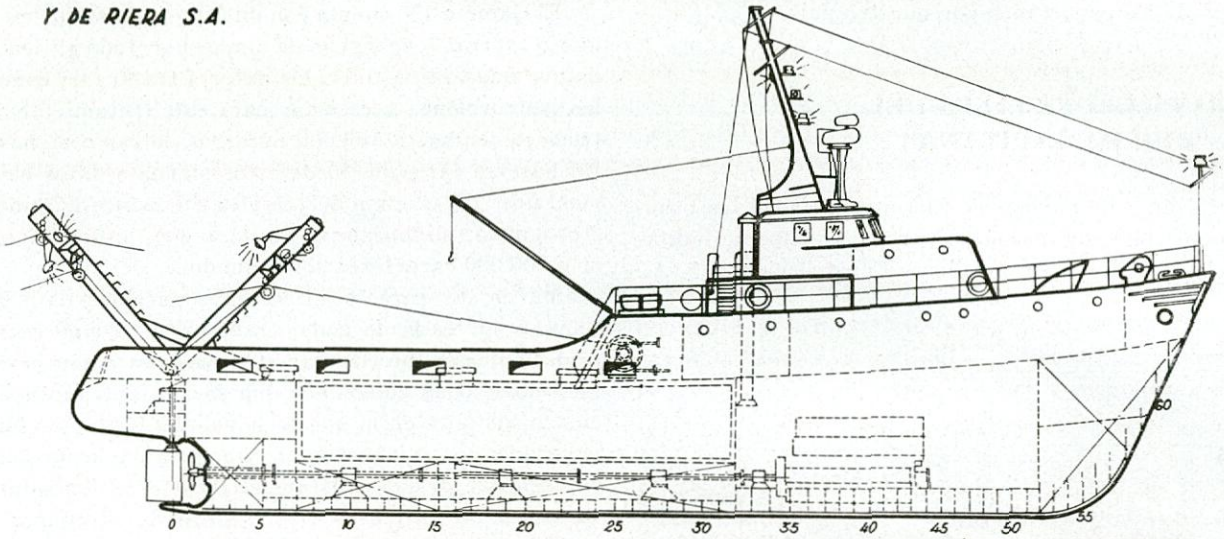
E' buque está propulsado por un motor Otto Deutz RV8M-545 BHP. 8 cilindros, 4 tiempos, que desarrolla 660 BHP., a 380 r. p. m.

La maquinaria auxiliar está formada por:

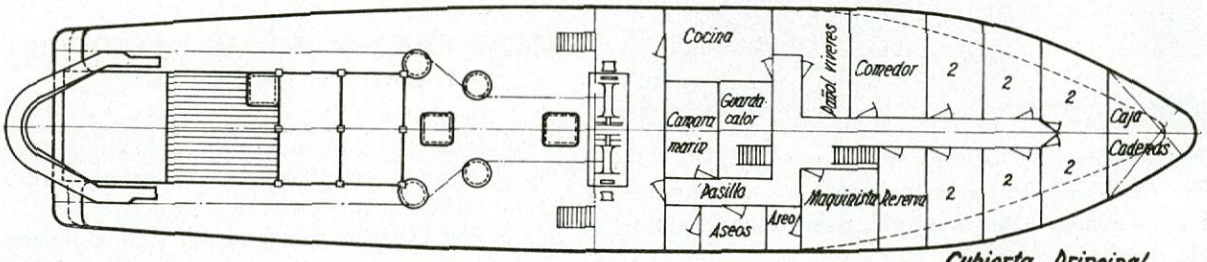
Un motor Otto Deutz de 144 BHP., que acciona las bombas hidráulicas de la maquinilla de pesca Norwinch.

ASTILLEROS DEL CANTABRICO
Y DE RIERA S.A.

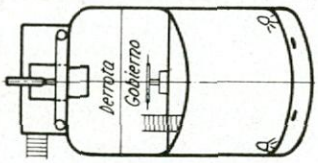
PESQUERO A MOTOR TIPO I



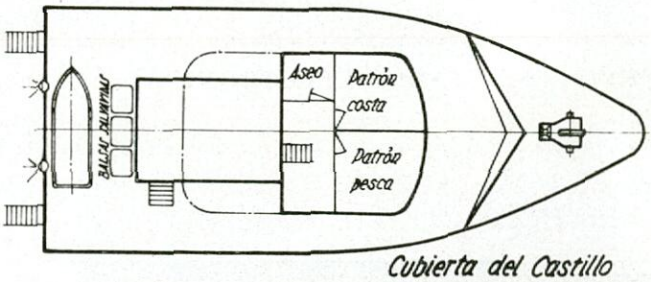
Perfil Longitudinal



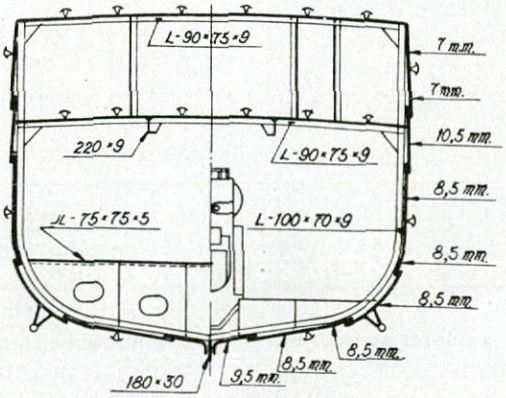
Cubierta Principal



Caseta del Gobierno



Cubierta del Castillo



Cuaderna Maestra

Un grupo auxiliar para servicio de luz, aire y agua formado por un motor Diesel de 2 cilindros y 4 tiempos, dinamo de 8 kilovatios, un compresor y una bomba.

Un grupo formado por motor Diesel de 80 HP., dinamo de 20 kilovatios y las bombas hidráulicas para accionamiento de la puerta y pescantes abatibles.

Un servomotor Hydrapilot y piloto automático Roberston.

Una depuradora de combustible De Laval, y

Electrobombas para los servicios de combustible, agua dulce, salada, etc.

El equipo radioeléctrico está formado por:

Un Radar Rayteon 1.700.

Un receptor Navigator con su registrador automático Tranck plotter.

Dos sondas eléctricas MS-29, un radio-goniómetro y un detector de pesca.

En las pruebas oficiales se obtuvo una velocidad media de 13,5 nudos.

PRIMERA CONFERENCIA NACIONAL DE COMISARIOS DE AVERIAS

Durante los días 28, 29 y 30 de octubre ha tenido lugar la celebración de la "I Conferencia Nacional de Comisarios de Averías", organizada por el Comisariado Español Marítimo".

Presidió las reuniones el Director General de dicha Entidad, Ilustrísimo señor don Pedro Lamet Orozco, que actuaba en nombre y representación del Presidente de la misma, Exelentísimo señor don Luis Hermida Higueras, que no pudo asistir personalmente por encontrarse enfermo.

En las correspondientes sesiones estuvo presente una brillante representación de la Organización de Comisarios de Averías, integrados en dicho "Comisariado Español Marítimo", habiendo asistido, en calidad de observadores, una nutrida concurrencia de personalidades pertenecientes a Centros Oficiales y miembros de Entidades armadoras, aseguradoras, de importación y exportación, etc., etc.

Los títulos de las Ponencias que constituían el temario de esta "I Conferencia Nacional de Comisarios de Averías", ha sido el siguiente:

— "Personalidad jurídica del Comisario de Averías".
— "Lo que debe contener un certificado de inspección de calidad para ser un documento eficiente y completo. Análisis y desmuestres. normalizaciones".
— "El documento de averías como documento probatorio de daños y responsabilidades de terceros".
— "Consideraciones prácticas sobre los problemas que se plantean al Comisario de Averías, con relación al transporte terrestre".
— "Medidas para efectuar un buen control de mercancías en los puertos de origen y destino".
— "La póliza del seguro de transportes".
— "Salvamento de buques".
— "El peritaje de averías de cascos. Control de reparaciones bajo presupuesto y por administración y revisión de las facturas definitivas".
— "La responsabilidad de porteadores y depositarios. Pertinentes medidas a tomar por el receptor para preservar el derecho de su correspondiente acción y los efectos que de ello se derivan al formular después ante el asegurador las subsiguientes reclamaciones sobre riesgos cubiertos".
— "El comisario y el perito ante la Avería gruesa y otros casos prácticos".
— "Ley sobre salvamentos, remolques, hallazgos y extracciones marítimas".
— "Consideraciones sobre el conocimiento de embarque".
— "Sistema de selección, información y control para conseguir una eficiente organización. Coordinación entre comisarios".
— "La administración, factor primordial de la empresa".
— "Relaciones entre el comisario y los agentes del armador, consignatarios de la carga, compañías aseguradoras, etc.".
— "Hacia una unión internacional de Comisarios de Averías".

PREMIO "MANUEL TORRADO VARELA"

Convocatoria para el año 1964

Bajo los auspicios de la Asociación Técnica Española de Estudios Metalúrgicos, y patrocinado por la Empresa Nacional de Autocamiones, S. A., se anuncia la Convocatoria para el año 1964 del Premio "Manuel Torrado Varela", en su VII año, consistente en un premio y dos accésits detallados a continuación:

Premio "Manuel Torrado Varela"	50.000 ptas.
Primer Accésit	25.000 ptas.
Segundo Accésit	10.000 ptas.

Los citados premios serán otorgados por orden de méritos por un Jurado Calificador que, oportunamente se hará público mediante consulta previa con las personalidades que lo integren, a los tres autores de otros tantos trabajos versando sobre cualquier tema relativo a:

— Los metales y aleaciones metálicas en la industria de automoción. Contribución del metalurgista en la reducción de costes en los procesos de elaboración; metalúrgico transformador; maquinabilidad; aligeramiento; control de calidad y seguridad en servicio o duración frente a las causas de degradación.

Los trabajos, cuya extensión o contenido pueden ser proporcionados a la importancia del premio y a la amplitud de materias que pueden abarcar, deberán ser entregados en la Secretaría de la A. T. E. E. M.,

Paseo de Gracia, 50, Barcelona (7), acompañados de un lema escrito en sobre cerrado que contendrá el nombre del autor, *hasta el día* 1 *de marzo de* 1964 *inclusive*. Una vez designados por el Jurado los trabajos premiados se hará entrega de los premios a sus autores en un acto público que oportunamente se anunciará.

Los autores que deseen información más amplia sobre dicho premio, pueden solicitarla en la Secretaría de A. T. E. E. M. Paseo de Gracia, 50 6.º 2.ª, Barcelona (7).

VACANTES

El folleto Documentación Internacional núm 21, de la Dirección General de Organismos Internacionales del Ministerio de Asunto Exteriores publica entre otras las siguientes vacantes:

EN LA OIT (ORGANIZACION INTERNACIONAL DE TRABAJO).

Jefe de proyecto de formación profesional.

Duración del contrato: Doce meses, con posibilidad de prórroga.

Fecha de toma de posesión: Lo antes posible.

Lugar de trabajo: Huancayo (Perú) y viajes por el país.

Idiomas exigidos: Español.

Sueldo: 11.000 dólares anuales.

Requisitos: Muy buena formación general y técnica de nivel ingeniero o formación equivalente; conocimiento profundo de los problemas de la formación profesional, tanto en el sector artesanal como en el sector industrial; experiencia general en organización y administración de un Centro de formación; experiencia personal en materia de enseñanza; dinámico, autoridad personal, capacidad para dirigir un equipo y para trabajar dentro de un medio de cultura diferente y aptitud física para vivir en altitud.

Experto en formación artesanal y desarrollo de las actividades conexas.

Duración del contrato: Un año.

Fecha de toma de posesión: Enero de 1964.

Lugar de trabajo: Panamá (capital), con viajes por el país.

Idiomas exigidos: Español.

Sueldo: 9.400 dólares anuales.

Requisitos: Buena cultura general; conocimiento general de los problemas económicos y sociales de la artesanía y de las pequeña manifestaciones de la artesanía artística; aptitudes pedagógicas y aptitudes para el desempeño de las labores mencionadas.

Experto en la evaluación de los recursos y las necesidades de mano de obra.—COL-I/5(a).

Duración del contrato: Doce meses, con posibilidad de prórroga.

Fecha de toma de posesión: A principios de 1964.

Lugar de trabajo: Bogotá (Colombia).

Idiomas exigidos: Español.

Sueldo: 10.800 dólares anuales.

Requisitos: Conocimientos y experiencias en materia de recolección, evaluación y análisis de la información acerca de la oferta y las necesidades de mano de obra en los diversos sectores de la economía; conocimientos y experiencia relativos a los métodos y la técnica de la evaluación de la mano de obra, comprendidos la determinación y el pronóstico de las necesidades de formación. Comprensión amplia de los usos de la información sobre mano de obra y sobre la relación entre su oferta y demanda en todos los tipos de servicios relativos a la mano de obra, incluyendo particularmente la organización de programas de formación profesional. Capacidad para adaptar los conocimientos, como la experiencia, a las necesidades y los medios de una economía en desarrollo.

EN LA UNESCO (NACIONES UNIDAS PARA LA EDUCACION, LA CIENCIA Y LA CULTURA).

Asesor en ingeniería mecánica (Maquinaria térmica).—VENEZED/SF/9.

Duración del contrato: Dos años, con posibilidad de prórroga.

Fecha de toma de posesión: A partir de la aceptación del empleo.

Lugar de trabajo: Instituto Nacional de Barquisimeto (Venezuela). Barquisimeto es la tercera en importancia de las ciudades venezolanas, y su población actual es de unos 250.000 habitantes; tiene un aeropuerto internacional y es el punto clave de las zonas industriales de Caracas, al este, y de Maracaibo, al oeste. La vida en esta ciudad es sumamente agradable; está situada a 550 metros sobre el nivel del mar y tiene parques y jardines públicos, patios, un clima sano y los alrededores son pintorescos y variados.

Idiomas exigidos: Español.

Sueldo: 16.000 dólares anuales, más subsidios familiar y escolar, gastos de viaje para el experto y sus familiares.

Requisitos: Título universitario o su equivalente en ingeniería mecánica y amplia experiencia en la enseñanza y en la industria.

Experto en planeamiento y organización de la enseñanza técnica y profesional.—CHILED 15.

Duración del contrato: Doce meses.

Fecha de toma de posesión: A partir de la aceptación del empleo.

Lugar de trabajo: Santiago de Chile.

Idiomas exigidas: Español; conveniente el conocimiento del inglés o francés.

Sueldo: 10.922 dólares anuales, más subsidios familiar y escolar, gastos de instalación y de viaje para el experto y sus familiares.

Requisitos: Título universitario en ingeniería, con especialización en orientación profesional. Experiencia regional o nacional en el planeamiento y organización de la educación técnica y profesional de nivel medio.

INFORMACION LEGISLATIVA

MINISTERIO DE OBRAS PUBLICAS

RESOLUCION de la Dirección General de Puertos y Señales Marítimas sobre concesión de autorización a don César de Lombera Pando, como Gerente de "Atlántica, Sociedad Anónima", para ocupar una parcela en la ría de Arosa, con el fin de instalar una rampa varadero para barcos de hasta 500 *toneladas.*

("B. O. del Estado", de 14 de noviembre de 1963, página 16030, número 273.)

MINISTERIO DE EDUCACION NACIONAL

RESOLUCION de la Dirección General de Enseñanzas Técnicas por la que se transcribe relación de aspirantes admitidos a la oposición para proveer la cátedra del Grupo XV "Electrotecnia", vacante en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales.

Finalizado el plazo previsto por la Orden de 7 de mayo de 1963 ("Boletín Oficial del Estado" del 22), para la admisión de aspirantes a la cátedra del Grupo XV, "Electrotecnia", vacante en la Escuela Superior de Ingenieros Navales, cuya oposición fue convocada por la citada Orden.

Esta Dirección General ha resuelto publicar a continuación la lista de aspirantes admitidos a dicha oposición:

D. Vicente Alexandre Campos.

D. Angel Garriga Herrero.

Lo digo a V. S. para su conocimiento y efectos.

Dios guarde a V. S. muchos años.

Madrid, 23 de octubre de 1963.—El Director general, Pío García-Escudero.

Sr. Jefe de la Sección de Escuelas Técnicas.

RESOLUCION de la Dirección General de Enseñanñanzas Técnicas por la que se publica la relación de aspirantes admitidos y excluidos a la oposición para cubrir la cátedra del grupo II, "Física", vacante en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales.

Finalizado el plazo previsto por la Orden de 7 de mayo de 1963 ("Boletín Oficial del Estado" del 20), para la admisión de aspirantes a la cátedra del grupo II, "Física", vacante en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales, cuya oposición fue provocada por la citada Orden.

Esta Dirección General ha resuelto:

1.º Publicar a continuación la lista de aspirantes admitidos a dicha oposición y los excluídos por no reunir las condiciones exigidas en la convocatoria:

ADMITIDOS:

D. Francisco García Moreno.
D. Enrique Gullón de Senespleda.
D. Pablo Hervás Burgos.
D. Fernando Huerta López.
D. José Lozano Campoy.
D. Andrés Luna Maglioli.
D. José Luis Lloret Sebastián.
D. Hilario Mata Cortés.

EXCLUIDOS:

Don Francisco Gascón Latasa (por no acreditar dos años de práctica docente realizados después de la obtención del título de Doctor en Ciencias Físicas).

Don Julián Sánchez Rodríguez (por falta de certificación acreditativa de dos años de práctica docente o investigadora, prevista en el párrafo tercero del artículo tercero de la Orden de convocatoria).

Don Juan de la Rubia Pacheco (por no acreditar estar en posesión de alguno de los títulos que se exigen en la Orden de convocatoria y dos años de práctica docente cumplidos dentro del plazo de peticiones).

2.º Contra las anteriores exclusiones se podrá interponer recurso de reposición en el plazo de quince días, a contar desde el siguiente a la publicación de esta Resolución en el "Boletín Oficial del Estado".

Lo digo a V. S. para su conocimiento y efectos.

Dios guarde a V. S. muchos años.

Madrid, 30 de octubre de1963.—El Director general, Pío García-Escudero.

Sr. Jefe de la Sección de Escuelas Técnicas.

("B. O. del Estado", de 12 de noviembre de 1963, página 15933/934, núm. 271.)

MINISTERIO DE COMERCIO

ORDEN de 6 *de noviembre de* 1963, *por la que se autoriza el abanderamiento en España con el nombre de "Ana María Segunda", al yate de procedencia belga "Anne Marie".*

ORDEN de 6 *de noviembre de* 1963, *por la que se concede el abanderamiento definitivo en España del buque de pesca "Lena Bay", de procedencia marroquí, con el nuevo nombre de "Impetuoso".*

("B. O. del Estado", de 14 de noviembre de 1963, página 16038, núm. 273).

ORDEN de 6 *de noviembre de* 1963, *por la que se delegan las atribuciones conferidas al Ministerio de Comercio por el Decreto* 1849/1963, *de* 11 *de julio, en relación con las primas a la construcción naval, en el Director general de Buques.*

("B. O. del Estado", de 16 de noviembre de 1963, página 16115, núm. 275.)

BIBLIOGRAFIA

The World Shipping Scene.

El "Instituto de Investigaciones Navieras", de Bremen, ha publicado tal como lo venía anunciando hace tiempo, un atlas especialmente orientado a la industria naviera.

El contenido es el siguiente: 90 páginas de mapas a distintas escalas, según el interés que desde este punto de vista les ha parecido a los autores que tienen los distintos puertos. Así, por ejemplo, en el que a España se refiere, aparecen las Canarias a escala muy pequeña; y a una escala grande, varios puertos, entre ellos los de Ferrol, Bilbao, Santander y Vigo, en el Norte de España. No se incluye el de Pasajes ni el del Musel, pero no se sabe exactamente por qué, aparecen —entre los puertos españoles— la ría del Adour y el Puerto de San Juan de Luz.

A continuación hay una sección dedicada a mapas especiales en los que se sitúan los astilleros, refinerías y puertos, con expresión del volumen de buques matriculados en ellos, las zonas de líneas de carga, las líneas principales de tráfico y otros informaciones interesantes. Esta sección ocupa 52 páginas.

A continuación aparecen los textos y las tablas estadísticas complementarias a estos mapas comerciales.

Por último, aparecen distintos índices en los que se indican, para cada puerto, su posición (longitud y latitud) y mercancías que se mueven y también los astilleros con su situación y capacidad de producción.

Los inventores célebres

Obra publicada bajo la dirección de L. Leprince-Ringuet y Gustavo Gili. Barcelona, 1963.

La Editorial Gustavo Gili está publicando una serie de libros en gran formato sobre hombres célebres.

A esta serie pertenece la obra de los Inventores Célebres, como también otras ya publicadas, referentes a los pintores y a los músicos. En realidad el título no está muy afortunado, ya que en el compendio de biografías que componen la obra, se han incluido las de muchas personas, que si bien han colaborado en el progreso de la física y de la ingeniería, no pueden considerarse propiamente como inventores en el sentido que normalmente se le da a esta palabra. Con el fin de dar una idea del concepto de la obra se indica a continuación un resumen del índice de materias:

Vislumbres.—La prehistoria; el período griego, árabes, chinos, y Edad Media.

Luces sobre el mundo.—El reino de los grandes aficionados. Gutemberg, Copernico, Franklin... Fulton.

La expansión de la ciencia (los comienzos del siglo XIX). En torno a la primera pila.

Fresnel y la luz.

Los dos principios (la Termodinámica).

El desarrollo de las máquinas.

Alumbrado y reproducción de las imágenes.

La electricidad se adueña del mundo.

Transmisión de señales.

Nuevo desarollo de la ciencia .El Electrón.

Las alas del hombre.

La conquista del tiempo y del espacio.—El doble advenimiento de la relatividad y de los cuanta.

El átomo y la energía nuclear.

En el alba de la invención colectiva.

La exploración del espacio.

Ensayo de repertorio histórico de los inventores célebres.

Puede observarse que se trata de una historia de la física y de la ingeniería, particularmente de la ingeniería mecánica y especialidades conexas. Sin embargo, no tiene la sistemática de una historia propiamente dicha y el tema está tratado de forma un tanto periodística, añadiendo a las consideraciones generales correspondiente a cada capítulo una serie de notas biográficas de los sabios caracterizados que trabajaron en la materia. Así por ejemplo, en el capítulo denominado "En torno a la primera pila", se incluyen las biografías de Volta, Oersted, Ampere y Faraday.

Ochenta profesores, entre ellos siete premios Nóbel, Irène Joliot-Curie, el príncipe Louis De Broglie, Max von Laüe, Picard y Millikan, entre otros, han sido los que han redactado la obra, escribiendo las biografías o artículos referentes a una rama o período. Esto muestra, por una parte, la calidad de la obra y por otra, su hetereogenidad, ya que aun dentro de un mismo espíritu hay artículos con mucho más detalle y datos concretos que otros, que están orientados al reportaje o a una filosofía de la historia de la ciencia.

Respecto a la selección de los personajes que forman parte de esta obra está un tanto influenciada por el hecho de ser franceses los editores. En el ensayo de repertorio histórico que hay al final del libro, y que se dedica a dar una corta noticia sobre sabios e ingenieros, sucede lo mismo que en el texto principal; y posiblemente sea donde más se nota esta característica. Por ejemplo en la parte dedicada a "Barcos" se citan 44 nombres, de los cuales 20 son franceses. Respecto a nombres españoles se han incluido en la parte principal artículos sobre Monturiol, Peral, Salvá, Torres Quevedo y La Cierva.

Muy bien editada, forma esta obra un volumen de 470 páginas con 149 láminas en negro, y 142 en color, en las que aparecen los retratos de los personajes de que se trata en cada artículo, reproducciones de sus escritos o dibujos o fotografías de los aparatos, laboratorios u otras circunstancias relativas a sus trabajos.