INGENIERIA NAVAL

REVISTA TÉCNICA DE LA ASOCIACIÓN DE INGENIEROS NAVALES

Director: ÁUREO FERNÁNDEZ ÁVILA, Ingeniero Naval

redacción y administración: mayor, 4-6 apartado de correos 56

AÑO III NÚM. 27 CARTAGENA 1.º NOVIEMBRE 1931 TALLERES TIPOGRÁFICOS LA TIERRA PRÍNCIPE DE VERGARA, NÚM. 2

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

Sumario

	ginao		8
Remolcador «Angela Comes», por Francisco Xaxier		Notas Bibliográficas	
Boada	510	Buques Mercantes	
Cálculo vectorial para el estudio de las vibraciones		Las características exactas y el estado de adelanto	
mecánicas, por el profesor David Robertson.		del «Super Ile de France»	537
Traducido, por Ambrosio Espinosa	517	Precio de los buques en 1930	538
Consideraciones prácticas sobre la regulación y ajus-		L'Atlantique	539
te de los motores Diesel, por Andrés Bar-		Las dimensiones del Buque económico	540
cala	526	Máquinas de Vapor	
El salvamento de dotaciones en cascos sumergidos		Las instalaciones de máquinas en el trasatlántico	
por medio del «Ascensor submarino», por		«Bremen» y en sus predecedores	541
Arturo Génova	553	Modernos circuitos de alimentación	550

Dáginas

Remolcador "Angela Comes"

por Francisco Xavier Boada

Con fecha 23 de septiembre de 1930, fué entregado a la Compañía Valenciana de Remolcadores del puerto de Valencia, el remolcador a vapor y a una sola hélice «Angela Comes»

Eslora total			26,15 mts.
Eslora entre	pp		24,40
Manga fuera			5,50
Puntal .			3,12

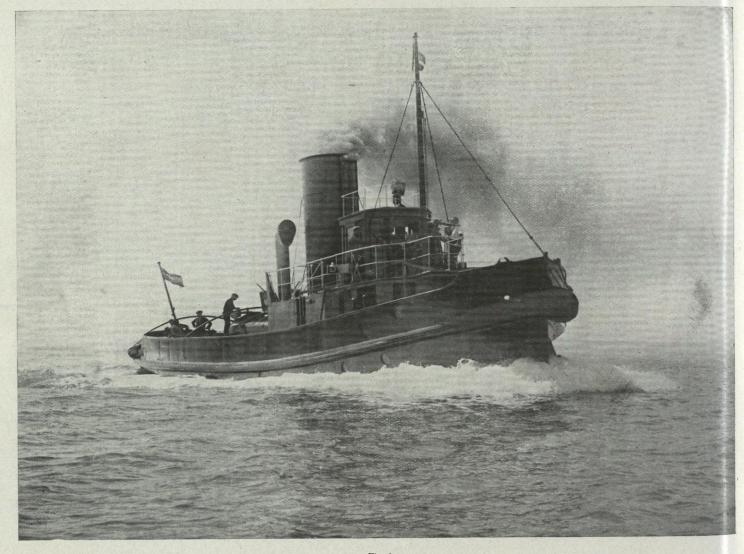
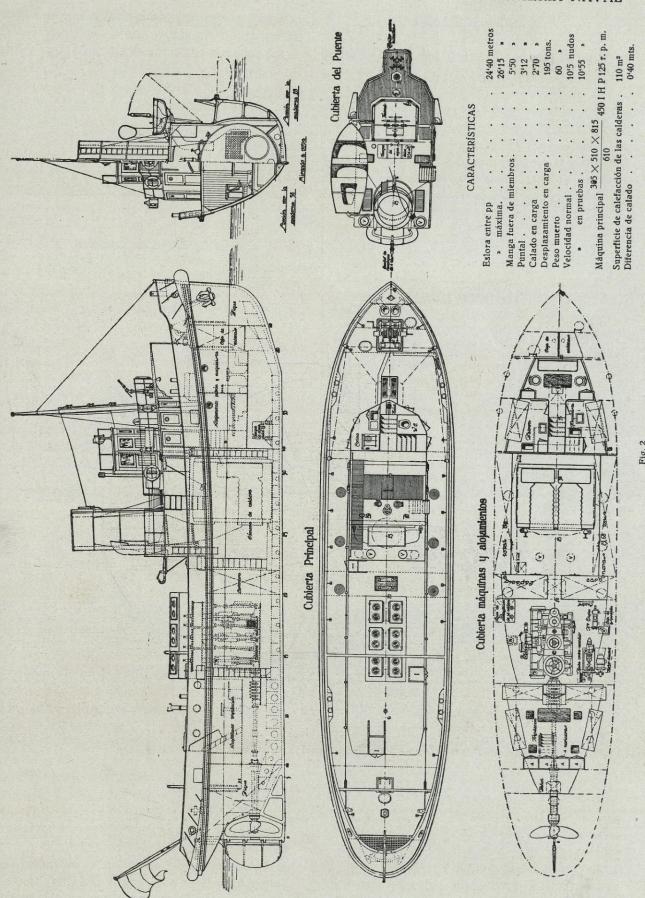


Fig. 1
El «Angela Comes» efectuando las pruebas de velocidad

que por dicha Entidad fué encargado a los Astilleros de Unión Naval de Levante S. A. en Valencia.

En dicha Factoría fué proyectado, construído y equipado en un todo, teniendo las características y datos siguientes:

Calado máximo			2,70 mts.
Desplazamiento en carg	a		195 tons.
Peso muerto			60 »
Arqueo bruto			105,03 tons.
Velocidad (en pruebas)			10,55 nudos
Coeficiente de block.			0,525



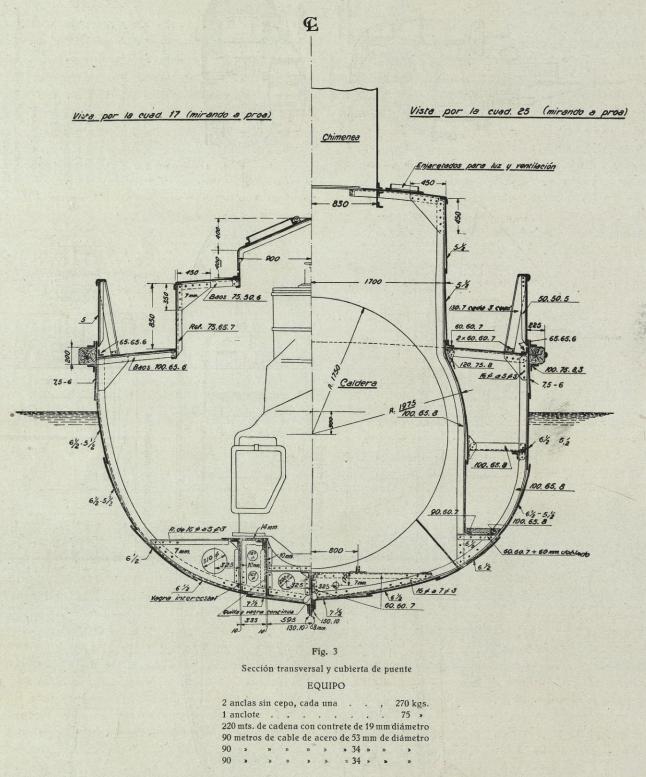
511

Sección longitudinal y cubiertas

Descripción del casco

Completamente de acero de la mejor calidad

estancos al agua que dividen al buque en 5 compartimientos que tienen los destinos siguientes: El primero contando desde proa, es el pique



según prescripciones del Bureau Veritas y del del mismo nombre, en el que vá además la caja Lloyd Register of Shiping, vienen distribuidos de cadenas siendo accesible a ellos por unos en el casco 4 mamparos transversales de hierro

registros situados en la cubierta.

El segundo compartimiento sirve de alojamiento para el Patrón y el Maquinista; por un mamparo transversal y dos longitudinales de madera se divide este compartimiento en 4 espacios, uno en el centro a popa con el acceso desde la cubierta por una escala de madera; el camarote del Patron a babor y el del Maquinista a estribor, y una cámara de banda a banda a proa que sirve para salón o comedor, todo confortable y sencillamente decorado. En estos espacios el piso es de pino así como también los mamparos y el forro interior; cada camarote tiene una litera, una mesa, armarios y un lavabo y en el salón comedor hay una mesa con sofá y dos pequeños aparadores.

El tercer compartimiento es el de la cámara de calderas y espacio para las máquinas, a los lados de esta hay carboneras con una capacidad total de 23,68 tons. con 6 bocas para carbonear convenientemente distribuidas en cubierta. A esta cámara se baja por escalas de hierro desde la misma cubierta.

El cuarto compartimiento está dividido por un mamparo transversal de hierro en dos es pacios independientes, teniendo cada uno su acceso desde la cubierta por una escala; el mavor a proa sirve para alojamiento de la tripulación y el otro es un pañol. El piso del alojamiento es de pino y van distribuidas literas para cada uno de los 4 que componen la tripulación.

El quinto y último compartimiento es el destinado a pique de popa que sirve a la vez como tanque de agua de alimentación, siendo accesible a él por un registro situado en cubierta.

Los alojamientos mencionados en el segundo y cuarto compartimiento reciben la luz y ventilación por portillos y lumbreras. La cámara de calderas recibe asimismo la luz por enjaretados de hierro situados alrededor de la chimenea, y su ventilación consiste en 2 ventiladores de gran diámetro.

Sobre cubierta viene el pozo de la caldera y sobre éste en su parte de proa la caseta del timonel accesible por una escala. A proa y debajo de esta caseta va la cocina, un W. C. y un pequeño pañol. A continuación y hacia popa viene el tambucho de la cámara de máquinas, en donde corre en toda su longitud una lumbrera con dispositivos para mantenerla abierta en cualquier posición, para dar luz y ventilación a esta cámara.

Descripción del Equipo

Para la maniobra de remolque, fondeo y atraque, etc., lleva a proa un molinete a vapor, dos escobenes con sus dos correspondiente anclas de leva sin cepo de 270 kilos de peso cada una, y con cadena de 19 mm de diámetro. En la amurada van dos groeras a proa y dos a popa, 4 bitas dobles 2 a proa y dos a popa y una en cruz a popa. El palo es de madera con la jarcia muerta y de labor correspondiente y a babor van situados dos pescantes para un pequeño bote de ser-

Rigidamente sujeto al pozo de calderas va un gancho de remolque giratorio, y para que el cable de remolque no pueda engancharse o rozar en la superestructura se han previsto dos arcos de remolque que sirven de defensa y guía a la vez. A popa va un gran enjaretado de madera que sirve de defensa al sector del timón, y éste va movido por guardines, y maniobrado desde la caseta donde está el servomotor. Delante de esta caseta está situado el monitor contra-incendios.

Descripción de máquinas y calderas

Construída la máquina principal a vapor, por la casa Alexandre Hermanos de Barcelona es una alternativa, vertical, de tipo marino y triple expansión con condensador de

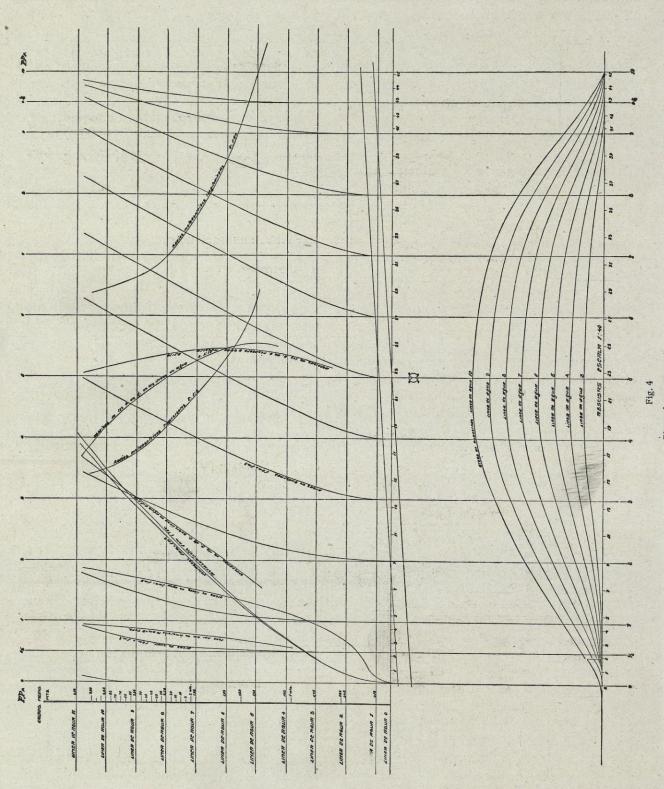
$$\frac{305\times510\times815}{610}$$

y de una potencia de 402 I. H. P. con 112 r.p.m. y un peso aproximado de 19 tons. Acopladas al cilindro de media tiene las bombas de aire, sentina, circulación y alimentación con unos diámetros respectivos de 290 m/m., 65 m/m., 165 m/m. y 65 m/m.

La caldera para la producción del vapor necesario al funcionamiento de la máquina principal, así como para las bombas, turbo-dínamo, molinete, servo-motor y otros aparatos destinados al servicio del buque, está construída en los Talleres Valencia de Unión Naval de Levante, S. A. y es cilíndrica, de llama de retorno del tipo corriente marino, de 3,50 mts. de diámetro y 2,80 mts. de longitud, trabajando a una presión de 13 kgs c/m².; tiene los hornos de tipo ondulado con una superficie de calefacción de 110 m.2 Lleva esta caldera una válvula doble

de seguridad, dos niveles, un grifo de extracción de superficie y otro de fondo que van a para al mar.

En la misma cámara y a estribor hay instalado un grupo turbo-dínamo A. E. G. de 3 kw. para suministrar el flúido en el buque. Surte este



En la cámara de máquinas además de las mencionadas, va situado un tanque de alimentación de la caldera en el costado de babor.

grupo además a un proyector de un kw. capaz de iluminar a 2 kilómetros de distancia, en el tope del palo hay una lámpara Morse para señales, en la cámara de máquinas un cuadro que es el general con sus voltimetros, amperimetros interruptores y fusibles correspondientes y en

que es parte integrante del monitor que está instalado sobre el puente de mando. Esta bomba es centrífuga con caja de hierro fundido, di-

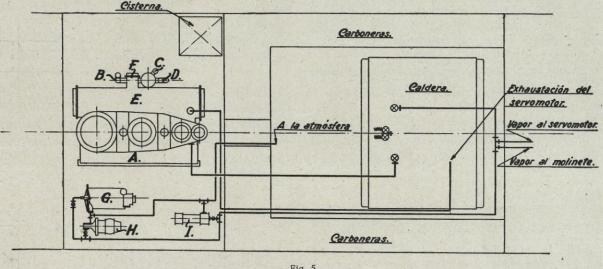
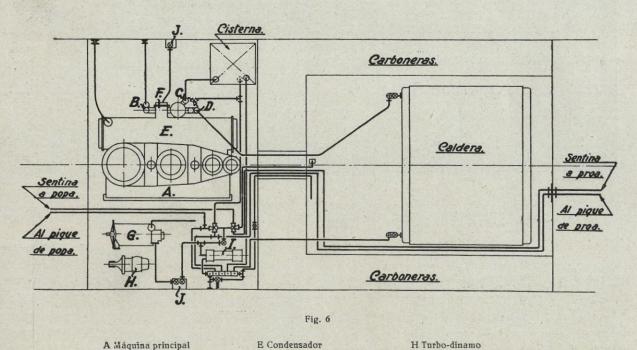


Fig. 5

- A Máquina principal
- B Bomba de sentina
- C Bomba de aire
- D Bomba de alimentación
- E Condensador
- F Bomba de circulación
- G Bomba contra-incendios
- H Turbo-dinamo
- I Bomba de sentina y lastre

el puente de mando otro cuadro que es solo vidida horizontalmente; la máquina que acciopara las luces de servicio y situación.

na esta bomba es una turbina de acción direc-



F Bomba de circulación

G Bomba contra-incendios

situada una bomba contra-incendios suministrada por la Casa Drysdale & de C.º Glasgow y

D Bomba de alimentación

B Bomba de sentina

C Bomba de aire

Al mismo lado del grupo turbo-dínamo está tamente acoplada, con su correspondiente regulador de velocidad y demás accesorios.

I Bomba de sentina y lastre

I Caja de aspiración del mar

El monitor de bronce de cañón va montado

sobre una columna a proa del puente, dotado de cuatro acoplamientos para mangueras flexibles y comunicado por medio de tuberías de amplia sección con la bomba, que como ya he indicado está situada en la cámara de máquinas. Este monitor está provisto de tantas válvulas como acoplamientos para mangueras y es capaz de impulsar 60 tons. de agua de mar por hora a una altura de 18 mts. sobre el monitor y saliendo por una lanza de 30 m/m. de paso.

Se dispone además y en el mismo lado de estribor de otra bomba Duplex de la Casa Weise & Monski, cuya función es el achique de la malmente accionando el mecanismo a vapor, y otra de más diámetro que accionará el servo a mano, estando desconectados los cilindros de vapor.

Molinete del ancla

Para las faenas de fondeo y de izar las anclas va situado a proa un molinete movido a vapor construído por Scharffe & C.º de Lubeck, con contramarcha para accionamiento a vapor y a mano, este último en forma de un accionamiento de manívela. La placa de fundación del molinete lleva debajo las gateras para el paso de la cadena hasta su caja situada bajo la cubierta.

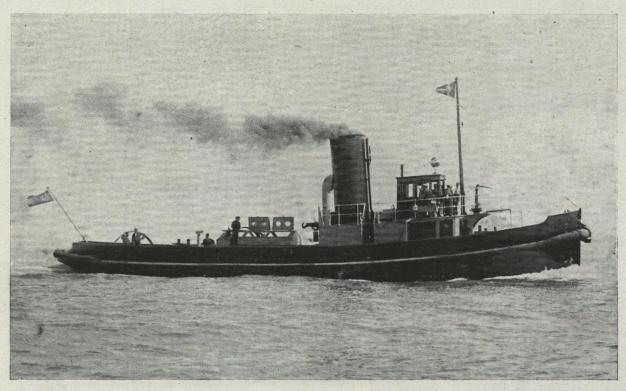


Fig. 7 El «Angela Comes». Vista general

sentina y también aspiración de agua del mar, con una capacidad de 4 tons. por hora.

Servo-motor a vapor

Suministrado por Donkin & C.º de Newcastle, va situado este aparato en la caseta del puente de mando y transmite su movimiento a la caña del timón por medio de guardines de cadena y cabillas de acero. Es robusto, de tipo de cadena y capaz de cambiar el timón de extremo a extremo de su carrera en 30 segundos, siendo el ángulo que gira a cada banda de 42º. Sobre la máquina del servo van montadas dos ruedas de maniobra, una pequeña que se utilizará nor-

Tuberías a vapor

Conforme se indica en el esquema número 5 de la caldera parte una tubería para la máquina principal, y otra para las máquinas auxiliares como son el servo-motor, molinete, bombas y turbo-dínamo. La exhaustación de las máquinas auxiliares y molinete es a la atmósfera y la del servo-motor al condensador.

Tuberias de sentina, lastre y agua de mar

La alimentación de la caldera puede ser por la bomba de alimentación de la máquina principal que toma el agua del tanque, o bien por la bomba Duplex que puede tomarla directamente del mar o también del tanque.

El servicio de lastre está combinado de manera que se puede achicar o llenar según las exigencias, por medio de los dos grifos que ya se indican en el esquema número 6. Se puede aspirar de una sentina y llenar un pique, pudiéndose también llenar los piques directamente del mar.

Las tuberías de sentina son 3, sentina a proa, en cámara de calderas y a popa todas aspiradas por la bomba Duplex, expulsan al mar o a los piques. La impulsión de esta bomba va a parar a una caja de válvulas de 5 cuerpos que distribuyen el agua a los distintos ser-

vicios del buque como son lastre, alimentación auxiliar y tanque de alimentación, etc. Ademas lleva una válvula de seguridad para que en caso de alcanzar una presión determinada ex pulse al mar, esta misma tubería tiene un ra mal con una válvula que suministra agua al tanque sanitario de cubierta.

La bomba contra-incendios aspira directamente del mar para impulsar al monitor situado en el puente conforme puede verse en el esquema número 6.

De la breve descripción que antecede se habría deducido que el fin propuesto fué solamente dar una ligera idea del buque remolcador y de sus servicios más importantes.

Cálculo vectorial para el estudio de las vibraciones mecánicas

por el profesor David Robertson D. Sc.

Traducido por Ambrosio Espinosa Ingeniero Naval

(Conclusión)

10.-Lugar geométrico de los extremos de los vectores de desplazamiento con frecuencia variable

La figura 15 pone de manifiesto como va-

rían las posiciones diversas de los vectores de desplazamiento con la frecuencia de la fuerza armónica exterior cuando la amplitud de esta fuerza es constante. Está trazada para el caso particular a que se refería la figura 8, o sea $\frac{\alpha}{\omega_0}=0,1097$ siendo la amplitud de la vibración natural, al final de cada ciclo, el 50 $^{\rm o}/_{\rm o}$ de la correspondiente al principio. La vibración natural puede considerarse desaparecida, en la práctica, transcurridos de 6 a 9 ciclos.

El lugar geométrico de los extremos de los vectores de desplazamiento es prácticamente una circunferencia descrita sobre la amplitud máxima como diámetro; para una extensa gama de frecuencias usuales, el error que se comete al considerar dicho lugar geométrico como una circunferencia perfecta es despreciable, y a medida que la fricción es menor, tanto más

próxima a la verdad resulta la sustitución citada.

La circunferencia en cuestión pasa por los puntos O y M, muy próximo al B y no tan próximo al A, siendo A y B puntos del verdadero lugar geométrico.

En la figura 15, OF es el vector representativo de la fuerza exterior, AO el desplazamiento fijo o estático producido por dicha fuerza y OB la amplitud de resonancia. Con B como

centro, y con un radio igual a $\frac{AO}{2}$ describase un arco hasta cortar a la circunferencia descrita sobre OB como diámetro, en un punto D. OD da la dirección de la amplitud máxima cuya longitud OM puede ahora determinarse.

Como BOM es, aproximadamente, igual a \$\psi\$, M estará casi en la vertical del punto B. Siempre que la fricción no sea muy exagerada, será suficientemente exacto situar M sobre dicha vertical y a una altura sobre B igual a la del punto E, medio de la longitud OA.

En la figura 15 se han trazado diversos vec-

ores para frecuencias próximas a la de resonancia. En ella se ve que, para este caso, la mayor parte del lugar geométrico está cubierta por una pequeña gama de frecuencias, desde el 80 °/o hasta el 120 °/o de la correspondiente a resonancia o frecuencia propia. A medida que la fricción disminuye, la gama o escala de frecuencias para una distancia angular determinada, desde OB, se va haciendo menor.

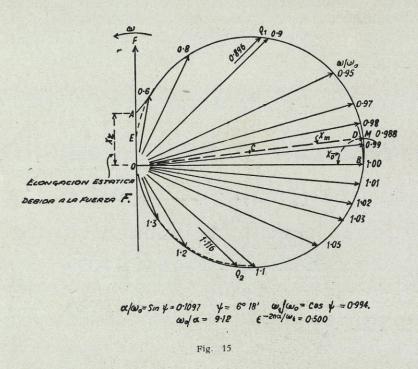
Las frecuencias para las cuales son iguales las dos componentes de F, o sea la Ft en fase

La ecuación 9 (11) puede escribirse en esta forma:

$$X = X_z \frac{\omega_o^2}{\omega_o^2 - \omega^2} \cdot \frac{\omega_o^2 - \omega^2}{\sqrt{(\omega_o^2 - \omega^2)^2 + 4\alpha^2 \omega^2}} \quad 10 (4)$$

$$= X_z \left[\frac{\omega_o^2}{\omega_o^2 - \omega^2} \right] \cos \varphi \qquad 10 (4)$$

y como la cantidad encerrada entre corchetes representa el valor que tendría X si no hubiese



y la energética F_e , es decir, las que hacen $\phi=45^{\circ}$ ó $\phi=135^{\circ}$, han sido llamadas por Kennelly «frecuencias cuadrantales» indicando que la mayor parte de los fenómenos asociados con la resonancia ocurren entre estas dos frecuencias. Las velocidades de fase correspondientes vienen dadas por

$$\omega_0^2 - \omega_g^2 = \pm 2 \alpha \omega_g$$
 10 (1)

$$\acute{o} \quad \omega_{g} = \mp \alpha + \sqrt{\omega_{o}^{2} + \alpha^{2}} = \omega_{o} \mp \alpha \quad 10 \quad (2)$$

La extensión de la gama de frecuencias es por lo tanto, 2 α .

En la figura 16 se han trazado diversos lugares geométricos para varias fricciones y en la misma se han señalado varios lugares geométricos correspondientes a diversas frecuencias constantes con fricción variable. fricción o resistencias pasivas, se deduce de 10 (4) que los lugares geométricos de frecuencia constante son círculos cuyos diámetros son las amplitudes que corresponden a cada frecuencia en el caso de no existir resistencias pasivas.

El diagrama de la figura 16 pone de manifiesto como a medida que la fricción aumenta, la amplitud o elongación, a cada frecuencia, se acerca a la de resonancia tanto azimutalmente (en cuanto a fase) como en magnitud. En otros términos, la diferencia de fase de la fuerza exterior respecto a la cuadratura con el desplazamiento disminuye a medida que las resistencias pasivas aumentan.

En el caso real de las vibraciones mecánicas la fuerza enderezadora está producida por la reacción elástica de la deformación de alguna parte del sistema del vibrador, llegando a ocurrir la fractura si la fuerza excede de la resistencia del material. Dentro del límite de elasticidad, la fuerza es proporcional a la deformación, o sea a la elongación o desplazamiento; por lo tanto, para una amplitud X, la fuerza elástica enderezadora es

$$F_{F} = \frac{X}{X_{2}} \cdot F = F \frac{\omega_{0}^{2}}{\sqrt{(\omega_{0}^{2} - \omega^{2})^{2} + 4 \alpha^{2} \omega_{2}}} 10 (5)$$

con la máxima amplitud será

$$F_{rm} = \frac{X_m}{X_z}$$
. $F = F \cdot \frac{{\omega_0}^2}{2 \alpha / {\omega_0}^2 - \alpha^2}$ 10(6)

y en el caso de resonancia

$$F_{ro} = \frac{X_o}{X_z} F = F \cdot \frac{\omega_o}{2 \alpha}$$
 10(7)

en que la fuerza exterior pasa por cero, tendremos:

$$f = F sen \omega t$$
 11 (1)

$$x = X \operatorname{sen} (\omega t - \varphi)$$
 11 (2)

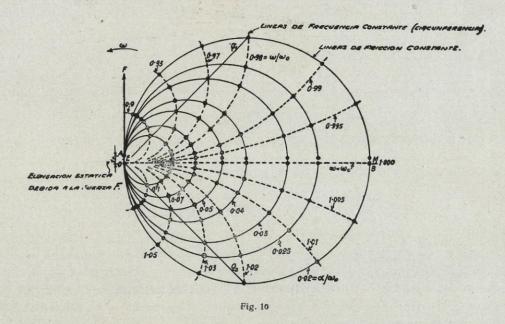
$$v = V \cos(\omega t - \varphi) = \omega X \cos(\omega t - \varphi)$$
 11 (3)

La potencia absorbida, en cada instante, es igual al producto de la fuerza por la velocidad luego

$$p = f v = F V sen \omega t cos (\omega t - \varphi)$$
 11 (4)

$$= \frac{1}{2} \omega F X \{ sen \varphi + sen (2 \omega t - \varphi) \} \quad 11 (5)$$

Esta expresión consta de un término cons-



Cuando la fricción es pequeña y la frecuencia próxima a la de resonancia, la amplitud de la fuerza enderezadora puede ser muy considerable por ser muy grande el factor del segundo miembro, pudiendo sobrevenir la rotura aun con una pequeña fuerza exterior. Este peligro queda considerablemente disminuído cuando la fricción es elevada.

11. – Potencia necesaria para mantener las vibraciones.

Contando los tiempos a partir del instante

tante y otro variable armónico de frecuencia doble que la vibración. Este último es debido a la componente de la fuerza en fase con el desplazamiento y corresponde a la aparición y desaparición de una parte de la energía potencial de la vibración suministrada por el agente exterior, la debida a la diferencia entre la fuerza enderezadora natural y la necesaria para la frecuencia impuesta. Su media es igual a cero a lo largo de un número entero de ciclos a lo largo de un tiempo lo suficientemente grande que permita despreciar cualquier fracción de ciclo.

La potencia media es, por lo tanto,

$$P = \frac{1}{2} \omega F X sen \varphi = \frac{1}{2} \omega F_e X \qquad 11 (6)$$

$$= \alpha \omega^2 X^2 M$$
 11 (7)

$$= \frac{F}{M} \cdot \frac{\alpha \omega^2}{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4 \alpha^2 \omega^2} \{\text{según 9 (10)}\} \ 11 \ (8)$$

La energía por ciclo es,

$$W_e = P \frac{2 \pi}{\omega} = \pi F X sen \varphi = \pi F_e X$$
 11 (9)

$$W_e = 2 \pi \alpha \omega X^2 M$$
 11 (10)

$$W_{v} = \frac{1}{2} \omega^{2} X^{2} M \qquad 11 (11)$$

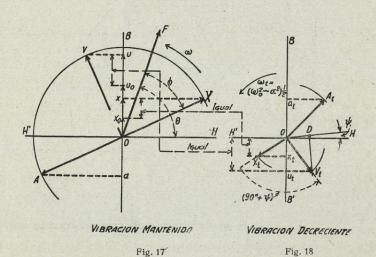
$$\frac{W_e}{W_v} = \frac{4 \alpha \pi}{\omega} = 2 \lambda$$
 11 (12)

jes con muy distintas presiones de aire, habiendo llegado a la conclusión de que la relación W_e/W_v no es constante aún con amplitudes de oscilación de solo 1.º—30' a cada lado, sino que varía con la amplitud según la ley A+BX, donde AyB son constantes para cada péndulo dentro de la misma presión de aire. De ahí se deduce que una parte de las resistencias pasivas de esos péndulos es proporcional al cuadrado de la velocidad.

12.—Vibraciones forzadas.—Estado variable o transitorio

Si la fuerza exterior alternativa se aplica de repente estando el cuerpo vibrador en reposo, la vibración comienza partiendo de un estado en que simultáneamente es cero el desplazamiento y la velocidad.

No existe en las vibraciones entretenidas instante alguno en que esa condición se satisfaga, pero en cualquier caso la fuerza puede arrancar o iniciar la vibración en cualquier



Diagramas vectoriales en el instante inicial de la vibración forzada

Vemos, por lo tanto, que el decremento logarítmico \(\lambda\) es la relación de la energía absorbida por medio ciclo a la energía de la vibración.

La relación W_e / W_v es de gran importancia en relación con los péndulos y volantes de los relojes, pues las dos terceras partes de los errores debidos a la acción no constante del mecanismo de escape, son proporcionales a ella.

El autor ha efectuado en su laboratorio gran número de experiencias para determinar la energía absorbida por los péndulos de relopunto de su ciclo. También el vibrador podrá no estar inicialmente en su posición media o de reposo, sino tener un desplazamiento determinado en el momento en que empieza la aplicación de la fuerza.

Desde que la vibración comienza empieza a transcurrir, un período variable en el que dicha vibración no cumple las condiciones del estado de vibración entretenida, pero que al cabo de un tiempo más o menos largo alcanza, prácticamente, esas condiciones.

La ecuación diferencial para el movimiento

de un cuerpo vibrador sometido a una fuerza exterior armónica es:

$$\omega_0^2 \times + 2 \alpha v + a = \frac{F}{M} sen (\omega t + \varphi)$$
 12 (1)

mientras que la misma ecuación, separando la fuerza exterior sería

$$\omega_0^2 \times + 2 \alpha v + a = 0$$
 12 (2)

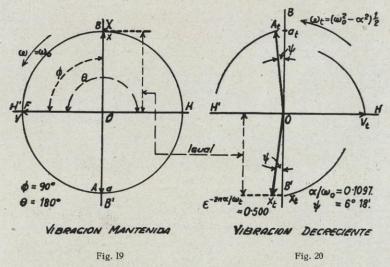
Si x_1 es una solución de la primera de estas dos ecuaciones y x_2 una de la segunda, es fácil demostrar, por diferenciación y sustitución, que $x_1 + m x_2$ donde m es una constante, satisface también a la primera ecuación y es, por lo tanto, otra solución de ella.

(1) den como resultantes las condiciones iniciales del fenómeno real.

El período variable desaparece más o menos rápidamente según el valor de α y puede considerarse que ha cesado tan pronto hayan transcurrido $\frac{\omega_0}{\alpha}$ ciclos.

Cuando la frecuencia forzada por el agente exterior es la misma que la de la vibración amortiguada, los dos vectores giran a la misma velocidad y la vibración resultante tiende progresiva y continuamente al estado uniforme de vibración entretenida.

Si, por el contrario, los vectores tienen diferente velocidad de fase, la amplitud de la vibración resultante va creciendo y decreciendo alternativamente, según vayan acercándose a



Diagramas vectoriales en el instante inicial de la vibración forzada rosonante

La solución particular que nos interesa en nuestro caso es aquella que satisfaga también las condiciones iniciales.

La vibración inicial que se produce al ser aplicada de repente una fuerza exterior alternativa se compone de dos partes:

(1).—Una vibración entretenida de la misma frecuencia que la fuerza, cuya amplitud viene dada por las ecuaciones 9 (10) y 9 (12) y la fase por la 9 (8).

2.—Una vibración amortiguada natural del tipo de la ecuación 7 (10), con la velocidad de fase $V_{\omega^2} = \alpha^3$ cuya amplitud y fase están determinadas por la condición de que el desplazamiento y velocidad iniciales combinados con el desplazamiento y velocidad de la vibración

estar en fase o en antifase las variaciones componentes. De esta forma se producen variaciones periódicas o pulsaciones en la diferencia entre la vibración variable y la entretenida a la cual, desde luego, tiende, pero no en forma gradual como en el caso antes considerado.

Cuando el amortiguamiento de la vibración decreciente es considerable, el período variable de la oscilación resultante desaparece, en la práctica, tanto más rápidamente cuanto que las pulsaciones de su amplitud máxima se hacen enseguida casi inapreciables, pero cuando el amortiguamiento es pequeño se hacen bastante sensibles. Con muy ligero amortiguamiento y cuando las condiciones iniciales del período variable son estando el vibrador en su posición

media o de cero, la amplitud de la oscilación resultante crece en su pulsación hasta un máximo muy próximo al doble del que tendrá la vibración entretenida final y decrece hasta casi el valor cero. Sucesivamente los máximos van siendo cada uno menor del precedente y cada mínimo mayor del anterior hasta que, finalmente, el período variable ha desaparecido alcanzando, en la práctica, el estado entretenido o uniforme.

Debe prestarse atención al hecho explicado de que las primeras oscilaciones del período variable pueden ser de cerca del doble de la amplitud del movimiento entretenido, pues esa circunstancia debe ser tenida en consideración por el peligro de fractura que supone si el sistema vibrador no admite desplazamiento tan considerable.

respectivamente, en $x - x_0$ y en $v - v_0$ a los que corresponden a la vibración entretenida.

El diagrama vectorial de la vibración componente amortiguada o decreciente está representado en la figura 18. En el instante inicial el desplazamiento es x_0-x y la velocidad v_0-v de modo que la combinación de ambas vibraciones dará como resultante aquella en que los valores, en ese momento, de dichas variables son, respectivamente x_0 y v_0 . Los vectores de desplazamiento y de velocidad que satisfacen estas condiciones están determinados siguiendo las indicaciones explicadas en la sección 8.

Puesto que $\frac{\omega}{\omega_o}$ y $\frac{\alpha}{\omega_o}$ pueden tener cualesquiera valores positivos y se puede elegir arbitrariamente el desplazamiento y velocidad ininiales, así como la fase de la fuerza en el ins-

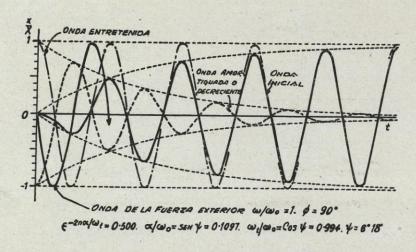


Fig. 21
Diagrama ondulatorio de vibración resonante

La figura 17 es un diagrama vectorial para la vibración uniforme o entretenida señalándose el vector F en la fase con la cual la fuerza solicita al vibrador en el instante de su aplicación repentina; xo y vo son el desplazamiento y la velocidad que tenía el cuerpo en ese instante debido a un estado de movimiento anterior, (a estas variables se les asignaría el valor cero si la aplicación de la fuerza armónica E se hace estando el cuerpo en reposo en su posición media). Sean x y v los valores correspondientes a la vibración entretenida, con esa fuerza oscilante para la fase particular o instantánea de F representada en la figura. Los valores efectivos, en ese instante, del desplazamiento y de la velocidad son, por lo tanto, inferiores, tante de ser aplicada, hay una variedad infinita de períodos variables de arranque. En las fíguras 19 a 24 se han indicado solamente dos casos, en ambos el vibrador parte de la posición cero a media y en los dos casos se ha supuesto que la fuerza exterior empieza a actuar en el momento en que el desplazamiento de la vibración continua o entretenida es máximo, el cual corresponde al mayor desplazamiento inicial de la onda decreciente. En ese instante es nula la velocidad correspondiente a la vibración continua y el vector velocidad de la onda amortiguada es horizontal, encontrándose con una diferencia de fase de $-(90 + \phi)$ con respecto al vector de desplazamiento. Las características de la vibración componente amortiguada viene dada, pues, por las ecuaciones 8 (2) y 8 (3) con signo contrario, siendo ahora x_0 , en ecuaciones, el máximo desplazamiento de la vibración entretenida.

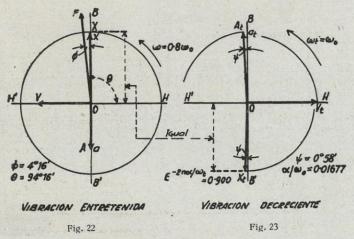
Las figuras 19 a 21 se refieren al caso de resonancia en que no existe pulsación o variabilidad respecto a las condiciones armónicas, sino solamente una marcha gradual hacia la vibración continua normal. En las figuras 22 a 24, en cambio, con $\omega=0.8~\omega_o$, hay pulsaciones bien acentuadas.

Es digno de notarse que las figuras 19 y 20 o las 22 y 23 representan, vectorialmente, las vibraciones consideradas en forma tan completa como los diagramas ondulatorios de las figuras 21 y 24, pero mientras los cálculos relativos a estos últimos y su trazado suponen la

péndulo colóquese un pequeño alambre proyectado hacia afuera con gancho en su extremidad, del que, a su vez, se colgará otro péndulo formado por un hilo largo con una pequeña masa en su extremidad. De este modo, el desplazamiento del punto de suspensión del péndulo ligero tendrá sobre él como efecto, la aplicación de uña fuerza armónica en fase con el movimiento del péndulo principal.

El hilo deberá tener tres anillas o garras de suspensión en distintos punto de su longitud, ajustadas convenientemente para que colgándolo de cada una de ellas resulte su período de oscilación respectivamente menor, igual o mayor que el del péndulo grande.

Es conveniente tender, ante los péndulos, una plomada que sirva de referencia determi-



Diagramas vectoriales en el instante inicial de la vibración forzada con $\,\omega=0$ °8 $\,\omega_{o}$

labor de un día los diagramas vectoriales requieren, solamente, algunos minutos.

13.—Demostración experimental de vibraciones forzadas

Fácilmente puede tenerse una desmostración experimental de los fenómenos relativos a las vibraciones forzadas. Tomemos, para ello, un péndulo pesado con barra y resorte o cuchillo de suspensión, tal como el péndulo de un reloj, cuyo semi periodo sea, por ejemplo, de un segundo; es conveniente que su oscilación esté mantenida mediante aparato de relojería o eléctrico, aunque siendo muy pesado el péndulo, no es absolutamente necesario.

Cerca de la parte superior de la barra del

nando la posición central o cero, debiéndose proyectar sobre dichos péndulos cuando estén en reposo.

Cuando el péndulo auxiliar tenga su bola o lenteja de corcho o madera ligera, la energía de la vibración se reducirá a un mínimo y su decrecimiento será rápido, obteniéndose prácticamente la cesación del movimiento en dos o tres minutos, por ejemplo.

Con una bola o lentaja de plomo, pero de iguales forma y dimensiones, la energía que entre en juego en la vibración será, para la misma amplitud, unas 15 veces mayor, mientras que las fuerzas friccionales o resistentes serán prácticamente las mismas. En estas condiciones la vibración natural persistirá mucho más tiempo, 15 a 30 minutos por ejemplo. La bola pesada se empleará, por lo tanto, preferentemente

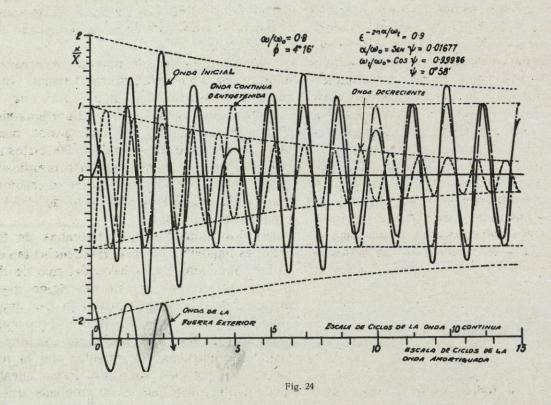
para estudiar el período variable de las vibraciones forzadas.

En todo caso, a partir del momento en que empiece una vibración forzada, la duración del periódo variable será igual a la del movimiento naturalmente amortiguado del péndulo auxiliar cuando esté colgado de un soporte fijo.

Cuando los péndulos no están sincronizados, es muy curioso e interesante registrar el aumento y decrecimiento periódico de la vibración del péndulo (período pulsatorio antes descrito y representado gráficamente en la figura 24) causado por la vibración componente amortigcada, así como el observar los cambios consiguientes de fase. Estando inicialmente retrasada la vibración respecto a la fuerza motora trasado respecto a la fuerza y disminuyendo cuando está aquel en adelanto respecto a esta. En el primer caso la componente energética de la fuerza está en fase con la velocidad en el segundo en oposición de fase.

14. - Algunas conclusiones prácticas.

Por regla general las vibraciones son perjudiciales o molestas y deben ser suprimidas o amortiguadas tanto como sea posible. Las fuerzas que son causas de ellas deberán reducirse al mínimo mediante el equilibrado o compensación de masas móviles, las resistencias pasivas opuestas al movimiento vibratorio deben ser tan grandes como se pueda y la frecuencia na-



exterior, a causa de la diferencia entre las frecuencias de la vibración continua y la amortiguada, va alcanzando paulatinamente a la fuerza hasta adelantarla. Cuando el avance de la vibración ha alcanzado cierto máximo, empieza aquella a perder fase hasta volver a quedar retrasada respecto a la fuerza, repitiéndose nuevamente esta evolución a partir del instante en que dicho retraso alcance su máximo.

Una observación cuidadosa permitirá apreciar que la vibración va aumentando durante los períodos en que el desplazamiento está retural de los cuerpos u órganos propensos a vibrar se procurará hacer tan diferentes como prácticamente se pueda de la frecuencia de las fuerzas exteriores alternativas o variables.

Una ojeada a la figura 15 o a la fórmula correspondiente, pone de manifiesto que mientras con una frecuencia natural muy elevada (ω/ω_0 muy pequeño) la amplitud se acerca a X_z , tiende a ser casi nula cuando dicha frecuencia propia es muy pequeña (ω/ω_0 muy grande). Es preferible, por lo tanto, que, dentro de la condición de que ambas frecuencias sean muy dis-

tintas, procurar que la natural o propia sea más bien inferior que superior a la forzada.

Tal es la razón por la que las máquinas se cimentan sobre macizos pesados cuya gran masa hace bajar la frecuencia natural del conjun to. Sin embargo, no debe olvidarse que los medios de fijación de la máquina a su cimentación son de por sí elásticos y permiten una vibración relativa entre los elementos que unen y que el mismo bloque o cimiento puede no vibrar como un conjunto indeformable, sino que su elasticidad permite movimientos vibratorios de sus diversas partes en relación a su centro de gravedad. Así pues existe un complejo conjunto o sistema de vibraciones cada uno con su frecuencia propia debiéndose evitar la concordancia de cada una de ellas con la de las fuerzas exteriores.

Diversos medios amortiguadores permiten aumentar el a de la vibración natural y contribuir así al más rápido decrecimiento de las vibraciones. Reducen también la amplitud de la vibración forzada cuando la frecuencia impuesta no está muy lejos de una cuadrantal (véase sección 10), pero no modifican apenas la amplitud cuando ambas frecuencias (la propia y la forzada) son muy diferentes.

Existen otros casos en que, lejos de ser perjudiciales, las vibraciones son necesarias; tal ocurre en determinados instrumentos como indicadores de máquinas, oscilógrafos y diafragmas de aparatos telefónicos y gramofónicos. En estos casos se requiere que la deflexión sea, en cada instante, proporcional a la fuerza y que la relación

Desplazamiento Fuerza

sea constante a todas las frecuencias. Tales condiciones solo pueden satisfacerse en la práctica, en las proximidades del punto A de la figura 15 donde la amplitud del desplazamiento es proporcional a la fuerza y está en fase

con ella, y, entre ciertos límites, es independiente de la frecuencia y del grado de amortiguamiento.

Además, en esos instrumentos, no es suficiente que respondan solo a las vibraciones contínuas o entretenidas, deben registrar con suficiente fidelidad determinados fenómenos variables, siendo raro que las ondas que tienen que registrar sean exactamente sinusoidales.

El peor caso es aquel en que una fuerza constante es aplicada o retirada de repente. Para registrar rigurosamente este fenómeno, la deformación del instrumento debería cambiar instantáneamente sin*retardo o vibración. Esta condición es imposible de alcanzar por completo pero si el grado de amortiguamiento se ajusta a su valor crítico, se está en las mejores condiciones de conseguirlo. Con menor amortiguamiento habrá vibraciones y con amortiguamiento mayor se hará con demasiada lentitud los movimientos.

Los instrumentos del tipo que se considera, tendrán una frecuencia natural bastante superior a la de la armónica más rápida que deban registrar, y debe tener el amortiguamieto crítico. Normalmente, los oscilógrafos tienen una frecuencia natural de unos 10.000 ciclos por segundo (sin amortiguamiento) asegurándose el grado de amortiguamiento correcto mediante ajuste de la temperatura del aceite donde el vibrador está sumergido.

En los indicadores de máquinas de tipo usual es imposible alcanzar frecuencias tan elevadas, pues aún haciéndolos del tipo de diafragma, necesitaría ser este tan rígido que la amplitud de sus movimientos sería casi imposible de registrar. Además de ello se presentan otras dificultades por el hecho de cambiar las cualidades elásticas del vibrador con la temperatura a que está sometido. Estas cuestiones dificultan de tal modo el problema que el proyectar un indicador satisfactorio para usar en motores de combustión interna de gran velocidad es un asunto que aún no está, ni con mucho, plenamente resuelto.

Consideraciones prácticas sobre la regulación y ajuste de los motores Diesel

por Andrés Barcala Ingeniero Naval

Como final a la serie de artículos que sobre la regulación de los motores Diesel venimos publicando en esta Revista, expondremos en el presente, algunas consideraciones sobre el arranque con aire, que aunque no sea una de las fases del ciclo de los motores de combustión interna, es motivo de detenido estudio, cada vez que se ajusta una máquina y, desde luego, requiere el mayor cuidado por parte del Ingeniero o Maquinista, pues nada se consigue con que el motor esté muy bien regulado, en funcionamiento normal, si no puede arrancar.

La cualidad de este tiempo de no ser fase del ciclo, permite al proyectista, prescindir casi por completo del estudio técnico del mismo, y como la duración del arranque suele ser muy corta, en motores pequeños y medianos, por lo menos, tampoco le interesa el rendimiento o consumo específico del aire. En grandes motores, ya varían las cosas, pues la capacidad de las botellas que acumulan el aire a presión, imponen un límite al consumo, puesto que la relación entre su volumen y la suma de las cilindradas, es menor que en las máquinas pequeñas.

En cambio, ha de concederse importancia suma, a la seguridad de funcionamiento. Si un cilindro no quema varias veces durante la marcha normal con aceite, la máquina se desnivela, vibra y consume más de lo debido pero paran ahí las consecuencias del defecto de ajuste; en cambio si el mismo cilindro, no recibe aire a su tiempo, la máquina no se mueve y las consecuencias pueden ser fatales para el buque, si está en maniobras.

Merced a las consideraciones que acabamos de hacer, se comprenderá que la miras del proyectista, Ingeniero o Maquinista, están encaminadas siempre a sacrificar el rendimiento como máquina térmica para inyectar aire a los cilindros que se encuentren en fase apropiada, durante el mayor recorrido angular del cigüeñal, a fin de huir, en lo posible, de que haya posiciones en las cuales la máquina no pueda arrancar y de que cuando lo haga, desarrolle el par más elevado que se pueda.

Por esta razón, se suele disponer la regulación de tal modo, que la inyección del aire se verifique durante toda la carrera activa del pistón, por lo menos hasta que empiece a abrirse la válvula de exhaustación, o se descubran las lumbreras, si se trata de un motor de dos tiempos. El punto de mira que se ha de llevaren la regulación del arranque, ha de ser, pues, evitar que haya una sola posición en la cual el cilindro que se halle en carrera activa, no reciba aire; y también impedir que cualquier otro pistón que esté en su carrera ascendente, pueda recibirlo, y generar un par de dirección contraria a la marcha. Esto exige, en las máquinas de pocos cilindros sobre todo, prescindir del trabajo que podría realizar la expansión del aire; de aquí que el funcionamiento sea similar al de una máquina de vapor de invección total.

Desde luego el aire no debe llegar al cilindro más que estando el pistón en una carrera descente. En el ciclo de cuatro tiempos una de ellas corresponde a la fase de aspiración, en la cual se encuentra abierta la válvula del mismo nombre y por esta causa, si se utiliza para el arranque, el aire escaparía al colector de aspiración, sin conseguir producir la presión necesaria en el interior del cilindro; por lo tanto, solo podrá ser utilizada para arrancar, la carrera descendente que corresponde a la combustión y a la expansión. En un motor de dos tiempos, como es evidente, todas ellas se producen durante estas fases y sirven para el arranque de la máquina.

La apertura de la válvula, debe empezar en las proximidades del punto muerto alto; en la mayoría de las máquinas coinciden exactamente con él, pero en algunos casos puede permitirse un adelanto de unos poco grados de cigüeñal, con el fin de que al empezar la carrera activa, el paso de la válvula sea ya un poco grande y el par en funcionamiento, sea mayor. No produce mucha perturbación este adelanto en el caso de que la máquina se quedase parada justamente en el momento de iniciar la apertura puesto que, en ese instante, la barra se encuentra casi vertical y el momento que produce, con relación al eje de giro, es muy pequeño y puede ser sobrepasado fácilmente por el momento motor de otro cilindro, que reciba también aire. De todas maneras, como hemos dicho en la gran mayoría de los motores la válvula de aire de arranque empieza a abrirse exactamente en el punto muerto alto, sobre todo si se trata de máquinas de pocos cilindros, y de cuatro tiempos en donde, como luego veremos es difícil asegurar el arranque en cualquiera posición.

La duración de la invección de aire está limitada por el avance a la apertura de la válvula de exhaustación, en los motores de cuatro tiempos o por el comienzo del descubrimiento de la lumbreras, en los de dos. A partir de ese momento, el aire de arranque escaparía directamente al colector de exhaustación, sin producir trabajo motor alguno. Sin embargo, cuando se dispongan de pocos cilindros se puede continuar la invección de aire unos cuantos grados después de la iniciación de la apertura de aquella válvula. Como dijimos al tratar de la exhaustación los movimientos de la misma, son muy lentos, de modo que aun después de algunos grados de haber empezado a abrirse, la sección de paso es tan pequeña, que puede dejar escapar muy poco aire al colector de exhaustación, seguramente mucho menos que el que puede entrar por la válvula de arranque, sobre todo si la presión en las botellas, es elevada. Hasta seis cilindros en cuatro tiempos y tres en dos, hay necesidad práctica de unos 130° de duración angular de la invecion de aire, y como si el motor es rápido, el avance a la apertura de la válvula de exhaustación es de 50 a 60°, resulta que casi siempre es necesario disponer ese solape de fases a que nos hemos referido. En motores de mayor número de cilindros, se puede permitir una redución en la duración del tiempo de arranque y aun aprovechar la expansión del aire en un cierto grado; pero lo más corriente es hacerla durar unos 120° a 130° de cigüeñal.

Para mejor darse cuenta de la importancia de la duración de la inyeccion de aire, haremos las siguientes consideraciones, que aunque elementales, enseñan el grado de seguridad de funcionamiento, que pueden ofrecer los distintos tipos de motores. Este conocimiento es más importante de lo que parece para el Ingeniero, pues hemos tenido ya en una ocasion, necesidad de reformar los camones de arranque que de construcción traía un pequeño motor auxiliar de un velero, con el fin de mejorar las condiciones de seguridad, disminuyendo las posibilidades de que la máquina se quedase en una posición tal que el arranque fuese imposible.

Supongamos primeramente el caso de cuatro tiempos, y sea un motor de tres cilindros. El camón o los camones de arranque girarán a la velocidad del árbol de levas, es decir, a la mitad que el eje de cigüeñales, y abrirán sucesivamente las válvulas de arranque situadas en A, B y C (fig. 1) distantes entre sí angularmente 120°.

El máximo teórico de duración de la inyección es de 180°, por esto la parte saliente y activa del camón, no puede ser mayor de 90°, pudiendo estar comprendida entre A y C sin accionar ninguna de las dos y la máquina no arrancar, aunque se comunique el aire. Cuando el motor puede quedarse en una posición tal como la que hemos descrito, es corriente decir, entre el personal de a bordo, que se encuentra en un «punto muerto teórico». En el caso que nos ocupa, el motor tendría 3, en los que no arrancaría en marcha avante, cuya duración sería de 120=90=30° cada uno, y el grado de inseguridad al primer intento de arranque resultaría de $\frac{30}{120} = \frac{1}{4}$. Como ya hemos dicho que la duración angular de la inyección es prácticamente bastante menor de 180°, el grado de inseguridad será aun mayor de $\frac{1}{4}$.

Cuando un motor no arranca al primer intento a marcha avante, lo primero que se hace es cambiar de marcha e intentar nuevamente el arranque atrás, para sacar la máquina de este punto muerto teórico. Veamos hasta donde puede hacerse esto en el caso que nos ocupa. Supongamos que la duración de la inyección de

aire es de $\varphi=2\times M$ O A grados de la fig. 1 que representa como hemos dicho el giro del camón de arranque. Coloquemos para mayor claridad el pistón correspondiente a A en el punto muerto alto de combustión, en marcha

avante. En este momento la parte saliente del camón, tendrá la posición M O A. fig. 1 y los cilindros estarán en las fases que se indican en la circunferencia interior de la fig. 2 La solución

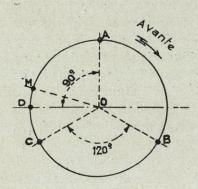
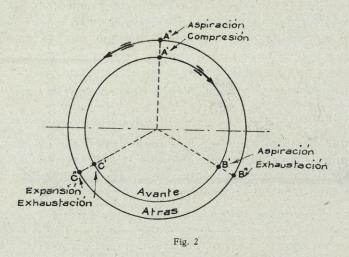


Fig. 1

más corriente para cambiar de marcha, es hacer que el cilindro A, que está en combustión, quede en esta fase, mientras que el B' pase a exhaustación y el C' a aspiración. Suponiendo que se haga esto, el camón de arranque, debe girar en sentido de la marcha avante M O A = $\frac{\varphi}{2}$ grados a fin de que M coincida con A y no cambie la regulación. El arranque, pues es-



tará asegurado teóricamente, siempre que $2 \times M$ O A sea igual o mayor que 120° o bien $\frac{1}{2} \times 120^{\circ}$, puesto que en el peor de los casos, es decir en el que la máquina se quede de tal modo que M casi coincida con C, al dar atrás, el camón habrá llegado seguramente a A y la máquina arrancará en este sentido.

Otra solución para la marcha atrás es la indicada en la circunferencia exterior de la

figura 2. Entonces el único cilindro apto para el arranque es C" y claramente se ve que no puede llegarle aire, si la duración de la inyección es menor de 120°.

En la práctica se necesita aún más, pues aunque el pistón haya pasado su punto muerto alto, la máquina no arranca, porque el momento que produce el esfuerzo de la barra es muy pequeño. Son necesarios unos cuantos grados más de inyección, que dependen, como es natural, del par resistente, sobre todo, de la presión en las botellas y de la relación longitud de barra a cigüeñal del motor. No deben disponerse menos de 130° ó 135° para asegurar un arranque sin tener que virar la máquina a mano, y la válvula de exhaustación, no debe tener más de 45 ó 50° de adelanto a la apertura, o presentar en este punto una sección de paso muy pequeña.

De todos modos, con tres cilindros, el arranque en una marcha, no es seguro ni mucho menos. Suponiendo que φ sea 130°, el grado de inseguridad sería de

$$\frac{120 - 65}{120} = \frac{11}{24}$$

que representa casí el 50 % de probabilidades de que el motor no quiera arrancar. Se comprenderá que es muy fácil que después de dar atrás, la máquina se quede nuevamente en un punto muerto teórico. En una ocasión, hemos visto nosotros descargar por completo las botellas de aire antes de conseguir arrancar en marcha avante, después de haber dado atrás inútilmente, buen número de veces.

Examinemos ahora el caso de cuatro cilindros. Puede verse claramente en la fig. 3, que representa movimientos del[camón de arranque, que el grado de inseguridad a una marcha determinada es de $\frac{\text{M O D}}{90}$ expresando M O D en grados. Si suponemos $\phi=130^{\circ}$ como antes, el valor del grado de inseguridad será por

$$\frac{90-65}{90} = \frac{5}{18}$$

o sea un 30 % de probabilidades de que la máquina no arranque. Como en el caso anterior, se puede ver fácilmente, que si un motor de cuatro cilindros está en un punto muerto teó-

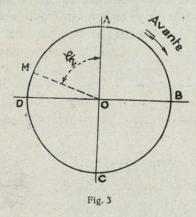
rico a marcha avante, arranca marcha atrás, siempre que la inyección de aire dure por lo menos 90° teóricamente. Como en la práctica φ es mucho mayor, siempre está seguro el arranque en un sentido.

Con cinco cilindros el grado de inseguridad

es
$$\frac{72 - \frac{\varphi}{2}}{72}$$
 y si $\varphi = 130^{\circ}$ resulta el grado igual

a $\frac{7}{12}$ o sea menos del 10 $^{0}/_{0}$ de probabilidades de faltar el arranque.

A partir de seis cilindros, puede arrancarse



al primer intento y el grado de inseguridad es negativo, siempre que φ sea mayor de 120°.

En los motores de dos tiempos, las condiciones de arranque, son las mismas que en los de cuatro, de doble número de cilindros.

Cuando se trata de máquinas con una sola marcha, es necesario, según hemos visto, disponerla con seis o más cilindros si es de cuatro tiempos. Si tiene menos, es aconsejable hacer una marca en el volante, indicando una buena posición de arranque y tener preparado el motor, con el virador a mano, antes de pretender arrancar.

Casi todas las marcas de motores marinos tienen un mecanismo de arranque peculiar y por esto la regulación debe hacerse en sitio distinto, según la máquina de que se trate. Sin embargo, la inmensa mayoría de los sistemas pueden agruparse en dos clases, según tengan o no caja repartidora de aire. En el primer sistema, las botellas de arranque comunican, a través de una válvula general de paso, con una serie de válvulas (representadas esquemáticamente en la fig. 4) que corresponden cada una a un cilindro de la máquina. Sus vástagos, terminan en un rolete que choca sobre un camón

montado sobre un eje que se mueve, por medio de engranajes, solidario al eje de camones, a igual velocidad angular que él o sea a la mitad de velocidad del de cigüeñales en los motores de cuatro tiempos, o también a la misma en los de dos. Cuando el camón empuja el vástago de una valvulita, permite el paso del aire a través de la misma, y comunica la presión al cilindro de que se trate, pasando por una válvula de retención que se aloja en la cabeza.

Las valvulitas de la repartidora pueden estar dispuesta en forma de estrella, como en las figura, y entonces su separación angular es la misma que la de los cigüeñales del eje principal, y su orden de colocación es el mismo que es de encendido de los cilindros correspondientes. Esta disposición se encuentra en las máquinas americanas, la «Nelseco» por ejemplo. También pueden estar colocadas en forma de V, en cuyo caso se necesita un camón para cada dos cilindros, como ocurre en la máquina «Vickers». En las cabezas de los cilindros solamente hay sencillas válvulas de retención. Los vástagos de las valvulitas de la repartidora, se mantienen separados del camón correspondiente, merced a un muelle antagonista y solamente se acercan cuando se comunica el aire a través de la válvula general de paso; esto es importante a fin de evitar que estén trabajando las válvulas de arranque, inútilmente, durante la marcha del motor con aceite.

Cuando no hay repartidora, se dispone sobre el eje de camones dos más por cilindro, uno para marchar avante y otro para marchar atrás, los cuales mueven unos mecanismos más o menos complicados, para el mando de las válvulas de arranque, que están alojadas en las cabezas de los cilindros. Esta disposición se encuentra en los motores «M. A. N.», «Sulzer» y otros varios. Al igual que en el caso anterior, el camón de arranque no choca con el rolete correspondiente, más que cuando están comunicadas las botellas y debe cuidarse, al poner a punto un motor, que esto ocurra verdaderamente.

La regulación del tiempo de arranque, se lleva a cabo generalmente aumentando o disminuyendo el huelgo entre el camón y el rolete de mando. Es costumbre generalizada entre la gente de a bordo, verificar el ajuste de la siguiente manera: colocan el motor de tal modo que el cilindro de que se trate se encuentre en

punto muerto de combustión; ponen después un papel de fumar sobre el camón y van acercando el rolete hasta que lo sujete. En este momento mismo, hacen firme el mecanismo y dan por terminada la operación. De esta manera se comete siempre un error de retraso que puede llegar muy bien hasta cinco grados de cigüeñal y aun más, según hemos tenido ocasión de comprobar. Las causas de este error son, principalmente las holguras del mecanismo. Nosotros aconsejamos el siguiente método, más racional: Se regula la presión en las botellas de arranque, justamente para vencer el muelle de las válvulas de retención en los motores de repartidora, y solamente dos o tres Kgs/cm² en los que no la tienen. Se abren los

los desplazamientos angulares de los órganos de transmisión, no son completos, porque lo impida alguna avería a causa que no se haya notado, y consiguientemente, la máquina queda desrregulada en marcha atrás por lo que se pueden producir puntos muertos teóricos. En un caso semejante debe estudiarse la causa de la falta de recorrido angular y no sacrificar el arranque atrás, porque quede bien el de avante, pues no hay que perder de vista que la seguridad en aquella marcha, es si cabe la más importante, para una máquina marina.

Ya hemos dicho antes, que en el arranque lo importante es solamente que la máquina dé vueltas, y rara vez requiere la atención del ingeniero, el funcionamiento con aire del motor.

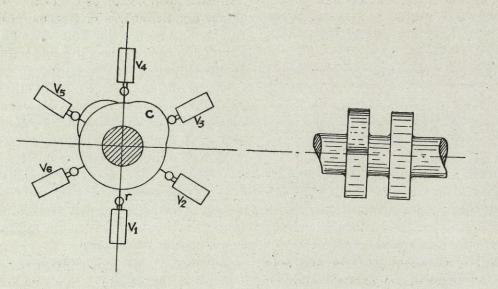


Fig. 4

grifos de purga de los cilindros y se coloca el que se vaya a regular en punto muerto de combustión, o antes si el tiempo de arranque tiene adelanto. Por último se va acercando el rolete al camón, hasta que se oiga pérdida de aire por el grifo de prueba. Cuando se está regulando avante, debe girarse la máquina en este sentido, para absorber así las holguras de los mecanismos de transmisión.

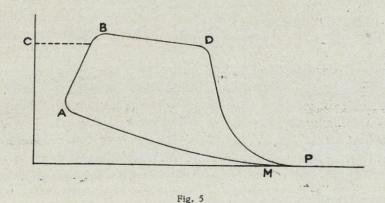
Una vez hecha la regulación a marcha avante, debe comprobarse como queda en la marcha atrás. En los motores con repartidora, el cambio de marcha se efectúa por giro del eje auxiliar de camónes o por traslación longitudinal si hay una leva para cada marcha. Estos movimientos son mandados, como es natural por el mecanismo de inversión y a veces sucede que

Sin embargo, creemos interesante exponer algunas consideraciones someras sobre algunas formas curiosas que presentan los diagramas de arranque, en ciertos casos. También es interesante conocer como puede aprovecharse mejor el aire de las botellas para asegurar una maniobra prolongada.

En un principio del arranque, cuando la máquina empieza a moverse muy despacio, el diagrama de un cilindro adquiere aproximadamente la forma de la fig. 5. Como ya explicamos al tratar de la fase de compresión, la presión en el punto muerto alto, disminuye con la velocidad angular de la máquina; por esto la curva de compresión M A de la figura 5 es muy tendida, y el punto A cae por debajo del C, que corresponde a la compresión normal. A partir

del punto muerto alto, se abre la válvula de arranque, y entra el aire en el interior del cilindro, haciendo subir la presión, puesto que el volumen de aire que entra en la unidad de tiempo, suele ser mucho mayor que el que describe el pistón en el principio de su carrera descendente, puesto que el motor gira muy despacio y la velocidad lineal del émbolo en ese momento es muy pequeña, como ya hemos dicho al tratar de la aspiración. La presión de las botellas de arranque, juega el papel principal en la forma de la curva A B D del diagrama, si bien generalmente en el principio del arranque suele ser la más elevada, porque las botellas están aún intactas. A partir del punto D en que se cierra la válvula de arranque, la curva indicatriz empieza a descender, rápidamente, por la expansión del aire y por la apertura de la válun diagrama cerrado, observaremos que la curva representativa de la expansión, está por debajo de la de compresión, y así el trabajo del ciclo es negativo, como es natural. Esto ocurre porque el cilindro no es completamente estanco, y además está refrigerado. Por la primera causa, se escapa aire a través de los aros del pistón y tal vez por las válvulas de la cabeza, y por la segunda, la temperatura del gas en un momento de la expansión es menor que en el de la compresión de igual volumen de cámara, de modo que la presión en aquel instante, también es más pequeña que en este.

En los motores con repartidora, para verificarse la inyección, se precisa que el aire tenga una presión superior a la interior del cilindro, aumentada en lo que se necesita para vencer la tensión del muelle de la válvula sin retorno



vula de exhaustación. Como puede verse el área del diagrama es enorme comparada con la del ordinario de funcionamiento con aceite, y por lo tanto el trabajo del ciclo es mucho mayor también cosa que hace aumentar la velocidad de la máquina rápidamente.

A medida que va más deprisa, el punto A, sube, A B es más pequeño, B D más corto y D P más tendido. El diagrama se va transformando en el de la figura 6 y aun adquiere formas más exageradas como puede verse en el de la figura 7 obtenidos por nosotros en un motor de un sumergible cuyo régimen de marcha a foda fuerza es de 450 r. p. m. con una presión de compresión de 31 Kg/cm². sobre 0. La explicación de este diagrama aclara los conceptos de funcionamiento con aire comprimido y por esto vamos a exponerla, con un poco de detalle. Si hacemos moverse un cilindro arrastrado por lo demás, incomunicado de aire y aceite y a pocas revoluciones, y en estas condiciones obtenemos

a la cabeza del cilindro. Mientras esta condición no se cumple, la válvula de la cabeza no se abre, de modo que el cilindro se encuentra en las condiciones de incomunicación que hemos dicho en el párrafo anterior y el diagrama presenta la forma de la izquierda del punto A de la figura 7. Se suele llamar presión de arranque a la que tienen las botellas en el momento considerado, ahora bien, esta presión es bastante superior a la que actúa encima de la válvula de la cabeza del cilindro, debido a las muchas pérdidas y extrangulamientos sobre todo en las valvulitas de la repartidora. Por esto no debe extrañar si en alguna ocasión, la presión en el cilindro más la que se necesita para vencer el muelle de la válvula de arranque, es inferior a la de las botellas y sin embargo el aire no entra al cilindro.

En el caso de motores sin repartidora, las válvulas de aire se abren por su mecanismo de mando independientemente de las presiones y solamente dejará de empezar la inyección en su punto de regulación a máquina parada, cuando la presión en las botellas sea inferior a la de compresión, y aún se puede presentar un diagrama como el de la figura núm. 7.

Por lo que acabamos de ver, podemos sacar en consecuencia, que cuando la presión en las botellas disminuye, el tiempo de arranque, se va retrasando y su duración disminuyendo, creciendo el trabajo negativo que representa el área a la izquierda del punto A de la fig. 7 y decreciendo el positivo que expresa la superficie de diagrama a la derecha, hasta que la máquina se modera o se para del todo. Al moderarse la máquina, o si se ha parado voluntariamente, al tratar de arrancar de nuevo, el diagrama, vuelve a ganar en trabajo positivo o a tomar formas como la de la fig. 5, porque la presión de compresión ha disminuido y los tiempos en que se verifican las fases del ciclo de arranque, son mayores.

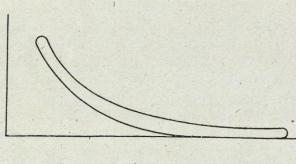


Fig. 6

Vemos pues que para conseguir una velocidad de rotación elevada, se necesitan grandes presiones de arranque, por esto es preferible almacenar en las botellas poco volúmen a gran presión que mucha capacidad a presión reducida.

La seguridad en el arranque, exige que al hacer pulverizar el aceite, el motor gire a una velocidad angular determinada en cada caso. En efecto: para quemar se necesita temperatura y por lo tanto presión de compresión que no puede alcanzarse convenientemente hasta obtener una marcha rápida del motor. Además, la pulverización cuando el motor está demasiado moderado, es muy defectuosa (sobre todo cuando se trata de válvulas de pulverización directa) y el combustible no se quema. Por estas razones no debe intentarse introducir el aceite, antes de que la máquina gire a la velocidad

conveniente. Algunas veces hemos visto verdaderas explosiones, con levantamiento de la válvula de seguridad del cilindro por quemarse de golpe todo el combustible que se había introducido en las cámaras de combustión cuando el motor giraba demasiado despacio.

Cuando se vea que la máquina marcha con aceite, debe incomunicarse el aire de arranque pues de este modo, los roletes de las válvulas de la repartidora o de las principales, se separan del camón correspondiente y ya no trabajan más. Cuando no hay repartidora, es aún más necesario incomunicar el aire de arranque lo más rápidamente posible, pues puede suceder que los gases de la combustión pasen a través de la válvula de la cabeza del cilindro, hacia las botellas, si hay más presión en la cámara de combustión que en la tubería de arranque. Generalmente es mayor, pues las presiones máximas más elevadas, se encuentran siempre en las primeras combustiones del arranque. Por estas razones, y para evitar averías en los conductos de aire, en algunos tipos de motores sin repartidora, se dispone que la válvula que está en la cámara de combustión sea sin retorno.

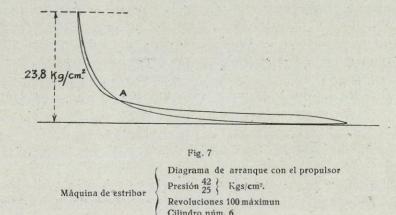
La avería que se presenta más amenudo en las válvulas que están en las cabezas, es la pérdida de gases, cuando el motor está funcionando con aceite. Puede conocerse fácilmente, sin más que tocar los tubos de aire, por la temperatura que toman. La causa puede estar en el asiento, por picadura o suciedad, o bien en el vástago por agarrotamiento. Algunas veces un ligero golpe con un martillo, puede parar la pérdida; otras veces si se puede, se remedia incomunicando el cilindro de que se trate de combustible, y los demás de aire, haciendo funcionar la válvula en cuestión y engrasando al mismo tiempo el vástago. Pero en la mayoría de los casos es necesario parar la máquina y reemplazar la válvula.

También sucede con frecuencia que antes de intentar arrancar, las válvulas de las repartidoras o las de la cabeza son estancas, pero que en cuanto se abren una vez, se queda el vástago agarrotado y no cierran. Entonces se notan pérdidas de aire en los colectores de aspiración y exhaustación, y cuando el cilindro de que se trate, llega a la fase de compresión, la máquina se para, después de dar algunas oscilaciones. Fácilmente se descubre cual es el

cilindro cuya válvula pierde, abriendo los grifos de purga hasta que se note salir aire y comprobando si la fase en que se encuentre es apropiada para el arranque, cosa que indica claramente la posición de los camones, sobre todo el de pulverización o mando de la bomba.

Algunas veces, aunque mucho más raramente, ocurre que o bien por pérdida en la válgeneralmente en las repetidoras de estrella. Nosotros tuvimos en una ocasión que rellenar el espacio entre los dos camones de metal, y trabajar a mano una superficie de enlace entre ambos camones.

Resumiendo lo que hemos expuesto, podemos decir por último, que tanto la regulación como la reparación de averías en el mecanis-



vula general de aire o por otra causa, las válvulitas de la repartidora están en acción, es decir, con su rolete aproximado al camón correspondiente, y al cambiar de marcha, si hay otro camón para marcha atrás y el eje se traslada longitudinalmente, pueden engancharse los roletes en la nueva leva y romperse los vástagos. La avería en este caso es importante y ocurre mo de arranque, es un asunto relativamente sencillo y solamente un descuido, o el completo desconocimiento del funcionamiento con aire, pueden ser la causa de equivocación en el ajuste del sistema, error que por otra parte, no suele tener más importancia que alguna dificultad en el arranque, fácilmente corregible en cualquier momento.

El salvamento de dotaciones en cascos sumergidos por medio del "Ascensor submarino"

por Arturo Génova Capitán de Corbeta

La experiencia acumulada permite suponer que la lista, ya larga, de accidentes en buques submarinos no está hoy cerrada ni se cerrará nunca mientras haya barcos de esa clase por los mares. Apoyo esta suposición en los hechos de que todavía naufragan los transatlánticos, descarrilan los trenes, y ocasiona accidentes hasta la práctica sencillísima y tan generalizada de andar a pie; todas cosas más antiguas, más fáciles y menos peligrosas que navegar en submarino.

Pero la experiencia aludida no da luz alguna sobre el ritmo de los accidentes; no podemos pues presumir cuándo ni donde ha de suceder el próximo. En cambio sí podemos asegurar que el primer caso exigirá, como todos los que le han precedido, solución inaplazable en el término de pocas horas.

El lamentable naufragio del submarino inglés «Poseidon» provisto de respiradores—para no citar más que la última desgracia—y las felices experiencias realizadas en Cartagena el pasado verano por el submarino español «C 3», provisto del «Ascensor submarino» dan motivo de actualidad al tema.

Séame permitida una breve disgresión a modo de preámbulo.

El perfeccionamiento a que se ha llegado en la técnica y en la construcción de sumergibles aleja la probabilidad de naufragio por avería interna la pérdida de estos buques como acontece también con los demás, tiene generalmente por origen causas exteriores, entre las que descuella como más repetida la colisión. Si la vía de agua no es dominable el submarino se va a pique con mucha mayor rapidez que otro barco. Así lo demuestra la estadística en lógica confirmación de cuanto debiera presumirse, porque aun en el caso más favorable, por semejante al de un bu que de superficie, es decir, navegando sobre el agua con toda la flotabilidad, ésta en un submarino es sólo de un 25 por ciento mientras en otros buques suele acercarse al 100 por 100 y aún al 150—cruceros, trasatlánticos—. Se comprende por esta sola razón que la flotabilidad de un submarino se anule en muy corto número de minutos. Por añadidura los tripulantes suelen hallarse casi en su totalidad bajo la línea de flotación, al evés que en los demás barcos; y aun queda otra circunstancia adversa: la salida a cubierta no puede efectuarse sino hombre a hombre y a través de una o tal vez dos angostas escotillas con escala vertical. Resultado de todo ello es que muchos tripulantes acompañan a su buque en su último y siniestro trayecto, lo que no ocurre en los demás barcos, más que si acaso, en ínfima proporción.

Pero esos hombres no mueren instantáneamente; corren por el interior, cierran puertas estancas... y si el fondo es accesible al casco viven allí, en cámara resistente, horas amargas, acaso días enteros, planteando angustiosamente el problema de su salvamento; problema que no existe para los que por su desgracia vayan al fondo con otra clase de buques.

Si los proyectistas se inspirasen en un criterio espartano eliminarían fácilmente la cuestión, suprimiendo mamparos en el interior del submarino evitando así las llamadas cámaras de refugio de que se valen los náufragos para crear el conflicto. A un ilustre ingeniero y constructor he oído apuntar otro criterio radical aunque no tanto, que poco más o menos es así:

«Puesto que las colisiones ocurren navegando a flote o a menos de diez metros de profundidad, procedería suprimir los mamparos resistentes y multiplicar en cambio los demás hasta conseguir en cuanto lo permitan las instalaciones internas, compartimientos tan pequeños que inundados dos contiguos y los dobles fondos comprendidos en las mismas cuadernas, el buque pudiera conservar todavía algo de flotabilidad».

Es dudoso—y en ello conviene el aludido que fuese factible tan exagerada subdivisión interna, ya que las dimensiones de los motores térmicos y la longitud de los torpedos imponen la excepción por lo menos en tres cámaras que en conjunto abarcan una extensión muy considerable de la eslora.

No pudiendo pues garantizarse hoy por hoy en ningún tipo la flotabilidad después de haberse llenado dos cámaras y uno o dos dobles fondos, es inútil subdividirle excesivamente en perjuicio de la habitabilidad y sin compensación alguna. En cambio es posible y es útil, porque es humanitario, dotar a los submarinos de compartimientos de refugio a condición de que se disponga en ellos de elementos eficaces para salir del barco. De lo contrario, no.

El estudio de diversos accidentes corrobora, repetidamente, que gran número de tripulantes, repartidos inicialmente en las distintas cámaras, consiguen trasladarse rápidamente a las extremas, donde después han subsistido varias—algunas veces muchas—horas. Y muestra también que los que se hallaban en el compartimiento que sufrió la brecha sucumben, por lo regular, en el momento del accidente, aunque no falte quien se haya constituído en personal excepción para confirmar un viejo adagio.

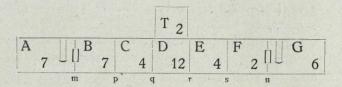
De aquí se deduce que será de una discreta suficiencia habilitar como de refugio precisamente las dos cámaras extremas de proa y popa, las cuales, por su especial condición de alojar torpedos, son de las de mayor capacidad, circunstancia muy satisfactoria para acomodarlas en su nuevo cometido. Estas dos cámaras serán, pues, suficientes, pero, además, son también el mínimo admisible porque así se asegura —y con una sola no—el escape por una de ellas si la brecha sobreviene en la otra o por ambas simultáneamente cuando la avería se produzca en alguno de los locales intermedios.

Es oportuno recordar que esto último es lo que ha ocurrido generalmente.

Las anteriores consideraciones nos llevan de la mano a optar por un criterio constructivo al que satisfacen va gran parte de los submarinos actuales: cualquiera que sea la distribución de compartimientos, los dos extremos deben separarse del resto por sendos mamparos resistentes capaces de soportar-aunque sufriendo deformación permanente, puesto que no han de trabajar más que una vez-la misma máxima presión que por cálculo sea la de colapso del buque. Estos mamparos irán provistos de una esclusa que pueda contener por lo menos dos hombres. Nada perturba ni entorpece un proyecto semejante disposición de esclusas y en cambio se obtiene la posibilidad teórica, siquiera sea remota, de dar paso a algún rezagado en posesión de un respirador individual.

No parece que haya dificultad material en lograr suficiente estanqueidad en esos mamparos. Se oponen a ella ciertamente las múltiples e inevitables perforaciones a que obliga el paso de cables eléctricos, ejes y tubos. Más con una mano de obra medianamente esmerada en costuras, empaquetados y frisas puede afirmarse desde luego, como pretendemos probar a continuación, que los actuales mamparos resistentes son, en cuanto atañe a su estanqueidad, satisfactorios para nuestro objeto.

Veamos en efecto la enorme tolerancia que cabe conceder a las filtraciones. Para eso lo mejor será calcular «groso modo» lo que acaecería en un caso real sometido a las condiciones más desfavorables al argumento. Y supongamos un submarino subdividido como indica el esquema, en el que solamente los mamparos m y n son resistentes y están provistos de esclusas; dotación, 46 hombres distribuidos como se expresa; volumen de las locales extremos 90 metros cúbicos. Al ocurrir el accidente en la cámara intermedia C, por ejemplo, los mamparos p, q, r y s irán cediendo sucesivamente a medida que progresa la inundación y profundidad del casco. Los cuatro hombres que allí había sucumbirán probablemente también, todos o la mayor parte de los 20 que había en T, D, E y F tendrán tiempo de pasar a G (y los de B a A). Autoriza a creerlo--ya lo he apuntadoasí, el hecho repetido y comprobado en muchos casos de haberse congregado en pretendidas cámaras de refugio muchos hombre procedentes de otras, en calidad, junto con los que ya



había, de superviviente provisionales... (Perdón, lector).

Pero cualquiera que sea su número, ellos, los supervivientes, son los que en *rigor* crean el problema de ser salvados, porque los muertos ya no tienen necesidad ni mucho menos prisa de reintegrarse a la luz del Sol.

Podrán salir los vivos valiéndose del «Ascensor Submarino» (o de otra cosa mejor, si la hay, pero yo aquí me limito a considerar, naturalmente, el «ascensor») instalado en G, 26 hombres y por el instalado en A otros 14. Claro es que esa c fra habrá que restar los que no tuvieron tiempo de franquear los mamparos m y n; pero para no sobrecogernos el ánimo sin estricta necesidad preferimos admitir que hayan pasado todos. La evacuación total durará aproximadamente 4 ó 5 horas... Pongamos 6 horas. El mecanismo del «Ascensor» introduce unos 400 litros de agua por viaje, expulsando automáticamente un volumen igual de aire. Por tanto, la presión inicial en la cámara no se alterará por esta causa y continuará prácticamente igual a la atmoférica. Haldane dice, y nadie le contradice, que hasta 10 metros de profundidad se puede permanecer sin límite de tiempo y sin necesidad de tratamiento sanitario ulterior: este será pues el margen que concederemos al aumento de presión interna debido a la invasión de agua por filtraciones: inundar en 6 horas la mitad del volúmen de la cámara, es decir, 45 metros cúbicos en el submarino supuesto, para lo cual harian falta unas «filtraciones» (!) tan respetables, a razón de 7,5 toneladas por hora que el mamparo estanco y la mano de obra perderían seguramente sus respectivos nombres. No hay constructor que se exponga a tanto de crédito.

Dije antes que los habitantes de la cámara colisionada puede contarse desde luego entre los muertos, aunque dispongan de respiradores individuales, porque no es probable que tengan tiempo ni facilidad de encasquetárselos.

Más como no pretendo ni mucho menos desacreditar estos interesantes aparatos, de indudable utilidad a bordo, (reconocimiento a flote de kingstons, varadas, permanencia en locales gaseados, etc.) reservando siempre el excepticismo que su utilidad práctica como medio de salir de un buque sumergido me inspiran, quiero admitir, porque no es imposible, que gracias a ellos sobrevivan en las cámaras inundadas un cierto número de hombres capacitados así para dirigirse a la esclusa de n. Supongamos que se trata de los 14 ubicados en A y B llenas de agua por haber ocurrido la trompada precisamente en el mamparo m. (Ampliando un poco más el optimismo, podría añadirse que la propia esclusa de n serviría de cámara de descompresión manipulada racionalmente desde el local G). Si esa exclusa tiene un volumen de medio metro cúbico y convenimos en que pasen dos hombres de cada vez, para entrár 14 hombres habremos también introducido 3, 5 m³, lo que elevaría la presión inicial es 0,04 atmósferas, es decir menos de lo que representa medio metro de profundidad. Y el margen disponible para filtraciones habrá bajado de 45 tons. en 6 horas a 41,5 tons. en 8 horas; es decir, 5,2 tons. por hora.

Adviértase que para el razonamiento que antecede no se ha hecho mención alguna de bomba a mano que evite o retarde la inundación, bomba de que suelen y deben disponer todos los submarinos en sus locales de torpedos. Pero me atrevo a asegurar que aún careciendo de bomba esa inundación de la cámara extrema no ocurrirá en ninguno de los submarinos existentes y que, de llegar semejante situación se improvisarían calafateos de fortuna valiéndose, por ejemplo, de las camisas, hechas tiras, de la dotación.

Creo pues demostrada la posibilidad práctica de mantener las cámaras de refugio a presión tan baja que aleje toda preocupación respecto a los ataques del mal de buzo, tan temible, y al que están tan expuestos quienes intenten salir con aparatos no preservativos de la presión.

El «Ascensor Submarino» constituye un envase resistente y satisface a todas las condiciones impuestas para el salvamento (Ingenieria Naval, núms. 12, 19 y 25), entre las que descuella la de ser independiente de la profundidad; por que siempre será posible construir un boya-

rín-ascensor de igual resistencia que el casco de un submarino, mientras la aplicación de los respiradores estará siempre supeditada la fortaleza humana, inferior a la metálica.

Alguien me ha tachado de confiar excesivamente en la presencia oportuna, en tiempo y lugar, del único elemento exterior bien sintético por cierto, con que cuento para el salvamento; un pequeño bote.

Veamos: Si el percance sobreviene por choque con otro buque este último echará al agua inmediatamente uno o varios botes; es legal y piadosa costumbre entre la gente de mar. Y si el choque pasa inadvertido o el submarino va al fondo por otra causa, a las pocas horas se le habrá echado de menos y se habrá organizado seguramente la exploración para localizarlo. A esto contribuye el propio buque náufrago largando desde luego el «ascensor» a la superficie con un hombre, pertrechado de señales a gran distancia, como cartuchos de humo, bengalas, etc.

Advirtamos a mayor abundamiento que durante las operaciones salvavidas realizadas hasta hoy en el extranjero, habrá podido carecerse de buzos suficientes, de grúas, de flotadores o de estrobos bastante potentes o resistentes. De lo que no se ha carecido nunca ha sido de botes, grandes o chicos, a remos o automóviles.

Advirtamos también que si no acudiesen embarcaciones no hay salvamento posible cualquiera que haya sido el procedimiento empleado para abandonar el buque, porque en la mar el auxilio tiene que ser forzosamente algo que flote. Cabe, claro es, pensar en que esa embarcación, o una almadía, la suministre el propio submarino; pero esto no parece muy viable sin perjudicar las características esenciales del proyecto-con excepción, quizá, de los desplazamientos muy grandes—porque habrían de ser capaces para toda la dotación y por tanto voluminosas y pesadas en grado prohibitivo. A mi modesto juicio no vale la pena de cavilar sobre este problema complementario porque creo sinceramente que siempre han acudido y acudirán botes sin excesiva tardanza.

Para finalizar, una última observación-reclamo: el «ascensor submarino» ha dejado de ser la fantasía de un proyecto para convertirse en una realidad de aplicación práctica, demostrada en más de 60 experiencias alguna de ellas con marejada, llevadas a cabo con toda felicidad.

«Ingenieria Naval», redactada por admirables y excelentes amigos,—incluso entusiastas colaboradores en el «ascensor» alguno de ellos—me han requerido unas cuartillas dedicadas al asunto. Sírvame esto de disculpa ente el paciente lector, si le ha defraudado el número actual, por las páginas robada a las doctas firmas habituales. Pero «ya no lo haré más», como hubiera dicho hace bastante años tras cualquier reprensión materna.

NOTAS BIBLIOGRÁFICAS

BUQUES MERCANTES

Las características exactas y el estado de adelanto del "Super Ile de France" (por Olivier Quéant del «Journal de la Marine Marchande» Octubre 1931)

El autor da cuenta en este artículo, de la leyenda que se han forjado alrededor de la construcción de este nuevo coloso de los mares, del que llegó a decirse habíase detenido aquella por imponderables agente exteriores. Desmiéntense tales fantasías y se comprueba con una visita hecha a los Astilleros de Penhoet, el estado de construcción del trasalántico encargado para línea «El Havre - Nueva-York» por la «Compagnie Générale Trasatlantique». Hay acopiadas en el momento actual, de enramado de cuadernas, unas 10.000 toneladas de acero y el trabajo, en la grada, sigue intensivo, esperando sea lanzado el buque en el otoño de 1932, preveyéndose que acabará su armamento en abril de 1934, para hacer el primer viaje en mayo del mismo año.

Las características generales son: eslora 310 metros, manga unos 35 m. con un desplazamiento aproximado de 70.000 toneladas. (El calado no lo da el autor pero podemos suponer sea de unos 10,5 metros). La velocidad tampoco está especificada pero en el artículo se hace especial hincapié en que el buque hará la travesía entre El Havre y Nueva-York en mucho menos de cinco días, lo que hace pensar que no será aquella inferior a 27 nudos.

El barco estará movido por turbinas construídas por la sociedad «Alsthom», de 160.000 H. P. con transmisión eléctrica a cuatro hélices.

por lo cual vendrá a ser el mayor buque de propulsión eléctrica en el mundo. La cámara de turbinas tendrá 32 m. de longitud por 35 m. de anchura.

Habrá en este magnífico trasatlántico doce cubiertas de las cuales siete serán corridas y y la proa tendrá una forma nueva, pues aparte de ser de tipo de crucero moderno, con ancha playa, será completamente despejada y convexa, a fin de que, juntamente con una especial disposición del palo, permita la máxima visualidad desde el puente.

La capacidad será para dos mil pasajeros, de ellos ochocientos de 1.ª clase y la dotación se compondrá de unos 1400 hombres, de los cuales un millar será dedicado a servicios del pasaje, en general.

Como dato curioso hay el de que el buque no dispone más que de una gigantesca cocina para todo el mundo, cuyas dimensiones serán de unos 50 metros, por 35 metros y con un horno eléctrico de 17 por 2 metros.

Los alojamientos de todas las clases estarán en consonancia con esta maravilla de la Ingeniería Naval y el principal avance, en este orden, lo señalará el modo de vida de la dotación, que habrá necesitado de este tonelaje monstruo para que los oficiales tengan el confort de amplios camarotes, salón, etc y la dotación en general, alojará en camarotes de diez literas, como en máximo, representando este avance social algo tan importante como los miles de caballos, la espléndida velocidad, etc. ya que significa una manera de pensar respecto a la vida del personal, abordo, más nueva en el orden moral que todas las novedades que la mecánica y las artes sugirieron a las grandes empresas para unir el lujo y el confort, únicamente en provecho de la propaganda y de la competencia, ya que no siempre del negocio.

(J. R.)

Precio de los buques en 1930 (Por G. de Raulin «Le Yacht»)

En el transcurso del año último, han sido vendidos 609 buques, que representan 1.787.000 toneladas.

En este total, solo hay 11 veleros con 3.767 toneladas, y el resto o sean 598 buques, de vapor.

Entre estos últimos, la mayoría son buques de 3.000 a 6.000 toneladas; solo figura uno de 15.000 toneladas, otro de 12.000 y tres de 11.000.

Debe hacerse especial mención de los 45 buques pertenecientes al Shipping Board Yankee. Desplazan aproximadamente 228.000 toneladas y han sido vendidos por el precio global de 384.000 dólares a la «Unión Shipbuilding» de Baltimore que los han desarmado y debe desguazarlos en los dos años que siguen a la compra.

Los precios de ciertos buques han sufrido en el curso de ventas sucesivas variaciones bastantes desconcertantes, pero quedando de manifiesto la depreciación de los buques de ocasión, que siguen las alternativas de los precios de los barcos nuevos, influenciados como es lógico por el descenso de los fletes.

Según una circular reciente, del Comité Central de Armadores de Francia, el precio de un buque de carga nuevo, de 7.500 toneladas con maquinaria de triple expansión considerado como unidad tipo, era de 58.000 libras esterlinas en Diciembre de 1.929. En el mes de Marzo siguiente, este precio había bajado a 56.000 libras, en Junio a 52.000 y en Diciembre de 1.930 a 48.750.

El total de los buques vendidos para ser desguazados no alcanza más que 375.000 tone-ladas. Los precios varían según que el vende-dor efectúe la venta en el sitio donde el barco se encuentra, o que se encargue de conducirle al sitio en que ha de ser desguazado, siendo generalmente preferible para el armador efectuar la venta en las primeras condiciones sin tener que ocuparse de su conducción al puerto de destino.

Actualmente los precios que rigen por tonelada bruta, son los siguientes:

Paquebots: 30 chelines.

Cargos: 1 libra esterlina:

Como ejemplo de las oscilaciones que sufre el precio de los vapores, cita el autor los siguientes casos:

Vapor noruego «Boklund».—Construído en 1.912, de 2,111 toneladas de arqueo.

En Noviembre de 1.916, fué vendido en 3.300.000 coronas. En Julio de 1.918 sube a 3.500.000 coronas. En Febrero de 1.929 su precio baja a 308.000 coronas para subir en Mayo de 1.930 a 360.000 coronas que son unos 2.450.000 francos.

Vapor inglés «Crawford-Castle».—Construído en 1.910 con 4.384 toneladas de arqueo bruto.

En Diciembre de 1.927 fué vendido en 130.000 libras. En Febrero de 1.930 bajó su precio a 23.000 o sea uno 2.855.000 de francos.

Por el contrario, el vapor japonés «Aitoku-Maru» construído en 1.924 y con 1.328 toneladas de arqueo bruto, fué vendido por 140.000 libras en Julio de 1.930, habiendo sido comprado solo por 75.000 libras en Enero de 1.928.

También el vapor italiano «Ricopino» construído en 1.921 y con 557 toneladas de arqueo bruto, fué vendido en Noviembre de 1.929 por 415.000 liras, y en Septiembre del año 1,930, por 450.000

De una manera general, lo que se puede decir de las construcciones navales, es que existe una tendencia a volver a los precios anteriores a la guerra, teniendo en cuenta el aumento que han experimentado, tanto los jornales, como las primeras materias.

La baja de los precios de construcción es función de la que han experimentado los fletes, los cuales no han cesado de bajar durante el período examinado, manteniéndose a un nivel inferior al que tenía en la pre-guerra, que ya eran poco renumeradores.

Con relación a 1.929, el promedio del valor de los fletes, ha sufrido una disminución del 23 °/o; este promedio es menor que el del año 1.913 en un porcentaje que ha variado entre un 10 y un 27 °/o.

Las razones de estos hechos son siempre las mismas; menores demandas de carbón en Inglaterra y de cereales en las dos Américas. Es evidentemente que la elevación de los derechos de Aduanas, hace disminuir forzosamente el intercambio de productos entre los pueblos.

Resulta de todo esto, un aumento de tonelaje desarmado, ya que coloca a los armadores en el desastroso dilema de, navegar con pérdidas o desarmar los buques.

La doctrina que preconiza que cada nación se baste así misma, prepara la ruina de la marina, ya que el proponerse no comprar en el extranjero tiene la contrapartida lógica de no poder vender nada. El intercambio de productos, mantenido entre límites razonables, estima el autor que es beneficioso para todos, debiendo en principio desterrarse la costumbre de solicitar del Estado una protección arancelaria sobre algún producto, cuando este no pueda soportar la competencia extranjera.

De no poner coto a este sistema, la vida se encarece con perjuicio de los consumidores en general dificultándose la vida de los puertos y de la Marina Mercante en particular.

El aumentar las facilidades para el intercambio de productos, hace subir los precios de los fletes y como consecuencia el de los buques, disminuyendo considerablemente el número de los que están desarmados. (J. C.)

L' Atlantique

La importante Revista profesional francesa «Le Journal de la Marine Marchande» ha dedicado un número especial, lleno de interesantísima información del nuevo trasatlántico de la «Compagnie de Navigation Sud-Atlantique», destinado a la línea Brasil-Plata. El número, esplendidamente editado, trae todo género de referencias y planos del magnífico buque, uno de los grandes colosos de la navegación actual. Del referido ejemplar entresacamos los datos generales que damos a continuación, remitiendo al letor interesado en el asunto, a la prestigiosa Revista donde encontrará todo género de detalles.

La quilla del trasatlántico fué puesta en los Astilleros de Penhoet el 28 de noviembre de 1928 y el barco fué botado al agua en 14 de abril de 1930 para hacer su primer viaje en los momentos actuales. El proyecto de este viaje era salir de Burdeos el 29 de Septiembre para llegar a Buenos Aires después de hacer escala en el Brasil, el 12 de Octubre.

Las principales características del buque son:

Eslora máxima	226,65	metros
Eslora entre perpendiculares .	217,50	»
Manga fuera de forros	28,05	»
Manga máxima en las cubier-		
tas voladas	30,00	
Puntal	20,50	»
Desplazamiento en carga	40.000	Tons.
Número de camarotes de lujo		
y 1.ª clase	488	
Numero de camarotes de 2.ª		
clase	88	
Número de camarotes de 3.ª		
clase	662	

Las máquinas, que desarrollan 45.000 H. P. van instaladas en dos compartimientos y mueven cuatro ejes. Cada uno de estos ejes está accionado por cuatro turbinas Parsons, por intermedio de reductores simples de engranajes.

Cada grupo contiene una turbina de AP, una de MP y dos de BP que trabajan en paralelo y evacuan, cada una, a un condesador suspendido. Para la marcha atrás se han dispuesto coronas de paletas en las turbinas de MP y BP.

Las calderas son cilindricas de llama de retorno, en número de 16 con 10.551 metros cuadrados de superficie de caldeo y timbradas a 16 Kg × cm². Queman exclusivamente petróleo bruto y la velocidad en servicio, del buque, se espera sea de 21 nudos.

La lectura de los detalles e impresiones de este hermoso buque es altamente interesante, tanto más cuanto que de ella se desprende el enorme interés con el que Francia intensifica sus comunicaciones con la América Española, para sostener su influencia con «este magnifico embajador, enviado por nuesto país a las naciones hermanas de América del Sur» Al sentirse orgullosos de su obra recuerdan ligeramente la moderna historia de la navegación trasatlántica a aquellas naciones y desde el 1927 en que Inglaterra inicia el tráfico en esas líneas con grandes unidades, como el «Asturias y el Alcántara» (23.000 Tons.), van pasando por los esfuerzos alemanes e italianos, siempre crecientes, para llegar a la superación de ellos por los de Francia, con la realización del «Atlántique».

Que dolorosa impresión produce el ver que entre los que destacan por su interés y su actividad en la comunicación con aquellas naciones que fueran una con nosotros y que espiritualmente debieran seguir siéndolo, somos los españoles los que hemos quedado rezagados, pensando, eso sí, cada día; es más, discutiendo a cada hora si el tipo de buque que conviene es este o aquel, si el tonelaje debe ser tal o cual; pero dejando correr el tiempo y viendo ir hacia atrás el puesto que nos corresponde, exponiéndonos a que nuestros hermanos, los verdaderamente nuestros, de allende el mar, en fuerza de ver y oir «Espagne», «Spain», «Spanien», «Spagna»..... olviden la bendita palabra, ante cuya magia debemos todos arder en santo estímulo. ESPAÑA. (J. R.)

Las dimensiones del Buque económico

(Por Henry Bernay, «Le Yacht», 15-8-31)

Entre las memorias presentadas en la reciente sesión celebrada en París, por la Institución de Arquitectos Navales y la Asociación Técnica Marítima y Aeronáutica, la de Sir John Biles, vice-presidente honorario de la Asociación Británica, merece destacarse particularmente por la originalidad de sus conclusiones.

Sobre este asunto se había ya emprendido un estudio en 1913 y sus resultados examinados por la «Commission des Royal Deminions»; más tarde esto fué uno de los temas que se presentaron en el 13 Congreso Internacional de la Navegación que se celebró en Londres en el año 1923. Sir John Biles tomó parte en estas dos discusiones y continuó después el estudio particularmente.

El resultado de estos trabajos es lo que ha presentado a la consideración de la asamblea de técnicos marítimos franco-británicos.

Hace observar que un siglo atrás, el calado de los buques mercantes no pasaba de 6 metros para unas 1500 toneladas de arqueo aproximadamente; en los cincuenta años siguientes, el calado llegó a 7'60 metros, y hace veinte años, ya era de 8'50 metros.

La tendencia al aumento de dimensiones en general, nada lo demuestra mejor que las cifras siguientes: entre 1903 y 1929 el número de buques de más de 10.000 toneladas se elevó de 83 a 427. De 1913 a 1929 el número de buques de más de 20.000 toneladas ha pasado de 30 a 59, y en igual período de tiempo, el número de

buques de más de 30.000 toneladas subió de 2 a 14.

Mientras tanto la velocidad no ha cesado de crecer. Hacia 1880 los buques más rápidos de la «Peninsular and Oriental» tenían una velocidad máxima práctica de 14 nudos; hoy día su velocidad es de 18.

Sobre el Atlántico, el record de velocidad media era de 17 nudos, siendo hoy de 28.

Este incremento es debido en parte a los progresos realizados, gracias a las investigaciones científicas, en el trazado de los cascos, y que han tenido como consecuencia inmediata el aumento de rendimiento; pero la ganancia obtenida sobre los pesos de las máquinas y la utilización de los combustibles ha influido también notablemente. Hoy día, se puede conseguir dos veces más potencia de una tonelada de maquinaria, que hace diez años, y mientras una tonelada de combustible en la misma época producía aproximadamente 2.200 caballos durante una hora, hoy con ella puede obtenerse 4.000.

Ahora bien, la potencia de la máquina, es la que fija su coste inicial, su consumo de combustible y los gastos de entretenimiento; por consiguiente la variación de la potencia con las dimensiones y la velocidad, determina la mayor parte de los gastos de explotación.

No teniendo en cuenta más que esta potencia, el buque grande es más económico que el pequeño y además mientras mayor es la velocidad, mayor es la economía. El autor ha construído diagramas que dan el precio de transpor e de desplazamiento a diversas velocidades en función de la eslora del buque. Con ellos se demuestra que el transporte de una tonelada a quince nudos sobre un buque de 300 metros de eslora, es más barato que el transporte de esa misma tonelada a diez nudos de velocidad sobre un buque de 120 metros de eslora; es también más económico transportar una toneldda a 20 nudos sobre un buque de 300 metros de eslora, que a 15 nudos sobre un buque de 150 metros.

Pero otras consideraciones entran en juego. Si la tendencia de la máquina es la de aligerarse relativamente, el aumentar las dimensiones del buque, la del casco es por el contrario aumentar de peso para conseguir una mayor soidez del conjunto. El aumento de dimensiones pone, pues, en juego, por lo menos, dos tendencias opuestas, siendo necesario evaluar la influencia de cada una de ellas en los diversos casos. Se debe tener en cuenta además, ciertas condiciones de explotación y sobre todo la longitud de los viajes. El peso disponible para la carga, es decir lo que reporta beneficio, es la resultante del balance entre estas distintas influencias, pudiéndose decir de un modo general que la potencia de propulsión favorece el aumento de dimensiones, mientras que el peso del casco se opone a este aumento.

Habiendo tenido en cuenta todos los elementos en los que se ha basado la discusión, Sir John Biles deduce que en las condiciones presentes, y para una velocidad de 14 nudos. el coste mínimo de transporte corresponde a un buque de 245 metros de eslora y 14 metros de calado; para la velocidad de 17 nudos, un buque de unos 270 metros de eslora aproximadamente y con 16 metros de calado sería el más económico, teniendo 105.000 tons. de desplazamiento y 49.000 toneladas de carga; para la velocidad de 20 nudos, el buque de mejor rendimiento sería uno con 305 metros de eslora. 18 metros de calado, 143.000 toneladas de desplazamiento y 62.000 toneladas de carga, y a medida que se fuera aumentando la velocidad. sería preciso aumentar las dimensiones del buque.

Se comprueba que los grandes buques en construcción para las principales compañías de navegaçión trasatlántica, no presentan más que una sola de las características que corresponden al conjunto óptimo preconizado por Sir John Biles, la eslora, que es precisamente de unos 305 metros aproximadamente; por el contrario el calado no alcanza ni a la mitad de la cifra dada como la mejor, no pareciendo probable se aumente, entre otras razones por estar este limitado por la profundidad de la aguas en los puertos que esos buques visitan periódicamente. Por otro lado, no sería prudente construir buques destinados para transportar esas cantidades enormes de mercancias. pues todos los cálculos de rendimiento están hechos cuando el buque viaja a plena carga, y esta hipótesis optimista, es seguro que nose cumplirá en la realidad.

MÁQUINAS DE VAPOR

Las instalaciones de máquinas en el trasatlántico "Bremen" y en sus predecesores (por el profesor G. Bauer, Shiffbau

Octubre y Noviembre de 1.930)

Los predecesores del «Bremen»

La época de la aplicación de las turbinas de vapor a la propulsión de buques rápidos de pasaje, fué inaugurada por el «Mauretania» que, construído en 1907, constituyó un éxito sin precedentes, y aunque poco después se construyeron otros buques de este tipo como son el «Berengaria» (ex-Imperator), el «Leviathan» (ex-«Vaterland» y el «Majestic» (ex-«Bismark) el »Mauretania» ha sido un éxito de sus constructores en relación con los otros trasatlánticos de propulsión realizada con turbinas directamente acopladas.

Este éxito se debe en gran parte, a la feliz selección de dimensiones y formas del casco. Si se analizan actualmente estas características según los más modernos estudios de resistencia y propulsión de buques, se encuentran muchos factores favorables que, siendo consecuencias de estudios científicos, o establecidos por «sentimiento» contribuyeron eficazmente al éxito del buque.

Así se encuentra que la eslora de este buque es precisamente la que, para su velocidad, ofrece una resistencia de propulsión mínima, desde el punto de vista de formación de olas.

Los experimentos en remolque de modelos indican que esta porción de la resistencia del buque, no varía con la velocidad de un modo continuo, sino que tiene una ley periódica adicional, influenciada por la longitud de ola, de tal modo, que se obtiene un máximo relativo de resistencia cuando se forma un seno a popa y una resistencia menor, cuando en esa región se forma una cresta.

Como resultado, se establece que la eslora de un buque debe ser un múltiplo de la longitud de ola correspondiente a su velocidad, o exceder un poco.

Estas circunstancias favorecen al «Mauretania», así como al «Imperator» y al «Bremen», en los cuales, además de la cresta formada a proa, hay otra por encima de los propulsores.

Las experiencias de remolque realizadas en en un modelo del «Mauretania», hicieron resal-

tar la influencia de la resistencia del viento, en la potencia requerida para la propulsión.

Con arreglo a las conclusiones obtenidas en aquel estudio se procedía a introducir algunas modificaciones que, unidas a otras de distintas índole, han permitido que este buque mantuviese «records» de velocidad por el establecidos, hasta la aparición del «Bremen».

Características principales de la maquínaria del «Bremen»

En Diciembre de 1926, el North Geman Lloyd, contrató la construcción de dos grandes trasatlánticos, con propulsión por turbinas de alta velocidad con engranajes de reducción.

Puede decirse que este contrato marcó una nueva época en la construcción de grandes trasatlánticos pues, aún cuando las turbinas engranadas habían sido ya empleadas con éxito en instalaciones mercantes de poca potencia y en muchos buques de guerra, la elección del tipo de maquinaria para los grandes buques de pasaje, había recaído siempre en las turbinas directamente acopladas.

Las principales características de la planta propulsora del «Bremen» son: Subdivisión del total de la potencia en 4 unidades separadas; turbinas de gran velocidad con engranajes reductores; calderas acuotubulares quemando petróleo y uso de vapor a presión y recalentamiento mucho mayores que los utilizados anteriormente.

Con objeto de poder hacer un estudio conparativo de las características de algunos buques modernos de pasaje, se ha establecido la tabla 1.ª, y en la 2.ª pueden verse los principales datos de funcionamiento de la maquinaria del «Bremen» durante su primer viaje.

Algunas consideraciones sobre la disposición general de las máquinas

Cuando se inició el proyecto de la maquinaria propulsora de este buque, una de las primeras dudas a resolver fué el colocar 2, 3 ó 4 piñones para transmitir a cada eje su parte de potencia.

La idea primordial fué aceptar turbinas con una gran capacidad de sobrecarga; los 17.000 mts². (183.000 pies cuadrados) de superficie de calefacción de calderas permiten evaporar 550.000 Kgs. (1.200.000 lbs.) de agua por hora, con una economía razonable, lo cual, estimando un consumo total de vapor de 4,25 Kgs. (9,37 Lbs.)/S.H.P. hora, es suficiente para desarrollar contínuamente un máximo de 140.000 S.H.P. que determinan 35.000 S.H.P. transmitidos por cada eje, potencia nunca alcanzada en esta clase de buque.

Si se adoptasen dos piñones, suponiendo que la carga esté desigualmente repartida, a cada uno de ellos le correspondería transmitir cerca de 20.000 S.H.P. Esto conduciría a dimensiones exageradas y cargas peligrosas en el material, por lo que se desechó esta solución.

La otra solución extrema o sea la adopción de cuatro piñones, determinaría piñones cortos de pequeño diámetro y engranajes de menor diámetro y de poca anchura. En cambio se necesitarían cuatro turbinas, de las cuales dos estarían dispuestas a proa y dos a popa de la rueda principal. Esto exigiría gran número de cojinetes y obligaría a conducir algunos de los tubos de vapor, sobre la caja de engranes.

Un proyecto con tres piñones, adoptado ya en buques de pasaje ingleses, pareció evitaba las desventajas anotadas y permitió conservar la carga del piñón dentro de límites moderados, limitando la multiplicidad de unidades y haciendo practicable disponer todas las turbinas a un lado de la caja de engranes, lo que economiza espacio.

La disposición de los condensadores, fué otro de los problemas planteados en el proyecto. Pueden ir colgados bajo la turbina de B. P. como en los grupos Parsons, o separados de las turbinas. La primera disposición tiene ciertas ventajas; la purga de las turbinas de B. P. es inmejorable, las pérdidas entre turbinas y condensador casi nulas, y las mitades superiores de las turbinas están exentas de toda relación con el desajuste del tronco de exhaustación en la turbina de B. P. Sin embargo, no se adoptó este sistema por encontrarle algunos inconvenientes; la altura entre el condensador y la bomba de condensación es muy pequeña y difícil el montaje de la última, el condensador se hace inaccesible y debe tener una forma muy aplanada, lo cual es muy difícil de provectar, puesto que su alojamiento hace muy difícil disponer una fundación suficientemente rígida para la turbina de B. P. Como una ulterior desventaja se encuentra que el centro de gravedad del buque se halla muy alto, lo que afecta desfavorablemente a la estabilidad del buque. Para obtener la mejor fundación posible, se dispuso el agrupamiento de las turbinas de modo que la de A. P. estaba en la parte alta de

TABLA 1.ª BUQUES MODERNOS DE PASAJE

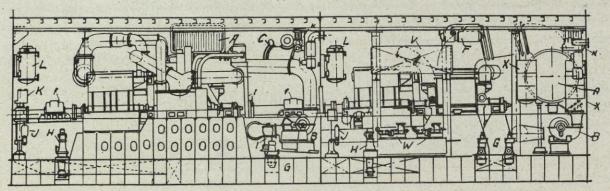
	NOMBRES	Mauretania	Berengaria	Leviathan	Majestic	lle de France	Bremen
	CASCO						
Añ	o de terminación	1907	1912	1914	1921	1926	1929
Esl	lora entre p p. metros	232	270	276	280	233	271
Ma	inga, metros	26'8	29'9	30'5	30'5	28'0	31'0
Ca	lado, metros.	10'2	11'13	11'7	11'5	9'75	9'75
De	splazamiento, tons	38000	57000	60000	64000	42000	52000
Vel	locidad de contrato, nudos	25'0	22'5	22'5	. 23	23'5	26.25
	MAQUINARIA						
Pot	tencia de proyecto	68000	61000	61000	65000	52000	90000
M.	Turbinas	180	180	170.	180	220	1800
R.P.	Propulsores	180	180	170	180	220	182'5
15	Número	25	46	46	48	20	20
CALDERAS	Tipo	Escocesa	Acuo-tubular	Acuo-tubular	Acuo-tubular	Capus	Acuo-tubula
ALD	Superfe. de calefación, mts.2 .	14780	_ 18800	19550	20400	13140	17050
C	» de parrilla mts. ²	378	350	358	Petróleo	Petróleo	Petróleo
or	Presión, atmósferas	13'7	16'0	17'9	17'5	16'5	23'0
Vapor	Temperatura, °C	Saturado	Saturado	Saturado	Saturado	Saturado	360
	N.º de coronas de aletas	18	162 + 3 C	224			57 + 2 C
AS	Diam. del tambor de B. P						
TURBINAS	m/m	3560	3650	3900			1350
TUR	Aleta más larga—m/m	560	600	615		14	330
	N.º total de aletas	600000	750000	817000			202000

Algunos detalles de la instalación de turbinas

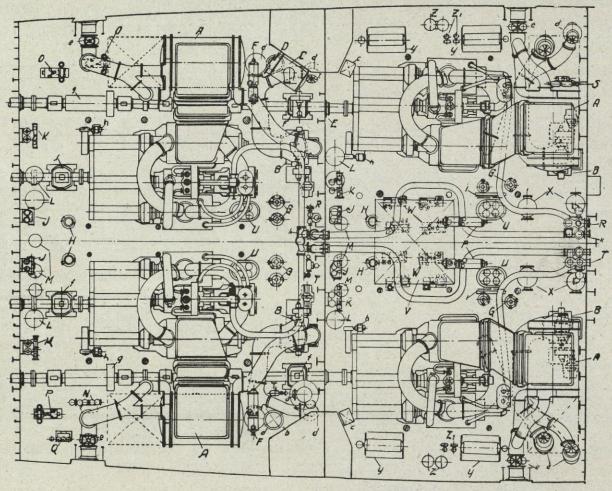
En la figura 1 se indica la disposición general de las cámaras de máquinas, incluyendo los servicios auxiliares.

Cada eje propulsor es conducido a 182.5 r. p. m. por una rueda de engrane, accionada a su vez por tres piñones que giran a la velocidad de las turbinas, que es de 1.800 r. p. m.

la rueda de engrane, para poder desmontar hacia arriba las partes altas de las de I. P. y B. P. cuyos ejes están en un plano horizontal con el geométrico del de propulsión. En los dos ejes laterales de la cámara de proa, la turbina de B. P. se halla situada hacia el plano diametral del buque, mientras que en los centrales, se halla hacia los costados, lo cual dá la mejor utilización del espacio disponible.



Disposición de las cámaras de máquinas.—Elevación longitudinal



Planta

Fig. 1

- A. Condensadores principales.
- B.—Bombas de circulación.
- C .- Condensador auxiliar.
- dor auxiliar.
- densador auxiliar.
- G.-Bombas de condensación y de P.-Bombas sanitarias. purgas.
- H.—Bombas principales de lubrifica- R.—Bombas de agua dulce. ción.
- J.—Bombas de reserva de lubrifica- T.—Bombas de sentina. ción.
- K .- Bombas de circulación para en- V .- Cisterna. friadores de aceite de lubrifica- W.-Bombas de alimtción principal. d.-Conexiones de mar de las bom-
- ción principal. D.-Bomba de aire para condensa- L.-Enfriadores de aceite de lubrifi
 - cación principal.
 - N .- Bomba para baldeo de cubierta.
- F.—1.ª y 2.ª fases del eyector de aire. O.—Bombas para baños.

 - Q.-Bombas de contra-incendios.
 - S.—Bombas de lastre.

 - U .- Tanques de purgas de turbinas c .- Tanque de calentamiento del acei- 1 .- Válvula de emergencia, de sentina.

- X.-Calentadores de agua de alimentación.
- Y .- Evaporadores.
- E.—Bomba de circulación para con- M.—Filtros para aceite de lubricación Z.—Calentadores de agua de alimen tación para evaporadores.
 - ZI.-Bomba de salmuera para eva- g.-Torsiómetro. pcradores.
 - a .- Retorno del aceite y agua de sentina.
 - tina.

- te de lubrificación.
- bas de circulación principal.
- Válvulas deslizantes para soplado de las bombas de circulación principal.
- f .- Chumaceras de empuje.
- h.-Mecanismo de virar las turbinas principales.
- i.-Plataforma de maniobra.
- b.-Filtro para aceite y agua de sen- k.-Grupo de válvulas de mamparo de la tuberia de vapor.

El rotor de la turbina de A. P. (figura 2), consiste en una rueda Curtis de impulsión y un tambor de reacción de 30 elementos. El vapor se distribuye por cuatro placas de toberas, de las cuales dos están por encima y dos por debajo del eje horizontal, y que en total suministran una cantidad de vapor suficiente para des-

turbina de baja presión de ciar, y dos tambores laterales que constituyen el de la turbina de

TABLA 2.ª

RESULTADOS DEL PRIMER VIAJE DEL «BREMEN» A AMERICA

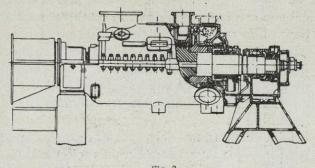


Fig. 2
Turbina de A. P.

arroyar una potencia de 115.000 S. H. P. en los elementos de impulsión. Cuando se desea más potencia se abre una válvula que admite vapor al aletaje del tambor de reacción. Los obturadores están formados por anillos de bordes afilados, alojados en el rotor, precedidos de cajas donde van anillos de carbón y entre ambos hay una cámara de aspiración de fugas de vapor.

La turbina de I. P. contiene el segundo grupo de aletas de marcha avante, así como, la turbina de ciar de alta presión, estando ambas separadas por una rueda y una junta de laberinto. La exhaustación de la turbina de marcha avante, se efectúa por la parte alta, mientras que la de ciar evacúa a la de B. P. por el fondo del cilindro de la de I. P. (véase la figura 3.)

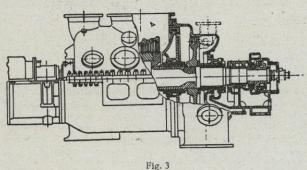


Fig. 3
Turbina I. P.

El rotor de la turbina de B. P. (figura 4) consiste en un tambor central que es el rotor de la

VIAJE	Cher- bourg New York	New York Plymouth
Desplazamiento al salir, tons	51930	54000
» » llegar »	47350	47350
Calado proa al salir	32'	33'6"
• popa * *	32'	32'8"
» proa » llegar	27'8"	27'10"
» popa » »	31'9"	31'7"
Distancia total—millas marinas .	3164	3084
Horas de navegación	113'42	110'30
Velocidad en nudos	27'83	27'91
S. H. P	112'500	115'000
R. P. M	194	192
Presión de calderas—atmósferas.	22'7	22'9
Temperatura vapor— °C .	391	388
Presión en toberas atmósferas .	19'6	19*65
Temperatura vapor" °C	385	381
» agua de alimentación	122	121
Peso de agua de alimentación —		
Tons/hora	561	558
Temperatura de entrada del agua		
de mar - °C	18	19'3
Temperatura de descarga del agua		
de mar — °C	26'9	27'7
Vacío en °/0	93'3	93'0
Presión del petróleo combustible.		
—Atmósferas	13	14
Temperatura del petróleo com-		
bustible.—°C	112	113
Consumo total de combustible .	4091	4262
Presión en cámaras de calderas.		
-m/m de agua	40'90	44'0
Temperatura en cámaras de cal-		
deras.—°C	33	34
Tempa. de los gases de escape .	231	225
°/o de CO ₂	12.2	11'4

B. P. de marcha avante. La idea promordial de construcción del rotor fué el poder hacerlo de piezas forjadas de cuya resistencia se estuviese seguro, lo que se logró en los tambores extremos, que son de perfil sencillo y están forjados axial y radialmente.

Los cilindros de las turbinas, incluso las de B. P. se hicieron de acero fundido, por razón de la economía en peso y de la mayor resistencia a los choques a que accidentalmente pudieran estar sometidos.

Estudio termodinámico de las turbinas

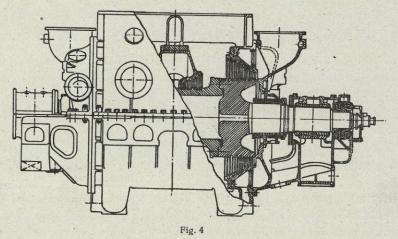
Se utiliza para este estudio, el diagrama de Mollier, (fig. 5) en el que se toma calor total en ordenadas y entropía en abscisas.

Se ha supuesto una caida de presión de 3 atmósferas (42,6 lbs. por pulgada cuadrada) en-

la tubería de vapor entre las turbinas de A. P. e I. P., el estado inicial del vapor en esta última se sitúa en F.

La turbina de I. P. tiene dos prupos de aletas de reacción, con un rendimiento termodináco de 80 % uno y 77 % el otro que determinan el estado del vapor al final de estas expansiones, representados por H y K en el diagrama.

Las pérdidas por fricción durante el paso del vapor a la turbina de B. P. establecen en el punto L la condición inicial correspondiente a aquella. La caída de calor adiabático L M en la turbina de B. P. se transforma en una cantidad de energía mecánica equivalente a LM', determinada por un rendimiento termodinámico de la turbina de B.P., de 70,8 % lo que establece en N la condición final del vapor que se evacúa de aquella y que corresponde a un vacío de 95 % o.



Turbina de B. P.

tre calderas y turbinas y se establece una temperatura de entrada de vapor en las últimas de 350° C. La presión existente en el condensador es 0'05 atmósferas (28,5 pulgadas de vacío).

La expansión adiabática en los elementos de impulsión de alta presión, está representada en el diagrama, por AB. Como el rendimiento de la rueda en 69 % es pierde una cantidad de calor BB' pero como estas pérdidas se transforman en calor, el punto representativo del estado del vapor al salir de este elemento se halla en C. Análogamente la expansión adiabática en el tambor de reacción de la turbina de A. P. está indicada por la línea CD, que determina una caída de calor de 59 calorías, pero siendo el rendimiento termodinámico 78,5 %, el punto final de esta expansión se halla situado en E.

Teniendo en cuenta pequeñas pérdidas en

Se ha utilizado el mismo diagrama para representar la operación de la marcha atrás.

La expansión adiabática en los elementos de impulsión de la turbina de ciar, está representada por la línea vertical P Q y siendo el rendimiento de aquellos elementos 48,8 % o se puede situar en R el punto que representa la condición del vapor al final de esta expansión Habiendo pérdidas por fricción en la tubería, se sitúa en S. el punto que representa es estado del vapor a su entrada en la turbina de B.P. de ciar y siendo el vacío 91 %, la caída adiabática puede representarse por la línea vertical ST, de la que ST se transforma en energía mecánica, con un rendimiento de 55,7 % y queda establecida en U la condición final de exhaustación.

Para un peso de vapor de 90.000 Kgs. por

juego de turbinas y por hora, el proceso representado en el diagrama determina una potencia total de 103.600 S. H. P. y un consumo de vapor de 3,5 Kgs./S. H. P. hora. El rendimiento combinado de las turbinas de marcha avante incluyendo pérdidas friccionales, pero sin tener en cuenta los engranajes, es de 76,3 °/_o; no obstante, en condiciones de marcha actual se ha registrado hasta 79 °/_o si bien con vapor de más altas características.

con una superficie refrigerante de 1.850 mts.² y un gasto de agua de circulación igual a 75 veces la del vapor a condensar. Estas condiciones determinan un vacío de 95 % (28,5") para una temperatura del agua de mar de 18° C.

Cada condensador tiene dos placas de tubos, y dispuestas entre ellas tres planchas más que ayudan a soportar las de la envolvente.

Con objeto de impedir vibraciones en los tubosse hicieron diferentes las distancias entre las

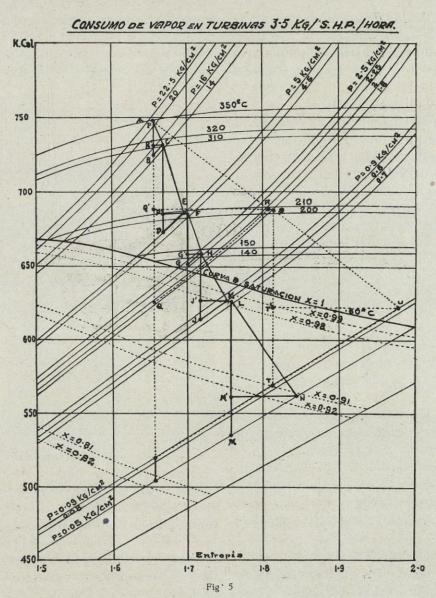


Diagrama de Mollier indicando la utilización del vapor en las turbinas del «Bremen»

Condiciones de entrada del vapor en turbinas { Presión 21 Kg/cm² Temperatura-350°C.

Condensadores principales

Son 4 en número, de los cuales cada uno condensa de 80 a 100 tons. de vapor por hora,

planchas de apoyo que, además de actuar como soportes, sirven para guiar el vapor a su entrada en los condensadores.

Los tubos se hallan dispuestos en haces de

los cuales el más alto sirve principalmente para condensar vapor, que entra en él por tres amplias depresiones o cavidades; después de condensarse baja a lo largo de una plancha inclinada que cubre el haz de tubos inferior, que por no estar directamente afectado por el calor de condensación, determina el enfriamiento del aire arrastrado, que asciende hasta un tubo de conexión situado en la esquina superior a un lado del condensador.

Instalación de calderas

Hay en conjunto 20 calderas acuotubulares, de las cuales 11 son de doble frente y 9 de simple frente. Todas ellas se hallan dispuestas en cuatro cámaras y queman petróleo.

Cada caldera se compone de un colector superior y dos inferiores unidos al primero por dos haces de tubos, dispuestos lateralmente en la caldera. Cada uno de estos haces se compone de dos grupos de tubos, dispuestos de modo que en el espacio existente entre ellos puedan alojarse los recalentadores. Los gases pasan por los recalentadores desde la parte alta hacia abajo y por los haces de tubos desde el fondo hacia arriba.

Los recalentadores se componen de un haz de tubos y dos colectores, uno de vapor saturado y otro de vapor recalentado. El primero situado hacia el fondo y el segundo hacia la parte superior, de acuerdo con las direcciones de los gases y el vapor que pasan en sentidos opuestos.

Todas las calderas tienen economizadores, que se componen de tubos de acero fijados sobre placas de tubos de acero forjado.

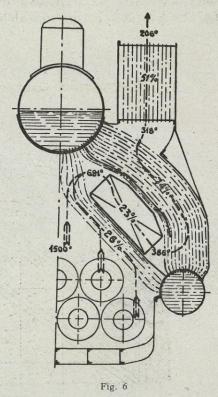
En las calderas de doble frente el aire pasa por los economizadores cruzándolos transversalmente dos veces, en cambio en las de simple frente pasa una sola vez y en dirección longitudinal.

Durante el funcionamiento se pueden limpiar los tubos de las calderas y los de los recalentadores y economizadores, por medio de una instalación de barrido que utiliza vapor recalentado en aquel caso y aire comprimido cuando la caldera está fría.

Antes de iniciar la manufactura de las calderas se decidió construir una de doble frente y someterla a ensayos de vaporización. Además de determinar el rendimiento, se tomaron buena cantidad de datos que permitieron establecer las temperaturas de combustión de los gases y del aire, las caídas de presión en las secciones de paso y la transmisión del calor en las diferentes partes de la superficie de calefacción.

En el último proyecto de caldera se hizo una prueba de 24 horas que dió los siguientes resultados:

Siendo la temperatura de alimentación 36° C. se vaporizaron 32.700 kgs. de agua, con un consumo de 2,70 kgs. de petróleo, o sea una vapo-



Distribución de temperaturas en la caldera

rización específica de la caldera de 29,7 kilogramos por m⁻² de superfície de calefacción y una vaporización específica del combustible de 12,03 kgs. de vapor por k⁻¹ de petróleo.

La temperatura media del vapor generado fué 360° C. y la presión 20.5 atmósferas. La estimación de CO_2 para los gases que pasaron por el economizador, dió un $13.67^{\circ}/_{\circ}$ que corresponde a un exceso de aire del $4^{\circ}/_{\circ}$ y el rendimiento medio de la caldera durante el ensayo fué $88.1^{\circ}/_{\circ}$.

Para darse clara cuenta de la marcha de la combustión y utilización del calor se han hecho los diagramas de las figuras 6 y 7, en que figuran, en el primero: distribución de temperaturas e indicación esquemática de las secciones de paso de los gases, y en el segundo: la utilización del calor, estableciendo el diagrama de balance térmico.

Las cifras de °/_o que figuran en el primero de los diagramas referidos, indican la relación de la superficie de calefacción del grupo considerado a la superficie húmeda de calefacción total que se tomó como 100 °/_o.

En el diagrama de balance térmico se ve que una gran parte del calor desarrollado por la combustión (el 72 °/_o) es absorbido por el primer haz acuotubular de la caldera, que representa el 26 °/_o de la superficie de calefacción

del calor, por ser muy bajas las temperaturas a que se realiza dicha transmisión.

Los gases calientes que abandonan la caldera se llevan al 11,9 °/₀ del calor de combustión, lo que constituye la única pérdida de calor y establece un rendimiento de 88,1 °/₀.

El economizador enfría los gases hasta 206° C. y absorbe de ellos el 4,1 % del calor total de combustión cuyo calor se utiliza para aumentar la temperatura de combustión y por lo tanto la caída útil de temperatura que, a su vez, es aumentada ligeramente por el aire comburente que antes de dirigirse a los quemadores pasa por la parte exterior de la caldera y se calienta un poco.

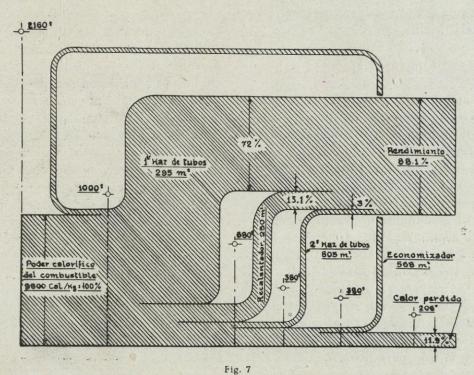


Diagrama de balance térmico de una caldera de doble frente

total; la mayor parte de este calor se transmite por radiación desde la cámara de combustión a la primera hilada de tubos.

El recalentador, que sigue al primer haz de tubos, adiciona según los cálculos 13,1 °/ $_{\rm o}$ del calor de combustión.

En el segundo haz tubular de la caldera, el calor transmitido es poco, con relación a su gran superficie de calefacción; este haz absorbe solo el 3 º/o del calor de combustión. Esto, aunque no parece satisfactorio no debe modificarse, pues para enfriar más los gases, se requerirían mayores superficies de transmisión

En el proyecto de la instalación de los generadores de vapor, uno de los puntos a discutir fué la elección del sistema de «tiro artificial» que presentó dos soluciones: el sistema «Howden» de tiro en caliente, donde el aire de combustión se lleva a los economizadores desde los ventiladores de tiro forzado y el sistema de cámara cerrada alimentada por los ventiladores con aire comburente a presión.

Analizando ambos sistemas se encontró más ventajoso el segundo que se adoptó y contra el cual solo se adujeron como argumentos, el no ser usual en la marina mercante y la necesidad

de instalar troncos de escape para acceso a las cámaras de calderas.

En cambio, contra el sistema «Howden» se hicieron muchas objeciones como la necesidad de instalar conductos de aire voluminosos y pesados entre ventiladores y economizadores, que ocupan la parte alta de las cámaras e interfieren con la tubería de alimentación, la de vapor auxiliar y, sobre todo, con la de vapor principal. Se presenta también la dificultad de la regulación adecuada de los diferentes ramales de la conducción de aire y cada quemador requiere su regulación individual de ventilación.

Para operación en puerto, se instaló en tres de las calderas de simple frente, un sistema especial que consiste en un ventilador accionado por un motor para cada caldera en disposición análoga al «Howden».

Conclusiones

Las turbinas y calderas del «Bremen» fueron proyectadas de acuerdo con los principios generales que combinan la economía especificada en el contrato, con la reducción de peso necesaria para obtener la velocidad fijada, dejando al proyectista en plena libertad para obtener uno de los mas importantes requerimientos de la maquinaria de un trasatlántico, la seguridad.

Hay duda acerca de si los armadores y proyectistas de buques, permanecerán orientados hacia los principios establecidos en el «Bremen» y análogos, o si dejará de utilizarse el vapor en la maquinaria de propulsión de las instalaciones modernas.

Se puede esperar la casi cierta llegada de tipos de calderas que permitirán considerablemente mayores cargas de calor por unidad de superficie de calefacción, por una más ingeniosa utilización del calor radiante, elimitación de obra refractaria y mejora de la circulación del agua.

En cuanto al progreso de las turbinas, solo será posible después que los factores que tienden al más alto rendimiento, se hayan incluído en el aumento de velocidad de rotación y esto a su vez depende de encontrar materiales y diseños de partes giratorias, incluyendo el aletaje, que sean capaces de resistir las crecientes tensiones centrífugas.

El rendimiento de las mejores turbinas terrestres de vapor con velocidades periféricas

máximas de 300 mts/segundo, es alrededor de 82 °/0, y el de las turbinas marinas de la época del «Bremen» está próximo a 78 °/0. Es por lo tanto posible todavía una mejora del 5 °/0 con relación al límite alcanzable del rendimiento, pero se debe considerar que también se llega al límite de seguridad. (L. A)

Modernos circuitos de alimentación (Por G. J. Weir, *Institution of Mechanical Engineers*, Londres, 18 Enero 1929)

El ciclo fundamental recorrido por el flúido activo en las instalaciones de potencia que utilizan vapor de agua es realizado en el siguiente orden: desde calderas a generadores de potencia, de éstos a condensadores y de los condensadores retorno a las calderas. Este circuito sencillo entraña un cierto número de cambios de calor afectos a él, y se hace más complejo cuando se consideran las pérdidas de flúido y la introducción de nuevas cantidades para reponerlas. Es ahora cuando se concede importancia a la consideración en detalle, del circuito de alimentación y esto se hace para establecer un balance térmico adecuado a la instalación y elegir el mejor entre los varios circuitos de que se puede disponer. De los muchos factores que entran en la consideración del circuito óptimo, se destacan: la presión del vapor, el tipo de calderas, el factor de variación de régimen y las cualidades del agua.

Más aún, cuando se trata de altas presiones de vapor, hay una tendencia creciente a introducir lo que puede llamarse un sub-circuito, en el cual el flúido material se puede utilizar meramente como un vehículo para facilitar intercambios de calor o recorrer un ciclo de trabajo. Podría emplearse para estos una materia difeferente, como mercurio, que tiene características físicas apropiadas.

Vamos a estudiar las particularidades de los varios circuitos representándolos por medio de diagramas convencionales, empezando por los casos fundamentales más simples y considerando después las modificaciones y complicaciones que deben ser introducidas para satisfacer condiciones especiales.

Con el propósito de simplicar los diagramas es conveniente utilizar la notación convencional indicada en la figura 1. Teniendo esta en cuenta, el circuito de alimentación funda-

mental se puede representar por la figura 2. Esta disposición es impracticable porque no hay modo de controlar la cantidad y la distribución del flúido en el circuito, pues requiriendo cada régimen de evaporación una cantidad determinada de agua en calderas, que varía con aquel, el exceso de agua para un régimen intensivo de evaporación, causaría inundación en el condensador.

El método más sencillo de allanar esta dificultad está indicado en la figura 3.

En esta disposición se ha insertado un tanque en el circuito, entre la bomba de extracción y la de alimentación. El nivel de la caldera puede ser controlado por un flotador y las variaciones en cantidad del agua del circuito serán compensadas automáticamente por el tanla caldera y los productos condensados descargados por la bomba de condensación y trabaja muy bien en la práctica.

Las válvulas de adición y sobrante suelen ser operadas por medio de flotadores situados en el fondo del condensador principal o conectados a él, y funcionan de modo que mantengan un nivel determinado en el lado de la aspiración de la bomba de extracción. La distribución de agua en el circuito está controlada por el nivel de agua en las calderas. Si hay demasiada agua en el circuito, la bomba de extracción la aspira del condensador y como la de alimentación está controlada en su parte de descarga, el nivel de agua sube en el tubo de aspiración de productos condensados y acciona el flotador que por un mecanismo abre la

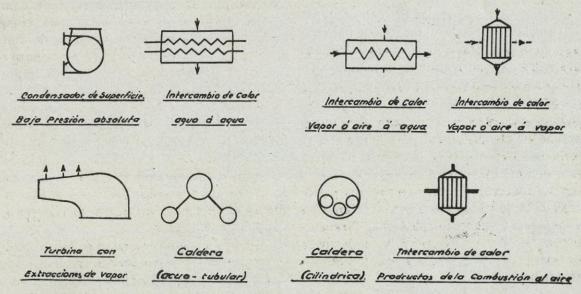


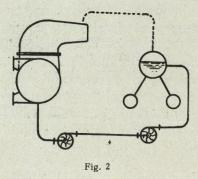
Fig. 1

que. Este sistema tiene un defecto capital que consiste en que el tanque está expuesto a la absorción de aire, que se introduce en el circuito y origina corrosión en la caldera u otras partes de aquel. En algunos casos y particularmente en instalaciones marinas, no se pueden disponer de la altura de carga estática necesaria para un tanque de esta naturaleza. Una solución más completa consiste en conservar el original sistema cerrado y proveerle de conexiones automáticas de rebosamiento y de adición con un tanque externo, como en la figura 4.

Esta disposición da gran flexibilidad, en operación, entre la alimentación requerida por

válvula de sobrante, que permite que el exceso de agua salga del circuito y vuelva al tanque de alimentación Cuando sucede el caso opuesto y la bomba de alimentación demanda más agua de la que llega del condensador, el nivel de agua en la tubería de aspiración de productos condensados, caerá y accionará el flotador que abrirá la válvula de adición y permitirá el paso de agua desde el tanque de alimentación al condensador, en donde se le extrae el aire, antes de que entre en el circuito.

Una solución intermedia consiste en hacer que el tanque de alimentación forme parte del condensador como en el sistema llamado de capacidad interna que está indlcado en la figura 5. Se dispone una amplia cisterna en la base del condensador y se hace que el nivel de agua pueda oscilar con variaciones del régimen de modo que se relacionen las demandas de agua de las calderas, con el volumen contenido en la cisterna. Se instala una válvula de adición a un nivel determinado, con objeto de asegurar la reposición de las pérdidas y el retorno al



sistema del agua de derrame de calentadores de alimentación, etc. Esta disposición ha sido utilizada en la práctica actual, en varias instalaciones marinas y ha resultado de un funcionamiento estable y suave, ha probado además, ser una excelente solución de un problema algo difícil.

El éxito del sistema de alimentación cerrada para evitar la corrosión, depende, naturalmente, de la eficacia del condensador como

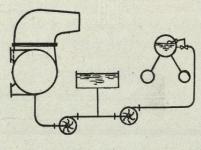


Fig. 3

desaireador; en este sentido algunos condensadores son buenos y otros malos.

Los buenos condensadores son aquellos que rinden productos condensados próximamente a la temperatura del vacío y determinan una cantidad de oxígeno contenido no superior a 0,05 cm³. por litro. Esto conduce a estudiar la cuestión del desaireado.

El agua de alimentación puede ser desaireada si se hierve y esto puede hacerse a cualquier presión y temperatura. El primer aparato que utilizó esta consideración fué el calentador «Weir», de contacto directo.

Este calentador trabaja en unión de un tipo sencillo de sistema de alimentación abierta. Su más sencilla instalación es la que utilizan la mayoría de los buques de vapor y está indicada en la figura 6. En este caso, el agua de alimentación pasa desde un tanque abierto, por una válvula difusora, a una cámara donde se mezcla con vapor de exhaustación. La presión en la cámara se mantiene muy próxima a la equivalente al punto de ebullición de la mezcla, por una pequeña conexión al condensador, por la cual se aspira el aire desprendido. Por medio de un flotador se mantiene un nivel de agua en la base de la cámara, que en el caso de calderas acuo-tubulares, controla la entrada en la camara, del agua procedente de la cisterna.

La figura 7 indica, con mayor detalle, la construcción del calentador de alimentación y desaireador. Es substancialmente la misma del

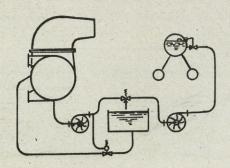


Fig. 4

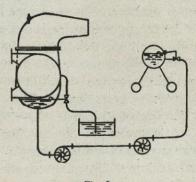
proyecto original realizado en 1.887. Como el agua en la base del calentador está casi a la temperatura de ebullición, correspondiente a su presión, es necesario que el calentador tenga una considerable altura de carga sobre las bombas de alimentación para impedir la vaporización cuando pasa por ellas En la práctica actual es deseable una altura de 30 pies por lo menos, lo que en algunos casos es difícil de realizar; además trae consigo la necesidad de instalar una bomba especial para elevar el agua al calentador.

En cuanto a la disposición indicada en la figura 6, si no se quiere introducir una válvula accionada por flotador, entre la bomba de alimentación y la cisterna, se admite el control del flotador y se hace la cámara de la base del calentador suficientemente grande para llevar el agua de reserva necesaria. Esto, desde luego, implica la instalación de un tanque grande de agua caliente y elevado en posición, que re-

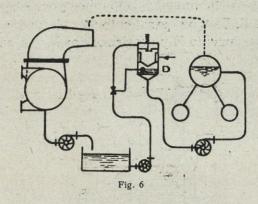
querirá ser aislado para impedir pérdidas de calor y suficientemente fuerte para resistir variaciones de presión por encima y debajo de la atmosférica.

En un calentador de contacto directo, que

tipo, para bajas temperaturas puede ser eliminada en instalaciones especiales de desaireado, de las cuales hay muchos proyectos. La figura 8, muestra el desaireador «Weir» «Optimum» que compendía los resultados obtenidos en re-







trabaja suavemente, el agua no alcanza práctimente el punto de ebullición; el grado de desaireado obtenido no es por lo tanto el máximo posible. Este es, particularmente, el caso cientes investigaciones. El aparato está basado en el principio de que la eficiencia de desaireado aumenta con la rapidez de ebullición; el agua entra por A y pasa por la válvula de ma-

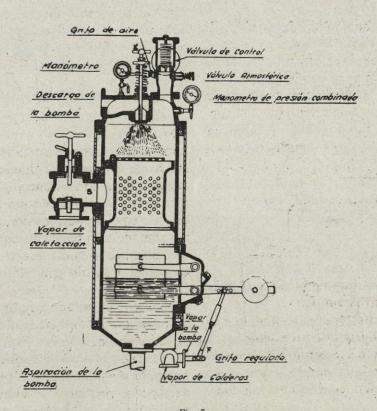
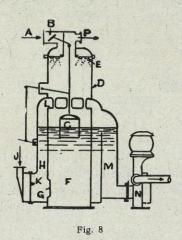


Fig. 1

de temperaturas de 120 a 130.º F.; no obstante a-temperaturas más altas, de 200 a 220.º F., el desaireado obtenido es completamente satisfactorio. Esta deficiencia del calentador de este riposa B controlada por el flotador C, después de pasar por B es pulverizada en la parte alta de la cámara D por las toberas difusoras E, cae sobre el flotador C y se recoge en el com-

en a la company and a supplied a

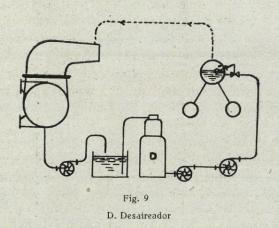
partimiento F; de allí pasa por la lumbrera G y entra en H, aquí se encuentra con vapor a baja presión que entra por J y pasa una plancha perforada K, teniendo lugar una violenta ebullición en H, el vapor generado se vá hacia arriba por las lumbreras L y se condensa al encontrarse con la aspersión fría que cae de las toberas E. El agua pasa entonces alrededor del compartimiento H y desciende por M a la parte



de aspiración de la bomba de extracción. El aire desprendido sube a través de los chorros

frios y es aspirado por P ya por un eyector de aire o por su conexión a un condensador.

Este desaireador trabaja extremadamente bien y tiene muy buen rendimiento para temperaturas bajas o altas, siendo las cifras características 0,02 cm³. por litro con agua que entra a 126.º F. y sale a 150.º F. y 0,02 cm³. por litro



con agua que entra a 47.º F. y sale a 100.º F. Su funcionamiento es automático y las cantidades de vapor y de agua pueden variar independientemente sin afectar la estabilidad de la instalación. Lo único que cambia con estas va-

riaciones es el vacío en el aparato. Este desaireador es también un calentador y puede colocarse en cualquier punto conveniente del circuito de alimentación. En la figura 9 indicamos una disposición muy conveniente. El agua es aspirada dentro del desaireador por el vacío allí reinante y una bomba de extracción la extrae de allí y la descarga a muy poca presión a la aspiración de la bomba de alimentación.

Con objeto de aumentar la eficiencia térmica de todo ciclo práctico de alimentación, se tendrán en cuenta varias disposiciones de calentadores. La figura 10 indica una disposición corriente que tiene una fase de calefacción con vapor de exhaustación y dos fases de calefacción por extracciones de vapor; A indica el primer calentador que se ha situado entre la bomba de extracción y la de alimentación. Este calentador utiliza toda la exhaustación auxiliar disponible. Seleccionando el tipo y número de auxiliares servidas por vapor, se puede disponer la cantidad de exhaustación auxiliar que dé una temperatura de alimentación al salir de este calentador de 160.º F. a 170.º F. Estas temperaturas se considerarán como un máximo para condiciones de trabajo suave y buen rendimiento de las bombas de alimentación a plena carga.

Para un régimen moderado, aumenta la temperatura de salida del calentador, pero debido a la reducción de la cantidad que pasa por la bomba de alimentación, ésta última funciona suavemente aunque con el agua más caliente. Bajo tales condiciones, las turbo-bombas de alimentación «Weir» en un sistema de circuito cerrado han llegado a tratar con agua 220.º F. pero aunque no se presentaron dificultades no se puede recomendar una temperatura tan alta en el lado de aspiración de una bomba de esta clase.

Los dos calentadores por extracción de vapor, están situados en el lado de la descarga de la bomba de alimentación de calderas y están dispuestos en serie por su lado del agua, son por consiguiente de construcción pesada para poder resistir la presión de descarga de la bomba y resultan costosos. El calentador o calentadores en el lado de aspiración son de baja presión y resultan económicos, de modo que por consideraciones de coste y de buenas condiciones de trabajo de la bomba, se debe colocar tanta superficie de calefacción como se pueda, en el lado de aspiractón de las bombas de alimentación. Las presiones en los puntos donde se toman extracciones de vapor se elegirán de modo que la temperatura de saturación del vapor sea unos 10.º F. más alta que la temperatura de alimentación al salir del calentador. Esta diferencia de temperatura determina un calentador de tamaño razonable y buena economía. Algunas de las mayores instalaciones americanas de potencia, reducen dicha diferencia hasta 5.º F. y en instalaciones marinas se adopta corrientemente una diferencia terminal de 20.º F., en cualquier caso, para condiciones determinadas no es difícil establecer un compromiso entre el coste y la eficiencia térmica de los calentadores.

Con objeto de obtener el mejor balance térmico, es necesario que el esquema de instalación incluya también el circuito de aire de combustión. La figura 11 indica un circuito combinado en el cual figuran: un pre-calentador de aire y un economizador E D respectivamente. Utilizando un economizador se usarán menos calentadores de extracciones de vapor. La temperatura de alimentación al salir del calentador C sería como antes alrededor de 220° F. y la de salida del economizador alrededor de 400° F.; la del aire que sale del calentador 380° F. y la temperatura final de los gases que abandonan el pre-calentador de aire sería de 300° F.

Otro sujeto importante en un circuito de alimentación, es la «adición» de alimentación. Esta se proporciona generalmente evaporando agua natural a una presión conveniente, cuya adopción depende de la naturaleza del circuito. Es generalmente preferible elegir puntos bajos de la curva presión-temperatura, porque se producen depósitos blandos o poco concentrados, cuando se evapora a baja temperatura y hay además relativamente mayores diferencias de temperaturas en la parte baja de aquella curva. Puede verse esto considerando aquellas diferencias relativas a 100 lbs. por pulgada cuadrada de presión manométrica y cinco pulgadas de vacío, para una diferencia de presión de 5 lbs.; en cada caso las diferencias de temperatura son 11° F. y 24° F. Esto significa que para el mismo régimen de transmisión el evaporador de baja presión necesita solamente tener una superficie que es los 11/24 de la del de alta presión. Debido al más bajo régimen de transmisión normalmente alcanzable a bajas presiones, esto no es extrictamente cierto, pero aún cuando se tome en cuenta; se hace muy considerable la reducción de superficie.

Cuando se trabajan balances térmicos se encuentra ocasionalmente que se dispone de demasiado vapor de exhaustación, en tales casos es vantajoso el evaporador de múltiple efecto, que puede ser de doble, triple, cuádruple o aún séxtuplo efecto, utilizándose estos dos últimos para las más altas presiones de vapor. La relación de producción a vapor consumido por un evaporador de múltiple efecto es como sigue:

Simple efecto. . . 0,8 a 1.

Doble » . . . 1,3 a 1.

Triple » . . . 2,6 a 1.

Séxtuple » . . . 4 a 1.

Es raro que se tengan que utilizar los dos últimos en instalaciones normales.

La figura 12 muestra un sistema de alimentación típico, con un evaporador de baja presión incorporado al esquema; este es, en hecho, el adoptado en el «Viceroy of India» de la P. & O. A es un enfriador de purgas, B un calentador de baja presión, C uno de presión intermedia, D uno de alta presión y E un evaporador de baja presión. En la figura se indican las temperaturas en diferentes puntos del circuito. Se notará que el evaporador toma vapor de la turbina a una presión absoluta de 22,2 libras por pulgada cuadrada, pasando el vapor generado a una de las tuberías de extracción a la presión de 8,5 lbs. por pulgada cuadrada. Esta presión da una diferencia de temperaturas de 48° F. que es bastante moderada y la presión en el cuerpo del evaporador que es de 8,5 libras por pulgada cuadrada con una temperatura correspondiente de 106º F. determinaria una concentración aceptable.

Esto unido a que el agua de alimentación que entra en el evaporador es agua dulce aspirada del doble fondo, hace que se realice una adición o reposición de pérdidas, libre de toda impureza.

Examinando el sistema de purgas de los calentadores, vemos que la del calentador D pasa a C, la de C a B, la de B a A y A las envía al condensador principal. Esta disposición permite que el calor de las purgas se transmita en parte al agua de alimentación, lo cual aumenta el rendimiento. Toda el agua pasa por lo tanto, por el condensador una vez en cada ciclo, consiguientemente; siendo cerrado el sistema se aumenta el efecto de desaireado. Se puede ver que las presiones de las tomas de vapor para calentadores son: la de B-8,5 lbs. por pulgada cuadrada; la de C-22,2 lbs. por pulgada cuadrada y la de D-77 lbs. por pulgada cuadrada, siendo la temperatura final de alimentación 300° F. y la presión en calderas 375 lbs. por pulgada cuadrada.

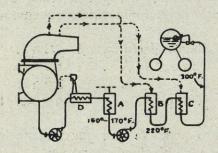


Fig. 10

Un método de producir la cantidad de flúido necesario para reposición de pérdidas, es introducir calderas especialmente dispuestas para este objeto. Tiene este método considerables ventajas en instalaciones de alta presión con recalentamiento elevado, en cuanto a la

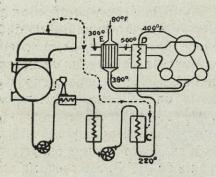


Fig. 11

distribución de vapor a las auxiliares. Una descripción reciente de este tipo aplicado a buques modernos, es la debida a Mr. J. J. Johnston de la «Canadian Pacific Steamship C°.» y consiste en una disposición de calderas acuo-tubulares de alta presión para suministro de vapor de alta presión y gran recalentamiento, a máquinas principales, y calderas escocesas de media presión, para servicio de vapor saturado a las auxiliares. Las presiones en calderas son 370 y 200 lbs. por pulgada cuadrada respectivamente, para las calderas de alta y baja presión.

La disposición está indicada en la figura 13. El sistema es abierto y tiene el calentador de contacto directo de tipo normal, servido por vapor suministrado desde el turbo-generador.

El método de hacer la «adición» para las calderas de alta presión, es como sigue:

El vapor generado por las calderas escoce-

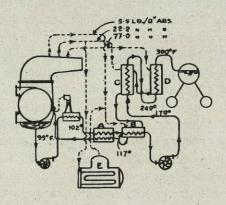


Fig. 12

sas (cuya adición se aspira del tanque de reserva) alimenta la turbina de presión intermedia, pasando por una válvula reductora y por la tubería A; se expansiona en las turbinas de intermedia y baja presión y después de condensarse, se acumula en el tanque de alimentación.

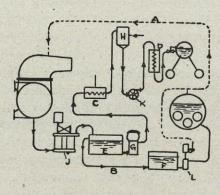
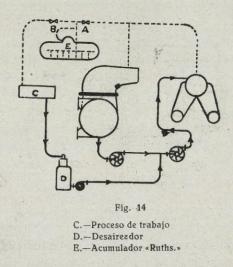


Fig. 13

- E.-Tanque de alimentación
- F.-Tanque auxiliar de alimentación.
- G.—Bomba de la cisterna
- H.-Calentador de contacto-directo
- J.—Bomba de aire
- K.-Bomba de alimentación, centrífuga
- L.—Bomba de alimentación, alternativa

El nivel en este tanque sube hasta alcanzar el rebosamiento y el sobrante vuelve al tanque de alimentación auxiliar, pasando por el tubo B. Hay dos calentadores de alimentación, C y D, de baja y alta presión respectivamente. El de

baja admite toda la exhaustación auxiliar y se purga al tanque de alimentación auxiliar y el de alta admite vapor de las calderas escocesas y manda sus purgas a la cisterna. Vemos pues que se reciben en aquella, no solo la condensación del circuito de alta presión, sinó también las purgas del calentador de alta que, estando alimentado por vapor de las calderas auxiliares independientemente del circuito de alta presión,



proporciona una nueva cantidad de agua de alimentación para las calderas de alta presión, que constituye la adición para aquel circuito.

Se observará que ningún producto condensado del sistema de baja presión que pueda contener grasa de las auxiliares, pueden pasar el sistema de alta. En pruebas, la temperatura de alimentación a la salida de los calentadores de alta llegó hasta 320° F. determinando condiciones de marcha muy económicas.

Grandes variaciones alrededor de las condi-

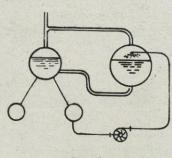


Fig. 15

ciones de régimen afecta adversamente el comportamiento de una instalación de calderas, por esta razón se ha tratado de introducir en el circuito de alimentación, acumuladores de calor, de los cuales se han diseñado varias formas. El principio consiste en acumular calor en una gran cantidad de agu³, bajo presión y a la temperatura de saturación y disponer de esta energía en el vapor genenerado con una presión decreciente. La figura 14 muestra un acumulador de vapor «Ruths» dispuesto en el circuito de alimentación normal para una planta industrial donde una parte del vapor se utiliza para generadores eléctricos y el restante para un proceso de trabajo. Las dos válvulas que se indican, una a cada lado de la conexión de vapor al acumulador, están dispuestas de modo que la presión del vapor destinado al proceso de

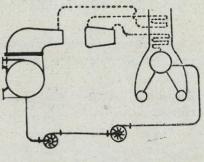


Fig. 16

trabajo es constante. Cuando se proporciona más vapor del requerido, la válvula A se abre y admite vapor de alta presión al acumulador, aumentando la presión del acumulador. Para un régimen extremo saldrá vapor del acumulador, haciendo bajar la presión en él y en este momento se cerrará la válvula A. La B controla el vapor de trabajo y se opera automáticamente como la A. Las vávulas de control A y B

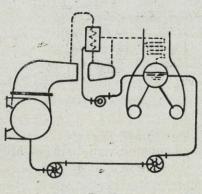
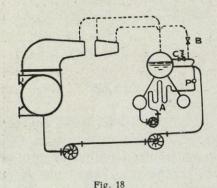


Fig. 17

se accionan por servo-motores operados con aceite a presión, bajo el control de válvulas pilotos, a su vez controladas por la presión a regular, manteniéndose la presión de aceite necesaria con una bomba adecuada. El acumulador

es sencillamente un gran tanque cilíndrico con extremos hemisféricos en el cual el agua ocupa alrededor del 90 % del volumen y su calefacción se realiza por contacto directo, para lo cual se han colocado toberas especiales repartidas en toda la longitud del acumulador para impedir ruidos indebidos y dar calefacción uniforme.

El vapor condensado después de un proceso de trabajo, no es siempre recuperable, pero si lo es, hay varios métodos de reintroducirlo en el circuito de alimentación principal. Para ello es desaireado y calentado en un desaireador conveniente antes de mezclarlo con la condensación procedente de la instalación de turbinas.



P. Pirómetro

En la disposición descrita el acumulador proporciona vapor de características algo más bajas que las de la caldera. Veamos como se puede proceder en el caso de que se requiera almacenar vapor en condiciones análogas a las del generado en calderas. (Véase la figura 15).

El acumulador está en comunicación directa con el colector de vapor de la caldera y el agua del acumulador se toma del colecctor de agua de la caldera, por medio de una bomba que crea la altura de carga necesaria para mantener circulación.

Siendo iguales las presiones del acumulador y de la caldera no se necesitan válvulas de control.

Se suele encontrar en muchos casos que, aún partiendo de vapor de presión inicial elevada, se hace indebidamente húmedo mucho antes de alcanzar el condensador produciéndose, por consiguiente, corrosiones y pérdidas general de rendimiento por humedad en el aletaje de baja presión. Se hace por esto conve-

niente en algunos casos, tomar el vapor en un punto determinado de la expansión y recalentarlo para, de este modo, desplazar las condensaciones más lejos en el camino del vapor al condensador.

Aparte de la eliminación de las corrosiones de las aletas de turbinas, esta disposición tiene ventajas de índole termodinámica y aumenta el rendimiento del ciclo.

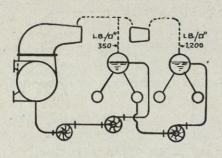


Fig. 19

En la figura 16 este recalentamiento es obtenido conduciendo el vapor de exhaustación de la primera turbina a una serie de serpentines dispuestos en la parte exterior del recalentador, siendo, desde luego, proporcionado el calor por los gases de escape.

En la figura 17 se efectúa el recalentamiento por medio de vapor recalentado a la presión de la caldera. En este caso se puede situar el recalentador en cualquier posición conveniente y por tanto este sistema dispone de un más ancho campo de aplicación.

En las figuras 16 y 17 se notará que el vapor de recalentamiento forma un sub-circuito. Se pueden disponer sub-circuitos similares para generar vapor a extra-alta presión.

La figura 18 muestra una tal disposición donde se aspira agua de uno de los colectores de baja presión y se inyecta en la caldera de alta presión, la cual es simplemente un elemento de tubos de poco diámetro dispuestos en serpentines y acomodados bajo los haces de tubos de la caldera de baja presión. A representa el elemento de alta presión, sus serpentines están directamente expuestos al calor radiante, obteniéndose el máximo coeficiente de transmisión de calor, el cual es absorbido en tubos de muy pequeño diámetro que permiten mantener la más alta presión en la caldera. El vapor producido en ésta puede utilizarse en una turbina de muy alta presión, cuya exhaustación

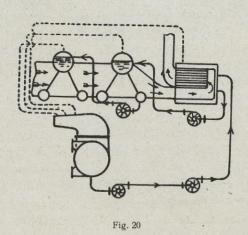
puede unirse al vapor de la caldera de baja presión para ser expansionado en otra turbina. De este modo las condiciones iniciales de temperatura, etc., son considerablemente más altas que las normales, para una parte del flúido activo, y se incrementa el rendimiento térmico de la instalación en su conjunto.

El vapor de altas características es extraído de la caldera por la válvula B y hay una válvula C de circulación cargada con un resorte para asegurar una circulación continua dentro del elemento de alta presión A, apesar de las variaciones de la cantidad de vapor que pasa por la válvula B.

El uso de calderas de dos presiones en un circuito combinado, se ha hecho casi frecuente y en este sentido es posible modernizar instalaciones existentes introduciendo calderas de alta presión en serie con las antiguas.

La figura 19 indica una tal disposición en forma esquemática; desde el colector de agua de la caldera primitiva se toma una conexión a la bomba de alimentación que sirve la caldera de alta presión. El vapor producido en esta caldera se expansiona en la turbina de alta presión hasta las características correspondientes a la turbina existente y entonces se mezcla con el vapor producido por la caldera primitiva. En el esquema se ha indicado una presión original de 350 lbs. por pulgada cuadrada y una extra alta presión de 1.200 lbs. por pulgada cuadrada. Estas son las cifras que representan la práctica actual.

Para obtener la mayor ventaja térmica de la



generación de vapor politrópico es necesario, apesar de todo, poner en serie las calderas en el lado de los gases de escape y es preferible que las de alta presión sean acuo-tubulares y las de baja del tipo de capacidad.

La figura 20 ilustra este caso con dos cal-

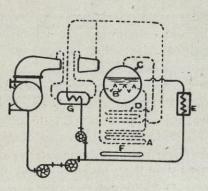


Fig. 21

deras acuo-tubulares y una de capacidad; en ambas, el vapor y los lados de escape de gases están en serie. Con esta disposición no se requieren pre-calentadores de aire, porque la caldera de baja presión reducirá la temperatura de los gases hasta el mismo límite que un precalentador normal.

No se requieren tampoco economizadores, pero se puede intercalar, en el sistema, un calentador regenerativo de alimentación de una fase.

El agua de alimentación para las calderas de intermedia y alta se toma respectivamente de las calderas de baja e intermedia, por medio de bombas indicadas en el esquema, en cuanto a la caldera de baja se alimenta del modo usual con los productos de condensación.

La disposición de calderas en serie con características diferentes es una variante del esquema usual formado por una caldera sencilla de alta presión con pre-calentador de aire, economizador y calefacción del agua de alimentación de fase múltiple.

En la figura 21 se muestra una caldera «Schmidt» de dicho tipo. El elemento tubular A está expuesto al calor radiante del hogar F y el vapor formado pasa al elemento tubular B dentro del colector C, aquí, el calor del vapor en el interior de los tubos se transmite al agua del colector la cual se evapora y pasa a la turbina de alta presión después de haberse recalentado en el elemento recalentador D; el agua del interior de los tubos del elemento A es químicamente pura y desaireada y el circuito está herméticamente cerrado. Esto asegura que la porción de la superficie de calefacción

de la caldera que tiene la más difícil tarea a desarrollar, que es absorber el calor radiante, tiene la protección necesaria contra la corrosión.

La caldera está provista de un economizador E y el recalentamiento del vapor después de la expansión en la turbina alta, se lleva a cabo en el recalentador G, el cual se alimenta de vapor recalentado de alta presión. Una bomba hace el retorno al colector C del vapor de alta presión condensado. En el sub-circuito de agua destilada que pasa por el elemento tubular A expuesto al calor radiante y el B del interior del colector C, la circulación depende enteramente de las condiciones de un termosifón, no necesitando por tanto bomba alguna.

Cuando se investigan las condiciones fundamentales de máximo rendimiento en un ciclo de vapor, se vé claramente que no es el vapor el flúido activo más adecuado para un ciclo de trabajo.

Se han ensayado algunas variantes, siendo la de más éxito, la introducción de un circuito de mercurio en un circuito de vapor.

La figura 22 ilustra un ciclo de flúido binario. Se evapora mercurio en la caldera de mercurio A, que recibe calor del hogar B. El vapor
de mercurio se expansiona en la turbina de
mercurio C y pasa al condensador de mercurio
D que hace también de caldera de vapor. Al
condensar el vapor de mercurio, se evapora el
agua de alimentación del ciclo de vapor, este
se conduce a la turbina de vapor E y por último se condensa en el condensador de vapor F.
Esta condensación crea el medio refrigerante
en el condensador de mercurio y se completa
el ciclo. Para los circuitos de vapor y mercurio
se requieren bombas de extracción y de alimentación, que figuran en el esquema.

La caldera de mercurio es completa aunque no está indicada así y tiene economizador y pre-calentador de aire pero no tiene recalentador por la alta temperatura de saturación del mercurio, en cambio el vapor pasa por un elemento recalentador antes de llegar a la turbina.

El sistema de flúido binario ha sido experimentado con vapor y Hg en una turbina de Hg que desarrolla 1.200 Kws, con resultados

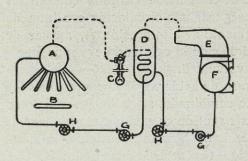


Fig. 22

- A.-Caldera de mercurio
- B.-Hogar
- C .- Turbina de mercurio
- D .- Condensador de mercurio y caldera de vapor
- E.-Turbina de vapor
- F.-Condensador de vapor
- G.—Bombas de extracción
- H.—Bombas de alimentación

tan optimistas que garantizaron la construcción de un grupo de 20.000 Kws.

Este grupo consiste en dos turbinas de 10.000 Kws. de vapor y Hg y se ha estimado un rendimiento térmico total de 32,5 °/o favorablemente comparable con la mejor instalación Diesel. Se ha llegado a estimar que una moderna instalación de vapor con una presión de calderas de 350 lbs. por pulgada cuadrada, puede aumentar su rendimiento térmico en 50 °/o con la introducción de una instalación de vapor de Hg. (L. A.)