

AÑO XLVIII - NUM. 535

ENERO 1980

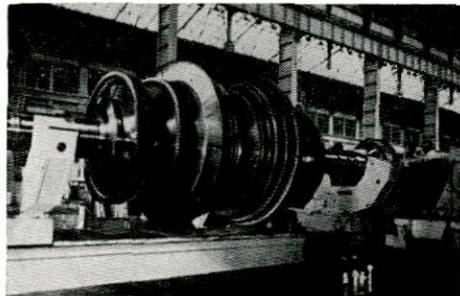
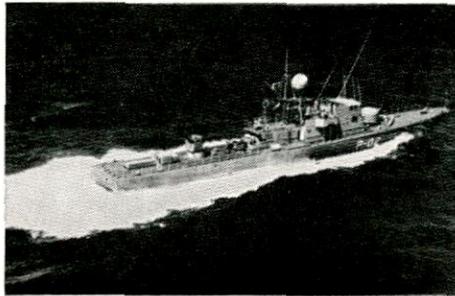
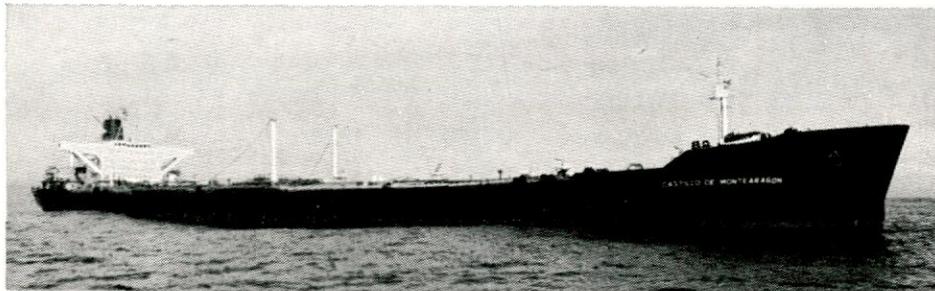
Ingeniería Naval



H. J. BARRERAS
Vigo

EMPRESA NACIONAL

"BAZAN"



■ CONSTRUCCION DE BUQUES DE GUERRA Y MERCANTES DE TODAS CLASES

■ REPARACIONES EN GENERAL

- ★ EQUIPOS PROPULSORES DE TURBINAS Y DIESEL
TURBINAS PARA CENTRALES TERMICAS CONVENCIONALES Y NUCLEARES.
- ★ CALDERAS MARINAS Y TERRESTRES.
- ★ ARMAS NAVALES Y MUNICIONES.
- ★ MAQUINARIA AUXILIAR
ARTEFACTOS NAVALES
GRUAS LOCOMOVILES,
HELICES, FUNDICIONES,
MATERIAL AGRICOLA, ETC.

■ FACTORIAS EN:

EL FERROL DEL CAUDILLO
CARTAGENA
SAN FERNANDO (CADIZ)

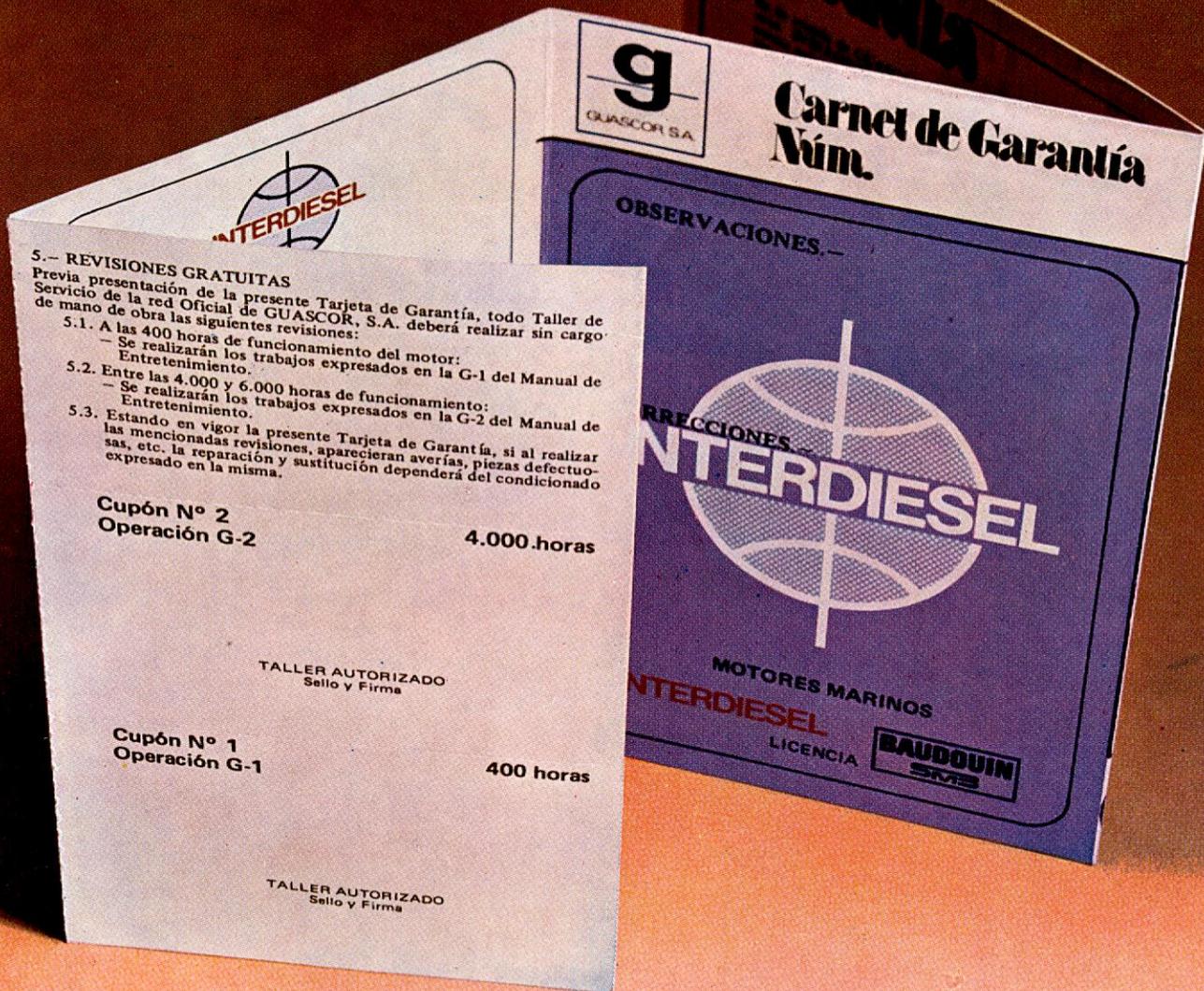
■ FABRICAS DE ARMAMENTO EN:

SAN FERNANDO (CADIZ)
CARTAGENA

■ DIQUES SECOS Y FLOTANTES:



OFICINA CENTRAL:
CASTELLANA, 65 · MADRID-1
TELEFONO 4415100 - TELEX 27480
CABLES: BAZAN



Cuando truena . . . nos acordamos del paraguas. Ocurre lo mismo con este carnet. Si Vd. lo ha usado alguna vez, ya sabe lo que tiene que hacer. Si nunca lo ha usado, fíjese si lleva la firma, el sello y la fecha de confirmación de venta. Y después debidamente protegido, póngalo en lugar seguro y a mano. Los usuarios de motores nacionales, fabricados por Baudouin-Interdiesel, distribuidos por

Gutiérrez Ascunce Corporación S.A., disfrutan de este "paraguas" que solamente puede facilitar un fabricante serio y responsable. Que pone a su disposición una red Oficial de Servicio post-venta, para atenderle allí donde su motor lo necesite.

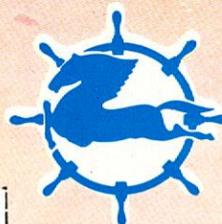
Por si los imprevistos, . . . el paraguas a mano.



Licencia BAUDOIN



Solicitud de: Información general Visita
 Nombre Cargo
 Empresa Dirección

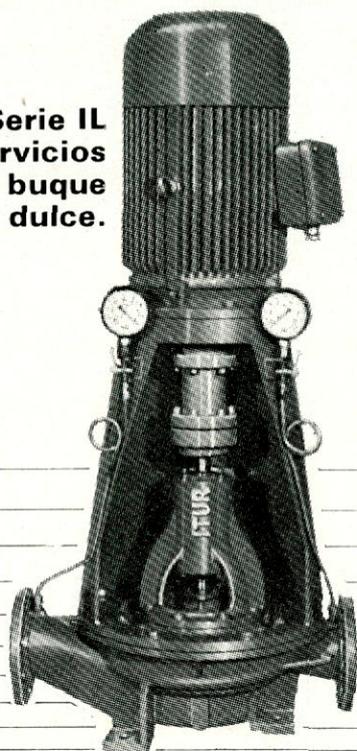


Pegaso-Interdiesel

Gutiérrez Ascunce Corporación, S.A./Edificio Guascor/Zumaya/Spain
 P.O. Box 30/Tel. (943)*861940/Telex. 36310-GUAZU-E

i Navegue con **ITUR!**

Bomba Serie II
para servicios
generales del buque
con agua salada o dulce.

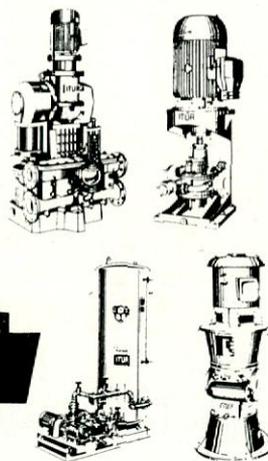
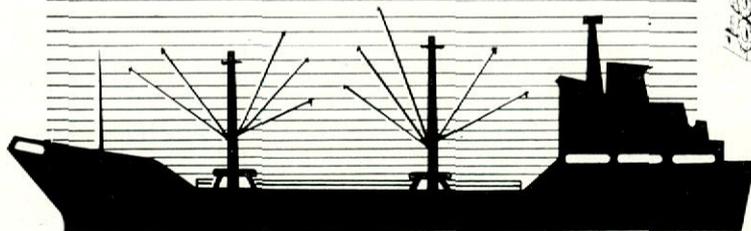


ITUR es capaz de solucionar a la perfección todos los problemas de bombeo que puedan presentarse en un buque:

Lubricación y refrigeración, por agua salada o dulce, de los motores principales. Trasiego de combustibles. Achique de sentinas, lastre, baldeo y contra-incendios.

Limpieza del parque de pesca, circulación de viveros y salmuera, bombeo de vísceras y residuos de pescado, en los modernos buques factoría y atuneros congeladores.

Equipos hidróforos de agua a presión, salada o dulce. Servicios de calefacción y de aire acondicionado, etc.



**Por eso, en la Marina,
ITUR ES LA BOMBA**



Trofeo "Líder"
de exportación

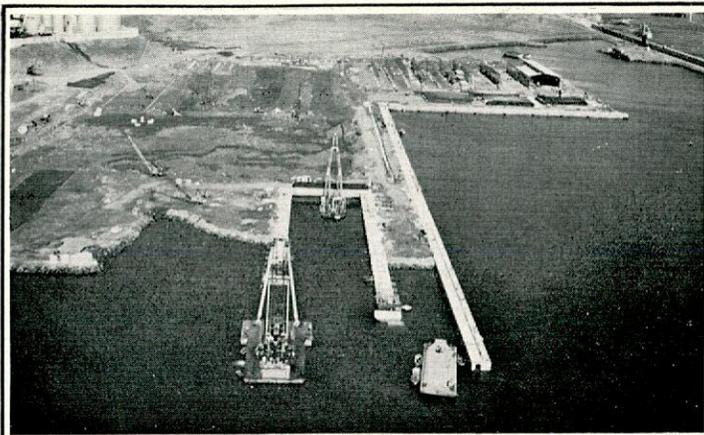


Solicite más amplia información a su proveedor habitual o al fabricante

MANUFACTURAS ARANZABAL, S. A.

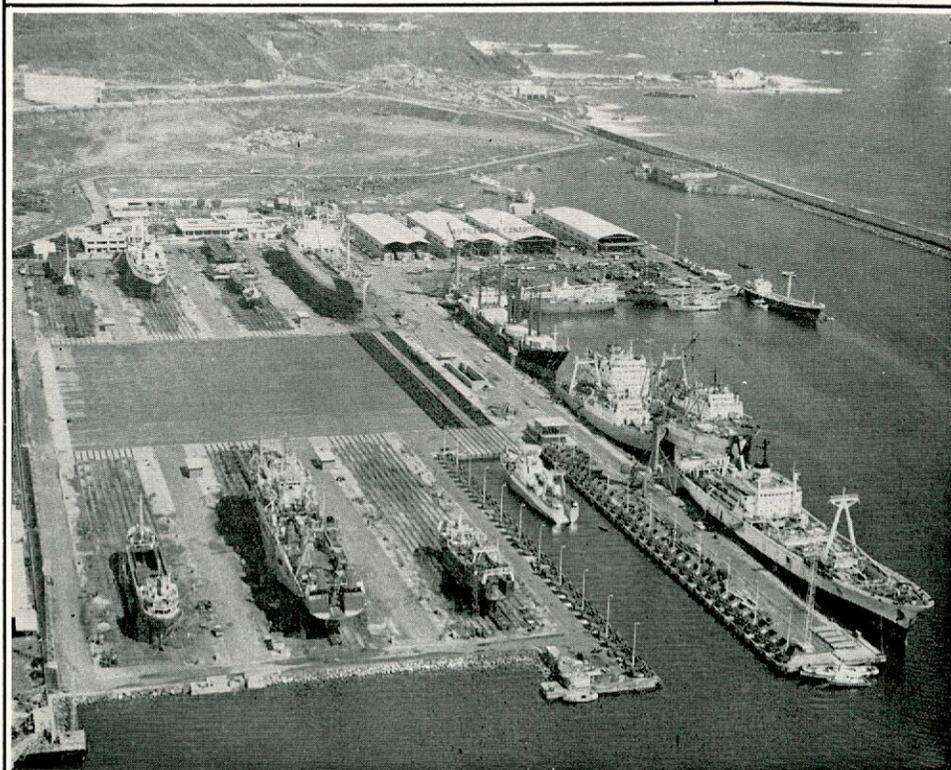
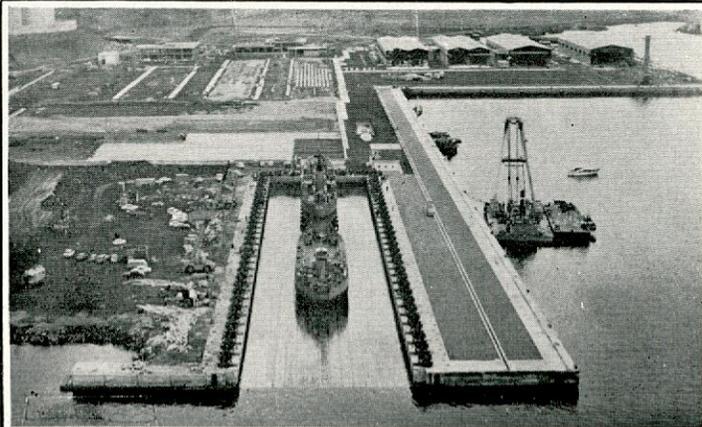
Apartado 41 - Telf. (943) 85 12 45 - 85 13 45 (10 líneas)
Telegramas: ITUR - Telex: 36335 - ARANZ-E y 36359 - ITUR-E
Zarauz (Guipúzcoa) España

Representantes y servicio post-venta en todo el país.



MAYO 1974
EN CONSTRUCCION

MAYO 1975
INAUGURACION DE LA
PLATAFORMA «SYNCROLIFT»



AÑO 1977

ASTICAN

ASTILLEROS CANARIOS, S. A.

**Reparación de buques en seco (hasta 35.000 TPM) y a flote
(560 metros de muelles con calado de 8 a 12 metros)**

Apartado 158 - Teléfono (928) 27 32 66* - Telex 95147 ASVAS-E - Las Palmas de Gran Canaria

ASTILLEROS DEL CANTABRICO Y DE RIERA S.A.

Apartado 391 — Gijón

Teléfono (985) 320150

Telex: 87353



B/T. QUIMICO "TUDELA"

NUEVAS CONSTRUCCIONES

Hasta 125 mts. de eslora

**BUQUES TANQUES-QUIMICOS, CEMENTEROS,
ASFALTEROS, FERRYS,
PORTACONTENEDORES,
BULK-CARRIERS, ETC.**

REPARACIONES EN GENERAL

Para una navegación segura, utilice la bomba naval de **Hidrotecar**

Para todos los servicios del
buque.

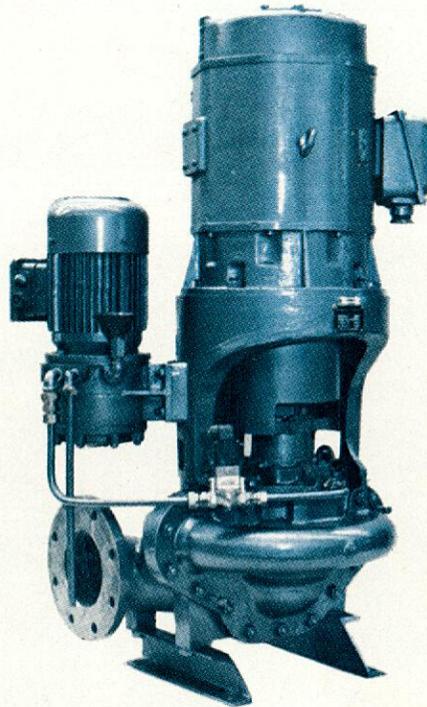
Bocas alineadas.

22 tipos con sólo 4 rotores.

Autocebado independiente.

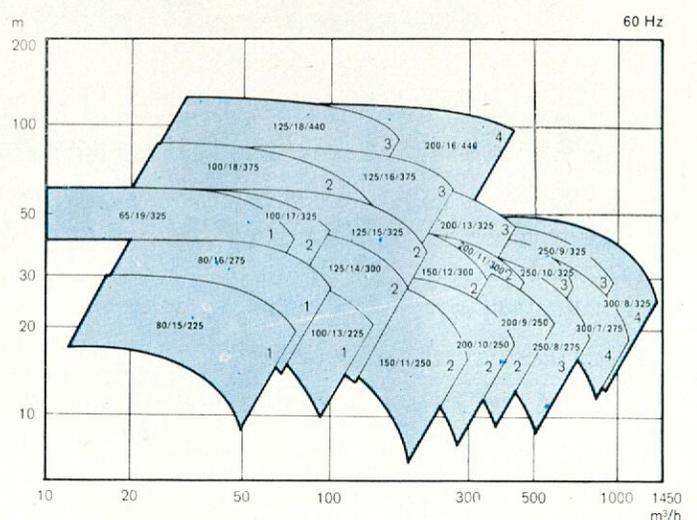
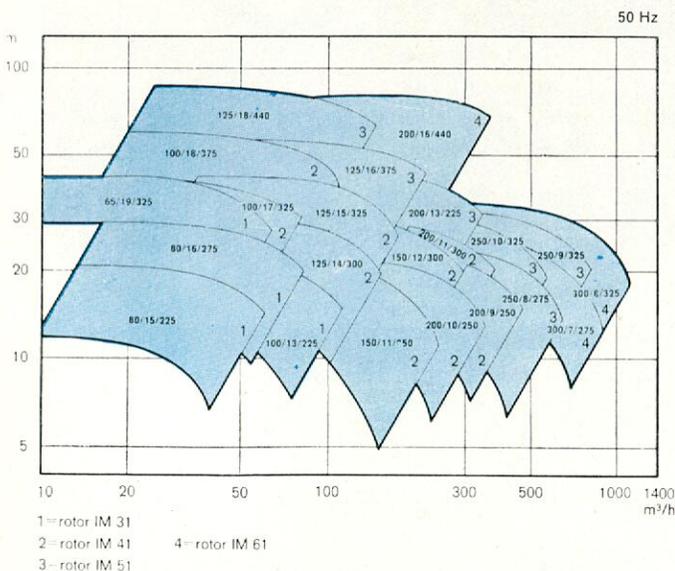
Carcasa partida.

Rotor fácilmente desmontable.



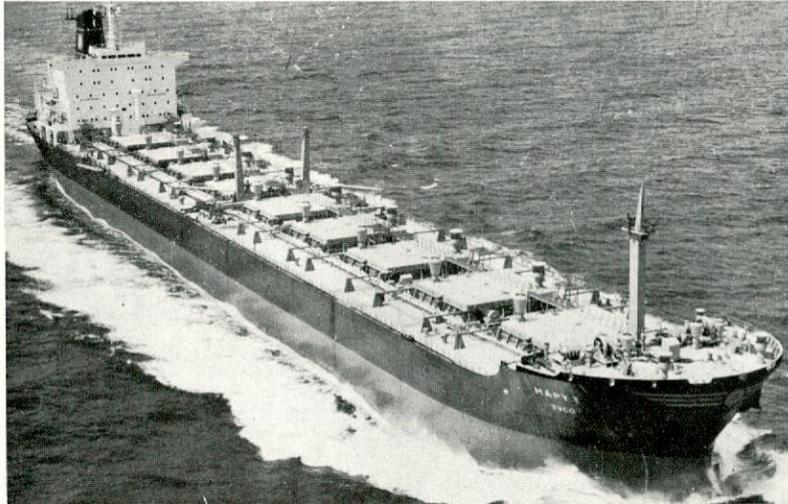
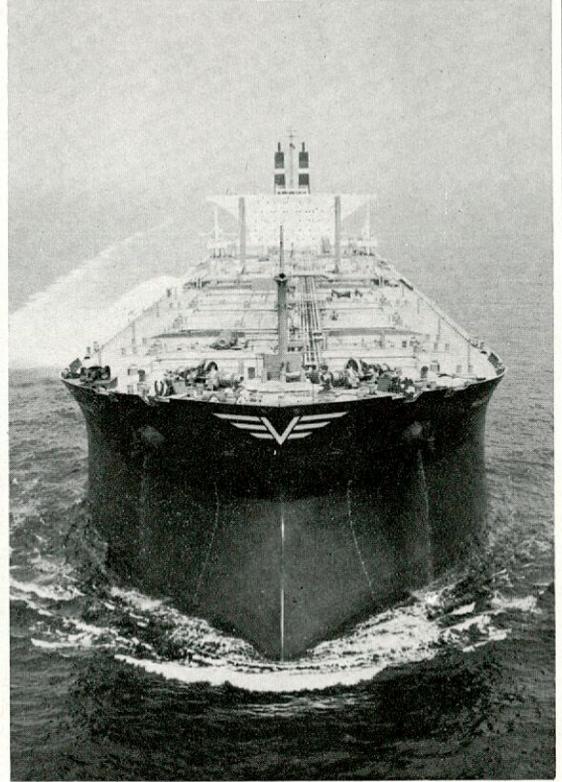
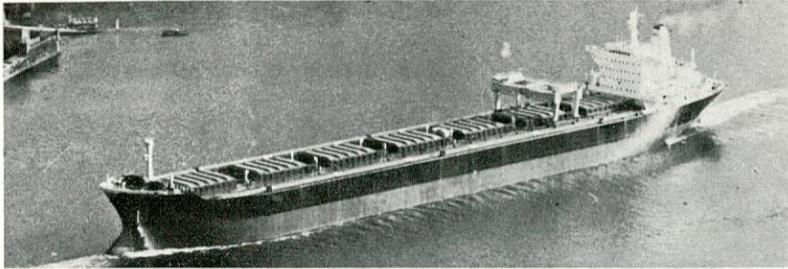
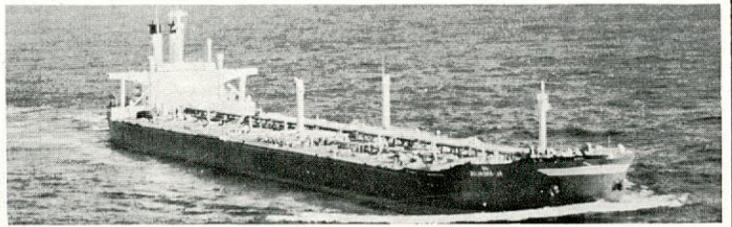
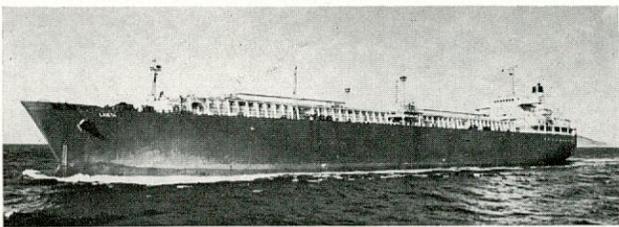
Licencia RUHRPUMPEN

Bomba SIMS



HIDROTECAR, S.A.
Fábrica de bombas

Poligono de Villayuda, calles 12 y 13
Apto. 281 - Telf. 222400/04/08
Telex: 39447 HTCAR E
BURGOS - ESPAÑA



ASTANO

**construcción de buques
de hasta 450.000 t.p.m.**

- PETROLEROS BULKCARRIERS OBOS CARGUEROS LNG Y LPG PRODUCT TANKERS, ETC.
- PLATAFORMAS OFFSHORE HOTELES FLOTANTES, ETC.
- REPARACIONES NAVALES

ASTILLEROS Y TALLERES DEL NOROESTE, S.A.



ASTILLERO

EL FERROL DEL CAUDILLO
(LA CORUÑA) ESPAÑA
TELEF. 34 07 00
TELEGR: ASTANO-FERROL

OFICINA EN MADRID

GENERAL PERON, 29
MADRID-20 (ESPAÑA)
TELEF. 455 49 00
TELEX. 27608-E

EXPONAVAL 80

-- SEGUNDA EXPOSICION DE LA INDUSTRIA NAVAL Y NAVEGACION

— E.T.S. INGENIEROS NAVALES. MADRID

— 24 al 29 de Mayo

— **EXPONAVAL 80** pretende ser la ventana a las últimas realizaciones de las industrias del sector naval y de la navegación nacionales e internacionales.

Tiene su precedente en la **EXPONAVAL 78**, reconocida como la más ambiciosa exposición del sector efectuada en Madrid.

Paralelamente, se realizarán unas Mesas redondas organizadas por la Asociación de Ingenieros Navales de España y una serie de conferencias y películas desarrolladas por los expositores, que se centrarán principalmente en los siguientes temas:

— MANTENIMIENTO PREVENTIVO DE MOTORES DIESEL

— CONSUMOS Y COMBUSTIBLES EN MOTORES

— LAVADOS DE TANQUES CON CRUDO

— PLATAFORMAS Y OFFSHORE

— VIBRACIONES

— FUTURAS TENDENCIAS EN EL DISEÑO DE BUQUES PARA EL AHORRO DE ENERGIA

— Para información y contratación de stands, dirigirse a:

EXPONAVAL 80 ETSIN

Avda. Arco de la Victoria, s/n.

MADRID-3

Teléfono 244 08 07 - Ext. 44



ORGANO OFICIAL DE LA ASOCIACION DE
INGENIEROS NAVALES DE ESPAÑA

Págs.

FUNDADOR:

Aureo Fernández Avila, Ingeniero Naval.

DIRECTOR:

Luis de Mazarredo Beutel, Ingeniero Naval.

COMITE ASESOR:

Fernando Casas Blanco, Ingeniero Naval.

Francisco García Revuelta, Ingeniero Naval.

Angel Garriga Herrero, Ingeniero Naval.

Gerardo Polo Sánchez, Ingeniero Naval.

Ricardo Rodríguez Muro, Ingeniero Naval.

DIRECCION Y ADMINISTRACION

Domicilio: Avda. del Arco de la Victoria, s/n.
(Edificio Escuela T. S. de Ingenie-
ros Navales). Ciudad Universitaria.
Madrid-3.

Dirección postal: Apartado 457.

Teléf. { 244 06 70
 { 244 08 07 (*)

SUSCRIPCION ANUAL

España y Portugal	1.500 pesetas
Países hispanoamericanos	2.000 »
Demás países	2.100 »
Precio del ejemplar	150 »

NOTAS

No se devuelven los originales. Los autores son direc-
tamente responsables de sus trabajos. Se permite la
reproducción de nuestros artículos indicando su pro-
cedencia.

PUBLICACION MENSUAL

ISSN 0020 - 1073

Depósito legal: M. 51 - 1958
Gráficas San Martín. Norte, 12. Madrid-8

INDICE DE MATERIAS

Artículos Técnicos

Teoría de estabilidad (2.ª parte), por José Luis González Díez.	2
Factores técnico-económicos en equipos de transmisión de ca- lor, por Alejandro Mira Monerris	18
Cálculo estructural, deformaciones y estanqueidad de las gran- des escotillas, por O. Röhl	23

Noticias

BARCOS

Grupo de combate de 1984	27
--------------------------------	----

ASTILLEROS

Actividad de los astilleros nacionales durante el mes de no- viembre de 1979	28
Importante contrato para la exportación	29
Recomendaciones al Gobierno sueco	30
Nuevos contratos en Dinamarca	30
Insuficiencia de plantilla	30
La capacidad de los astilleros indios	30
La situación de la construcción naval en Alemania	31
Las reparaciones de buques en Italia	31
Nuevos contratos japoneses en 1979	31
Licenciamientos en Harland and Wolff	32
Las pérdidas de British Shipbuilders	32
Opinión optimista	32
Perspectivas de los astilleros británicos	32

TRAFICO MARITIMO

Las necesidades de buques graneleros	32
La remotorización de los buques	32
La oferta y la demanda de petroleros	33
El mercado de nuevas construcciones	33
Evolución del tonelaje amarrado	33

PUBLICACIONES

Dos nuevas publicaciones del Bureau Veritas	34
---	----

REUNIONES Y CONFERENCIAS

La Conferencia WEMT 80	34
Agenda	35

VARIOS

El mantenimiento de los motores y su influencia en el con- sumo	37
Entrega de premios	37
El consumo del motor Sulzer 9RLA90	37
Bibliografía.—Enero 1980.—82. Explotación del buque (navieras, fletes, mantenimiento, personal, etc.)	38

Portada

Carguero polivalente «NUVAMARINA», de 5.343 TRB y 7.600 TPM, cons-
truido en los astilleros Hijos de J. Barreras para la compañía espa-
ñola NUVAMAR, S. A.

TEORIA DE ESTABILIDAD

(2.ª PARTE)

Por José Luis González Díez
Dr. Ing. Naval

II.1. EL METODO DIRECTO DE LIAPUNOV

II.1.1. General

El método directo o segundo método de Liapunov, nos permite analizar la estabilidad de sistemas dinámicos descritos por ecuaciones diferenciales ordinarias lineales y no lineales sin necesidad de conocer la forma general de la solución. Precisamente por no ser necesaria la resolución de las ecuaciones diferenciales planteadas proporciona un medio muy valioso en ingeniería.

El método directo de Liapunov puede considerarse como una generalización de los conceptos de energía de la mecánica clásica. Del estudio particular de la estabilidad o inestabilidad de la posición de equilibrio basado en consideraciones relativas a los mínimos de la energía potencial dedujo Liapunov las propiedades de una determinada función que podría servir para explicar la posible estabilidad de un sistema de ecuaciones diferenciales.

La deducción de la función de Liapunov $V(t, \bar{x})$ sigue para cada caso un tratamiento diferente, ya que no existe un procedimiento general para su determinación, por ello describiremos algunos métodos para hallar dicha función. Estos métodos no siempre darán la región más amplia de estabilidad, ya que como indicamos no hay ninguno que pueda garantizarlo para todos los sistemas. Evidentemente, si como consecuencia de la aplicación de varios métodos determinamos diferentes regiones de estabilidad la región total de estabilidad será la reunión de las citadas regiones.

Ahora podemos preguntarnos hasta qué punto la estabilidad o inestabilidad implican la existencia de una función de Liapunov, es decir, el planteo inverso, pero este es tema que aquí no trataremos.

En la exposición que sigue se mencionan los criterios básicos para determinar las estabilidades o inestabilidades más importantes. Nuestra pretensión se reduce a dar un enunciado sencillo y fácilmente aplicable, si bien en algún caso se hace una presentación más estructurada con referencia a la norma adoptada en el espacio R^n . Pueden encontrarse en la bibliografía sobre el asunto otros enunciados bajo condiciones diferentes o sin hacer uso de la derivabilidad de la función $V(t, \bar{x})$ que definimos como sigue

$$V: [t_0, \infty) \times \bar{B}(0, r) \subset R \times A \rightarrow [0, \infty)$$

con A entorno abierto del origen en R^n . Este tratamiento más riguroso, se ha evitado en lo posible, ya que en la práctica se suelen emplear tal y como se exponen.

Por la brevedad del trabajo no se desarrollan las demostraciones de los criterios que por otro lado resultan fácilmente asequibles si razonamos dentro de la línea del pensamiento de Liapunov. Si sobre una superficie como

la representada en la figura 15, y dentro de una región de la misma, se mueven puntos invariablemente ligados a ella, según la ley de movimiento de los puntos éstos tenderán a acercarse al origen, a alejarse o seguirán otra posible trayectoria. En este proceso la cota de estos puntos está variando. De la positividad, negatividad o anulación de la variación deduciremos los criterios de estabilidad para la solución trivial del sistema que fija la ley de movimiento de los puntos anteriormente citados.

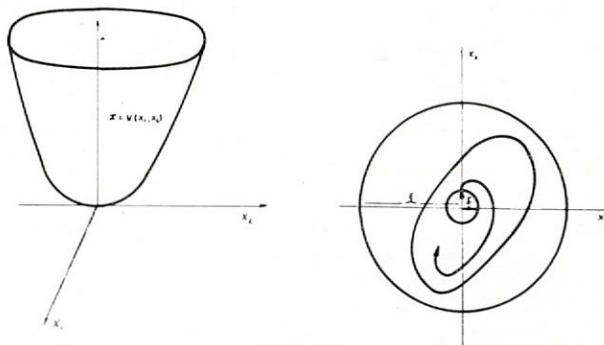


Figura 15.

II.1.2. Criterios de estabilidad con funciones de Liapunov

Sea la ecuación diferencial $\bar{x}'(t) = f(t, \bar{x}(t))$, con

$$f: [t_0, \infty) \times A \subset R \times R^n \rightarrow R^n$$

donde A es un abierto en el entorno del origen en R^n , f es continua en el dominio en que se ha definido, y $f(t, 0) \equiv 0$ para cualquier $t \geq t_0$.

Se tiene el siguiente criterio de estabilidad. Si existe una función

$$V: [t_0, \infty) \times \bar{B}(0, r) \subset R \times A \rightarrow [0, \infty)$$

tal que

- $V(t, \bar{\delta}) \rightarrow 0$ para $\|\bar{\delta}\| \rightarrow 0$
- $V(t, \bar{\delta}) \geq W(\|\bar{\delta}\|)$ para todo $t \in [t_0, \infty)$, $\|\bar{\delta}\| \leq r$

con

$$W: [0, r] \rightarrow [0, \infty) ; W(0) = 0$$

función continua y estrictamente creciente.

- Para toda solución local a la derecha $\bar{x}(t)$ de $\bar{x}'(t) = f(t, \bar{x}(t))$ con $\|\bar{x}(t_0)\| \leq r$

se verifica que la función $\mathcal{V}(t) = V(t, \bar{x}(t))$ es una función no creciente de t en el intervalo de definición.

Entonces la solución trivial es estable en el intervalo $[t_0, \infty)$.

En una forma más práctica y sencilla podemos establecer el siguiente

Criterio de estabilidad. Si existe una función $V(t, \bar{x})$ derivable que satisface en un entorno del origen del espacio de fases:

a) $V(t, \bar{x}) \geq W(\bar{x}) \geq 0$ en un entorno del origen de coordenadas para $t \geq t_0$, y además $W(\bar{x})$, continua, tiene un mínimo estricto en el origen, con $V(t, 0) = W(0) = 0$ sólo cuando $\bar{x} = 0$.

b) $\frac{dV}{dt} \leq 0$ para $t \geq t_0$.

Entonces la solución trivial es estable. Obsérvese que en la derivación de V respecto a t, \bar{x} depende de t .

Para la determinación de la estabilidad bajo pequeñas perturbaciones que luego desaparecen se tiene el siguiente

Criterio de estabilidad uniforme. Si existe una función

$$V : [t_0, \infty) \times B(0, r) \subset \mathbb{R} \times A \rightarrow [0, \infty)$$

tal que

a) Se pueden determinar dos funciones $W_1 : [0, r] \rightarrow [0, \infty)$, $W_1(0) = 0$

y

$$W_2 : [0, r] \rightarrow [0, \infty)$$

continuas y estrictamente crecientes, que verifican

$$W_1(\|\bar{\delta}\|) \leq V(t, \bar{\delta}) \leq W_2(\|\bar{\delta}\|)$$

para todo $t \geq t_0$, $\|\bar{\delta}\| \leq r$.

b) La función $\mathcal{V}(t) = V(t, \bar{x}(t))$ es una función no creciente de t en el intervalo de definición para toda solución local a la derecha $\bar{x}(t)$ de $\bar{x}'(t) = f(t, \bar{x}(t))$, de todo $t_1 \geq t_0$, con $\|\bar{x}(t_1)\| \leq r$.

Entonces la solución trivial es uniformemente estable.

En relación con otro tipo de estabilidad se tiene

Criterio de estabilidad asintótica. Para el sistema autónomo $\bar{x}'(t) = f(\bar{x})$, si existe una $V(\bar{x})$ definida con respecto al signo, cuya derivada total con respecto a t es también una función de signo definido, y opuesta a $V(\bar{x})$, entonces la solución trivial del sistema autónomo planteado es asintóticamente estable.

El hecho de que en el caso anterior tenga que ser $\frac{dV}{dt}$ definida en lugar de semidefinida crea dificultades para la generación de funciones de Liapunov en sistemas no lineales.

El siguiente criterio evita estas dificultades

Criterio de estabilidad asintótica. Para el sistema

$$\bar{x}'(t) = f(t, \bar{x}(t))$$

si existe una función $V(\bar{x})$ derivable con las siguientes propiedades:

a) $V(\bar{x})$ tiene un mínimo estricto en el origen de coordenadas con $V(0) = 0$.

b) La derivada de la función V , calculada a lo largo de las curvas integrales del sistema, verifica

$$\frac{dV}{dt} \leq 0$$

y fuera de un entorno pequeño del origen de coordenadas se tiene

$$\frac{dV}{dt} \leq -\beta < 0$$

donde β es una constante, entonces la solución trivial del sistema planteado es asintóticamente estable.

Este teorema se amplía con facilidad para el caso en que la función de Liapunov es de la forma $V(t, \bar{x})$.

Ahora vamos a dar un criterio sobre inestabilidad debida a Chetáev para sistemas del tipo $\bar{x}'(t) = f(t, \bar{x}(t))$.

Criterio de inestabilidad. Si existe una función derivable $V(\bar{x})$ que satisface en cierto entorno cerrado C del origen de coordenadas las siguientes condiciones:

a) En un entorno arbitrariamente pequeño A del origen de coordenadas, existe una región $(V > 0)$, en la cual $V > 0$, y $V = 0$ en la parte de la frontera de la región $(V > 0)$ que se encuentra en A .

b) En la región $(V > 0)$

$$\frac{dV}{dt} > 0$$

y en la región $(V \geq \alpha)$ con $\alpha > 0$,

$$\frac{dV}{dt} \geq \beta > 0$$

Entonces la solución trivial del sistema planteado es inestable.

Chetáev demostró el criterio anterior para una función de Liapunov del tipo $V(t, \bar{x})$, con ciertas modificaciones sobre el enunciado anterior.

Por sus aplicaciones en ingeniería resulta interesante el conocer la estabilidad de la solución trivial en sistemas bajo perturbaciones de acción constante. Malkin ha enunciado un criterio relativo a la existencia de una función de Liapunov que implica la estabilidad de tales sistemas. Ahora se hace preciso definir lo que se entiende por estabilidad en esas condiciones.

El sistema

$$\bar{x}' = f(t, \bar{x}) \tag{1}$$

perturbado, se convierte en

$$\bar{x}' = f(t, \bar{x}) + R(t, \bar{x}) \tag{2}$$

La solución trivial del sistema [1] se llama estable para perturbaciones de acción constante, si para todo $\varepsilon > 0$ existen $\delta_1 > 0$ y $\delta_2 > 0$ tales que las desigualdades

$$\|R(t, \bar{x})\| < \delta_1 \quad \text{para } t \geq t_0 \quad \text{y} \quad \|\bar{x}_0\| < \delta_2$$

implican que

$$\|\bar{x}(t)\| < \varepsilon \quad \text{para } t \geq t_0$$

siendo $\bar{x}(t)$ la solución del sistema [2] para condiciones iniciales $\bar{x}(t_0) = \bar{x}_0$.

Las condiciones del teorema de estabilidad de Malkin casi coinciden con las del teorema de Liapunov referente a estabilidad asintótica. El teorema de Malkin incluye, además, la condición complementaria de acotación de las derivadas

$$\frac{\partial V}{\partial x_i} \quad (i = 1, 2, \dots, n)$$

II.1.3. Las funciones de Liapunov para ecuaciones diferenciales lineales de coeficientes constantes

Sea el sistema lineal

$$\dot{\bar{x}}(t) = A \bar{x}(t)$$

donde los elementos de A son constantes. Consideremos la función cuadrática

$$V(\bar{x}) = \bar{x}^T B \bar{x}$$

donde B es una matriz simétrica. La función $\frac{dV}{dt}$ viene dada por

$$\frac{dV}{dt} = V'(\bar{x}) = \bar{X}^T B \dot{\bar{x}} + \dot{\bar{x}}^T B \bar{x}$$

Sustituyendo se tiene

$$V'(\bar{x}) = \bar{x}^T (A^T B + BA) \bar{x} = -\bar{x}^T Q \bar{x}$$

donde Q viene dada por

$$Q = -(A^T B + BA)$$

Para Q conocida nos preguntamos si podremos hallar B. Si el operador lineal P que hace corresponder a toda matriz B la matriz $Q = -(A^T B + BA)$ es inversible (P no tiene autovalores nulos) entonces, para cualquier Q se tiene B tal que

$$Q = -(A^T B + BA)$$

Se puede demostrar que si para dos autovalores cualesquiera de A, no necesariamente distintos, se tiene $\lambda_i + \lambda_j \neq 0$ entonces la ecuación

$$Q = -(A^T B + BA)$$

tiene solución única. Para Q simétrica B es simétrica. Si además todos los autovalores de A tienen la parte real negativa y Q (simétrica) es definida positiva entonces B (simétrica) es definida positiva. En este caso la solución trivial es asintóticamente estable.

Así, pues, seleccionada una matriz arbitraria definida positiva o semidefinida Q, se resuelve

$$Q = -(A^T B + BA)$$

para determinar B. De la forma de B se pueden sacar conclusiones relativas a la estabilidad asintótica.

Para el sistema lineal

$$\bar{x}'''(t) + a \bar{x}''(t) + b \bar{x}'(t) + c \bar{x}(t) = 0$$

podemos poner

$$\dot{\bar{x}}' = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -c & -b & -a \end{bmatrix} \bar{x}$$

Si escogemos

$$Q = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

B viene determinado por

$$B = \frac{1}{(ab - c)} \begin{bmatrix} ac & c & 0 \\ c & (a^2 + b) & a \\ 0 & a & 1 \end{bmatrix}$$

Para que B sea definida positiva deben ser a, b y c tales que los menores principales de B sean positivos.

NOTA: Sobre el cuerpo de los números reales toda matriz simétrica H(n x n) es congruente a una matriz diagonal D(n x n) cuya forma cuadrática es

$$\varphi(\bar{x}) = z_1^2 + z_2^2 + \dots + z_p^2 - z_{p+1}^2 - \dots - z_r^2$$

La condición necesaria y suficiente para que la matriz H simétrica y real sea definida positiva es que todos sus valores propios, que siempre son reales, sean positivos, o de forma equivalente, todos los menores principales de H positivos.

Toda matriz simétrica real H es semejante ortogonalmente a una matriz diagonal que tiene por elementos de la diagonal principal los valores propios de H.

II.1.4. Estabilidad de sistemas representados por ecuaciones diferenciales lineales con polinomio característico matricial

Se trata de establecer criterios de estabilidad referentes a ecuaciones diferenciales matriciales de la forma

$$\sum_{i=1}^{n+1} B_i y^{(i-1)}(t) = [0] \quad , \quad B_{n+1} = I$$

siendo

$$y^{(i-1)}(0) = [\alpha_{i-1}] \quad , \quad i = 1, 2, \dots, n$$

con \bar{y} vector de estado de m dimensiones, B_i , I, y [0] son matrices de coeficientes constantes reales, matriz unidad y matriz nula, respectivamente.

Para el caso escalar se pueden aplicar los procedimientos ya indicados para el estudio de estabilidad sobre la ecuación en la forma dada o bien después de transformarla en un sistema de ecuaciones diferenciales de orden uno. En el caso matricial puede hallarse la ecuación diferencial de orden uno equivalente y analizar la estabilidad sobre ella como se ha hecho hasta ahora, o bien utilizando alguna técnica que nos permita el estudio basado en condiciones de los elementos bloque B_i . Si un sistema dinámico se modeliza como una ecuación diferencial matricial parece más lógico proceder al estudio de su estabilidad directamente a través del polinomio matricial que de un polinomio escalar característico. Se han efectuado varios intentos en este sentido. Así Papacostantinou ha sugerido un esquema para analizar la estabilidad de polinomios matriciales. Este método tiene el inconveniente de que es necesario determinar los valores propios de módulo mayor para hallar indirectamente la estabilidad de los polinomios matriciales. En 1976, Shieh y Sacheti, en su trabajo «A Matrix in the Schwarz Block Form and the Stability of Matrix Polynomials», hicieron una extensión parcial del criterio de Rout al caso matricial, considerando

$$B(\lambda) = I \lambda^n + B_n \lambda^{n-1} + \dots + B_1$$

Para la determinación de los resultados se basaron en la teoría de Liapunov con la ecuación de estado en la forma de bloque asociada controlable.

Posteriormente, en septiembre de 1978, Shieh, Shih y Yates publicaron su trabajo «Some Sufficient and Some Necessary Conditions for the Stability of Multivariable Systems» (Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control), en el que se dan condiciones de estabilidad referentes a ecuaciones del tipo mencionado al principio para sistemas en la forma de bloque asociada observable

$$\begin{aligned} \dot{\bar{x}}' &= B \bar{x} \\ \bar{x}(0) &= [\alpha] \end{aligned}$$

con

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \cdot & 0 & -B_1 \\ 1 & 0 & 0 & \cdot & 0 & -B_2 \\ 0 & 1 & 0 & \cdot & 0 & -B_3 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \cdot & 1 & -B_n \end{bmatrix}$$

Transformando la ecuación anterior a una forma de bloque de Schwarz mediante una matriz K, convenientemente elegida, se tiene que con

$$\bar{x} = K \bar{w}$$

queda

$$\bar{w}' = K^{-1} B K \bar{w} = A \bar{w}$$

$$F = \begin{bmatrix} 0 & -M_n^{-1} & 0 & \cdot & 0 & 0 & 0 & 0 \\ M_{n-1}^{-1} & 0 & -M_{n-1}^{-1} & \cdot & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_{n-2}^{-1} & 0 & \cdot & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \cdot & 0 & -M_4^{-1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cdot & M_3^{-1} & 0 & -M_3^{-1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cdot & 0 & M_2^{-1} & 0 & -M_2^{-1} \\ 0 & 0 & 0 & \cdot & 0 & 0 & M_1^{-1} & -M_1^{-1} \end{bmatrix}$$

es decir, una matriz de la forma de Schwarz en bloques.

Los bloques M_i vienen expresados como sigue:

Se define $l = \frac{n}{2} + 1$ si n es par y en otro caso

$$l = \frac{n+1}{2} \text{ y } D_{i,j} \text{ como sigue}$$

$$\begin{aligned} M_1 &= D_{21}^{-1} D_{11} < & D_{11} &= B_{n+1} & D_{12} &= B_{n-1} & D_{13} &= B_{n-3} \dots \\ M_2 &= D_{31}^{-1} D_{21} < & D_{21} &= B_n & D_{22} &= B_{n-2} & D_{23} &= B_{n-4} \dots \\ M_3 &= D_{41}^{-1} D_{31} < & D_{31} &\triangleq D_{12} - D_{22} M_1 & D_{32} &\triangleq D_{13} - D_{23} M_1 & D_{33} &\dots \\ M_4 &= D_{51}^{-1} D_{41} < & D_{41} &\triangleq D_{22} - D_{32} M_2 & D_{42} &\triangleq D_{23} - D_{33} M_2 & D_{43} &\dots \\ & & D_{51} &\triangleq D_{32} - D_{42} M_3 & D_{52} & & & \\ M_n &= D_{n+1,1}^{-1} D_{n,1} < & D_{n,1} & & & & & \\ & & D_{n+1,1} & & & & & \end{aligned}$$

donde

$$D_{i,j} = D_{i-2,j+1} - D_{i-1,j+1} M_{i-2} \quad j = 1, 2, \dots, \quad i = 3, 4, \dots$$

$$M_i = D_{i+1,i}^{-1} D_{i,1} \quad i = 1, 2, \dots, n$$

$$\det [D_{i+1,i}] \neq 0$$

Cuando una matriz $D_{i+1,i}$, que no sea D_{11} o $D_{n+1,1}$, es singular, se debe coger otro conjunto de $D_{i+1,1}$ del nuevo polinomio matricial que es el producto del polinomio matricial original y un polinomio matricial asintóticamente estable.

Se tiene el siguiente

Teorema. Si $\{M_i\}$ $i = 1, 2, \dots, n$ son definidas positivas entonces el sistema es estable (Condición suficiente).

con

$$A = \begin{bmatrix} 0 & -A_1 & 0 & \cdot & 0 & 0 \\ 1 & 0 & -A_2 & \cdot & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & \cdot & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \cdot & 0 & -A_{n-1} \\ 0 & 0 & 0 & \cdot & 1 & -A_n \end{bmatrix}$$

Después de una nueva transformación H, convenientemente elegida, se tiene

$$\bar{z}' = H^{-1} K^{-1} B K H \bar{z} = F \bar{z}$$

con

$$\begin{aligned} D_{1,j} &= B_{n+3-2j} & j &= 1, 2, 3, \dots, 1 \\ D_{2,j} &= B_{n+2-2j} & j &= 1, 2, 3, \dots, 1 \\ D_{11} &= I \end{aligned}$$

Si siguiendo la técnica del algoritmo de Routh se puede poner:

En efecto, se puede considerar la función

$$V = \bar{z}^T P \bar{z}$$

con

$$P = \begin{bmatrix} M_n & 0 & \cdot & 0 & 0 \\ 0 & M_{n-1} & \cdot & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & \cdot & M_2 & 0 \\ 0 & 0 & \cdot & 0 & M_1 \end{bmatrix}$$

Puesto que $\{M_i\}$ son definidas positivas, esto implica que P es definida positiva. Como

$$\frac{dV}{dt} = \bar{z}^T (PF + F^T P) \bar{z} = -\bar{z}^T Q \bar{z} = -\bar{z}^T (RR^T) \bar{z}$$

con

$$Q = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \cdot & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \cdot & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & \cdot & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \cdot & 0 & 2I \end{bmatrix}, \quad R = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \cdot \\ 0 \\ \sqrt{2I} \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & \frac{1}{2} \\ 0 & 2 \end{bmatrix}$$

$$M_1 = \frac{1}{3} \begin{bmatrix} 2 & -1 \\ -1 & 2 \end{bmatrix}$$

$$D_{11} = A = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$D_{12} = C = \begin{bmatrix} 1 & \frac{1}{2} \\ 0 & 2 \end{bmatrix}$$

$$D_{21} = B = \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix}$$

$$M_2 = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \frac{7}{2} & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix}$$

$$D_{31} = C = \begin{bmatrix} 1 & \frac{1}{2} \\ 0 & 2 \end{bmatrix}$$

Como M_1 y M_2 son definidas positivas el sistema es estable.

En el trabajo de Shieh, Shih y Yates se dan también las siguientes condiciones necesarias de estabilidad, cuya ausencia implica inestabilidad.

Teorema. Si $\{M_i\}$ $i = 1, 2, \dots, n$ son simétricas y tales que existe una $\{M_i\}$ $i = 1, 2, \dots, n$ que es definida negativa, o semidefinida negativa, o no definida, entonces el sistema es inestable.

Teorema. Si $D_{11} = B_{n+1} = I$ y la traza de $D_{21} (= B_n)$ es negativa, entonces el sistema es inestable.

Es evidente, pues la traza de D_{21} es la suma de los valores propios del sistema cambiados de signo.

Teorema. Si el determinante de D_{11} es mayor que cero y el determinante de $D_{1,n} < 0$, o el determinante de $D_{11} < 0$ y el determinante $D_{1,n} > 0$, entonces el sistema es inestable.

La demostración es trivial para el caso escalar.

II.1.5. Método de la primera aproximación para sistemas no lineales

Para el estudio de la estabilidad de la solución trivial de

$$\bar{x}'(t) = f(t, \bar{x})$$

con f derivable en un entorno del origen de coordenadas podemos poner

$$\bar{x}'(t) = A(t) \bar{x}(t) + R(t, \bar{x})$$

Si cada R_i es un infinitésimo de orden mayor que uno con respecto a

$$\sqrt{\sum_{i=1}^n X_i^2}$$

se puede analizar la estabilidad de la solución trivial para el sistema lineal

$$\bar{x}'(t) = A(t) \bar{x}(t) \quad [1]$$

resulta que V es una función de Liapunov y el sistema es estable.

Como aplicación estudiaremos el caso de la ecuación matricial característica

$$A \lambda^2 + B \lambda + C = 0$$

con

que se denomina sistema de ecuaciones de primera aproximación. La demostración se lleva a cabo utilizando las propiedades de la función de Liapunov. Si el sistema [1] es estacionario, y si todas las raíces de la ecuación característica tienen sus partes reales negativas, entonces la solución trivial es asintóticamente estable.

Para el caso en que el sistema es estacionario en primera aproximación y además se verifica la condición anterior respecto a R_i , si por lo menos una raíz de la ecuación característica tiene la parte real positiva entonces la solución trivial es inestable. Si todas las partes reales de las raíces de la ecuación característica no son positivas y si además la parte real de una raíz al menos es igual a cero entonces empiezan a influir los términos no lineales en la estabilidad y por ello no se puede garantizar a priori ninguna determinación de estabilidad en el estudio por la primera aproximación.

Así pues, con excepción de algunos casos especiales, parece justificable la linealización con coeficientes constantes de la ecuación cerca del punto de equilibrio y el utilizar métodos de perturbación. El análisis de estabilidad asintótica e inestabilidad del nuevo sistema puede llevarse a cabo por los métodos de la teoría de control clásica.

II.2. APLICACION DE LOS METODOS CASI-LINEALES PARA DETERMINAR LA ESTABILIDAD DE REACTORES NUCLEARES

En el tratamiento que se hizo en relación con la función de transferencia de un «modelo de reactor puntual» se estableció que

$$\bar{\rho}(s) = n \cdot Z(s) \bar{\rho}(s)$$

habiendo definido la «función de transferencia de potencia cero»

$$Z(s) \equiv \frac{1}{s} \left[I^* + \sum_{i=1}^6 \frac{\beta_i}{s + \lambda_i} \right]^{-1} \equiv \frac{1}{I(s)}$$

Para determinar el comportamiento de este reactor necesitamos estudiar los polos de $Z(s)$ y $\bar{\rho}(s)$. En un cálculo más preciso se debe tener en cuenta la realimentación (fig. 16).

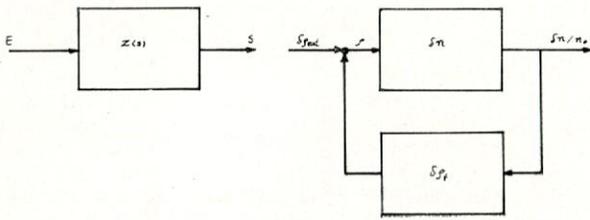


Figura 16.

La respuesta a una entrada de reactividad del tipo «función impulso», para el sistema de lazo abierto viene dada por

$$\frac{\delta n(t)}{n_0} = \mathcal{L}^{-1}(Z(s)) = \frac{1}{I^*} + \sum_{j=2}^7 \frac{e^{s_j t}}{s_j \left[I^* + \sum_{i=1}^6 \frac{\beta_i \lambda_i}{(s_j + \lambda_i)^2} \right]} \equiv \mathcal{F}(t)$$

con s_j raíz de $I(s) = 0$.

Utilizando el teorema de convolución

$$\delta n(t) = n_0 \int_0^t \mathcal{F}(t - \tau) \delta \rho(\tau) d\tau$$

Para tal reactor es posible demostrar que si se adopta como definición de estabilidad la de H. James, ya citada, entonces la condición necesaria y suficiente de estabilidad es que

$$\int_0^{\infty} |\mathcal{F}(t)| dt < k$$

Como $\mathcal{F}(t) \rightarrow \frac{1}{I^*}$ para $t \rightarrow \infty$ la integral no está acotada. Esto significa que este reactor crítico sin realimentación es inestable con respecto a entradas acotadas de reactividad. Sin embargo, existen mecanismos presentes en los reactores para hacerles estables en cualquier posible estado de operación mediante realimentación con reactividad negativa.

Podemos poner la reactividad en un momento dado mediante

$$\rho(t) = \delta \rho_{ext}(t) + \delta \rho_i(n)$$

Salvo un factor de escala se puede cambiar $n(t)$ por la potencia $P(t)$ en un instante dado. Aquí $\delta \rho$ significa que la reactividad se mide con respecto a la potencia de equilibrio P_0 para la cual $\rho \equiv 0$. La reactividad controlada exterior, como sería el ajuste de una barra de control, viene representada por $\delta \rho_{ext}(t)$. El cambio de reactividad debido a los mecanismos de realimentación viene dado por $\delta \rho_i(n)$. Cuando el reactor está operando en estado de equilibrio a potencia P_0 entonces habrá una determinada reactividad en realimentación $\rho_i(n_0)$, que se suele llamar «defecto de potencia» en reactividad por ser negativa. Para mantener crítico el sistema debemos proporcionar desde el exterior una cierta reactividad ρ_0 para contrarrestar este efecto, es decir

$$\rho_0 + \rho_i(n_0) = 0$$

Se tiene, pues

$$\begin{aligned} \delta \rho_{ext}(t) &= \rho_{ext}(t) - \rho_0 \\ \delta \rho_i(n) &= \rho_i(n) - \rho_i(n_0) \\ \delta n(t) &\equiv n(t) - n_0 \\ p(t) &\equiv P(t) - P_0 \end{aligned}$$

Según el tipo de reactor, los cambios de reactividad pueden ser debidos a temperatura, presión, venenos, cambios de densidad o al efecto conjunto de varios de ellos.

El efecto más común de realimentación es el motivado por variaciones en la temperatura. Se define el «coeficiente de temperatura de la reactividad» por

$$\alpha_T \equiv \frac{\partial \rho}{\partial T}$$

supuesto el núcleo del reactor a una determinada temperatura, y por ello se suele llamar coeficiente isoterma de temperatura. Por razones obvias α_T debe ser negativo para que el reactor sea estable con respecto a la temperatura o potencia. Debido a las diferentes temperaturas del combustible, vaina y refrigerante, ya que el calor se engendra en aquél en el proceso de fusión y después se transmite al resto de los elementos, el concepto de «coeficiente isoterma de temperatura» tiene en principio poca utilidad práctica, ya que se pueden tener temperaturas de 2.700° C en el combustible y en el refrigerante de 300° C. Por ello a veces se utiliza

$$\alpha_T = \sum_i \alpha_i \equiv \sum_i \frac{\partial \rho}{\partial T_i}$$

Por todo lo anterior y teniendo en cuenta la diferencia de tiempo con que se manifiestan los efectos de temperatura en los distintos componentes cuando se efectúa una variación en la potencia, suele considerarse más útil el cambio de reactividad asociado a un cambio en la potencia del reactor.

Así, pues, un factor que caracteriza mejor la realimentación es el «coeficiente de potencia de la reactividad»

$$\alpha_P \equiv \sum_i \left(\frac{\partial \rho}{\partial T_i} \right) \left(\frac{\partial T_i}{\partial P} \right)$$

siendo T_i las temperaturas efectivas correspondientes a cada componente en el núcleo.

El «defecto de temperatura» se define

$$\Delta \rho_{TD} = \int_{T_{\text{temperatura ambiente}}}^{T_{\text{potencia cero}}} \frac{\partial \rho}{\partial T} dT$$

y el «defecto de potencia» por

$$\Delta \rho_{PD} \equiv \int_0^{P_{\text{plena potencia}}} \frac{\partial \rho}{\partial P} dP$$

La variación de la temperatura con la potencia para un tipo determinado de reactor requiere el análisis termodinámico del núcleo. Para un estudio cualitativo de dinámica del reactor se utilizan varios modelos de reactores con dependencia de temperatura que se pueden considerar casos particulares del funcional general de realimentación lineal

$$\delta \rho_i = \int_{-\infty}^t h(t - \tau) [n(\tau) - n_0] d\tau$$

En el modelo según «la ley de enfriamiento de Newton», llamando T a la temperatura efectiva de refrigeración, T_F a la temperatura del combustible con K y γ constantes térmicas del núcleo, se tiene

$$\frac{dT_F}{dt} = K n(t) - \gamma (T_F - T_C)$$

entonces

$$h(t) = \alpha K e^{-\gamma t}$$

En el modelo adiabático

$$\frac{dT_F}{dt} = K P(t)$$

$$m(\ddot{u} - v \dot{\psi} - x_g \dot{\psi}^2) = X_T$$

$$m(\ddot{v} + u \dot{\psi} + x_g \ddot{\psi}) = Y_T$$

$$I_z \ddot{\psi} + m x_g (\dot{v} + u \dot{\psi}) = N_T$$

que linealizadas se convierten en

$$(m - X_u) \dot{u} - X_u \Delta u = X_E$$

$$(m - Y_v) \dot{v} - Y_v v + (m x_g - Y_r) \dot{r} + (m u_0 - Y_r) r = Y_E$$

$$(m x_g - N_v) \dot{v} - N_v v + (I_z - N_r) \dot{r} + (m x_g u_0 - N_r) r = N_E$$

Si no tomar en consideración la primera ecuación, para el sistema homogéneo sus soluciones vendrían expresadas, salvo raíces dobles, por

$$\begin{aligned} \dot{v} &= v_2 e^{\lambda_1 t} + v_3 e^{\lambda_2 t} \\ \dot{r} &= r_2 e^{\lambda_1 t} + r_3 e^{\lambda_2 t} \end{aligned}$$

siendo λ_1 y λ_2 los índices de estabilidad, v_2, v_3, r_2 y r_3 constantes y $\dot{r} = \dot{\psi}$.

De nuevo cabe la aplicación de toda la anterior teoría de estabilidad. La ecuación característica será de la forma

$$A \lambda^2 + B \lambda + C = 0$$

y de acuerdo con lo ya indicado, para que el barco sea estable deben ser $\frac{B}{A}$ y $\frac{C}{A}$ positivos.

Si bien pueden determinarse las derivadas de estabilidad directamente por consideraciones hidrodinámicas teóricas dado que su cálculo resulta penoso, se suelen hallar experimentalmente por medio de un modelo geométrico similar.

En época reciente se han desarrollado nuevas técnicas para la determinación experimental de las derivadas de estabilidad de un barco. Puede decirse que el nuevo tratamiento toma como base las ideas de Cummins (1962) mejoradas por Ogilvie (1964) y Lin (1966), formulando las fuerzas hidrodinámicas y momentos como integrales de presión sobre la superficie mojada. El cálculo incluye integrales de convolución que permiten tener en cuenta la historia del movimiento. En relación con esta idea pueden consultarse los artículos de Fujino y Nomoto (1975) de la referencia.

El nuevo procedimiento, cuyo desarrollo puede estudiarse en los trabajos de J. V. Wehausen (1976) y en el de C. A. Scragg «Determination of Stability Derivatives by Impulse Response Techniques» (1977), parte de las ecuaciones de Newton en el sistema de coordenadas del barco con las siguientes suposiciones:

- a) El barco navega en aguas tranquilas, donde las únicas perturbaciones son las creadas por el barco.
- b) La interacción entre los distintos movimientos es insignificante.
- c) El fluido se supone irrotacionalmente y no viscoso.

Las ecuaciones del movimiento linealizadas, y suponiendo pequeñas perturbaciones, se convierten en este caso en las siguientes:

$$\begin{aligned} m \dot{u} &= -\mu_{xx} \dot{u} - \beta_{xx} \Delta u - \int_0^\infty \Delta u(t-\tau) N_{xx}(\tau) d\tau + X_E \\ m(\dot{v} + u_0 \dot{\psi} + x_g \ddot{\psi}) &= -\mu_{yy} \dot{v} - \beta_{yy} v - \end{aligned}$$

$$- \int_0^\infty v(t-\tau) N_{yy}(\tau) d\tau$$

$$- \mu_{y\psi} \ddot{\psi} - \beta_{y\psi} \dot{\psi} - \int_0^\infty \dot{\psi}(t-\tau) N_{y\psi}(\tau) d\tau + Y_E$$

$$I_z \ddot{\psi} + m x_g (\dot{v} + u_0 \dot{\psi})$$

$$= -\mu_{\psi\psi} \ddot{\psi} - \beta_{\psi\psi} \dot{\psi} - \int_0^\infty \dot{\psi}(t-\tau) N_{\psi\psi}(\tau) d\tau$$

$$- \mu_{\psi y} \dot{v} - \beta_{\psi y} v - \int_0^\infty v(t-\tau) N_{\psi y}(\tau) d\tau + N_E$$

Después, tomando transformadas de Fourier y mediante técnicas experimentales sobre un modelo geométricamente similar, se determinan los coeficientes de estabilidad. Dadas las fuerzas externas y momentos sobre el barco, el procedimiento proporciona un medio de evaluar la trayectoria del mismo.

En el método tradicional se sometía el modelo a una oscilación del tipo $v = v_0 \cos \omega t$, $u = u_0$, $r = 0$; con el procedimiento nuevo se consideran pequeñas perturbaciones en torno a un movimiento uniforme.

II.4. ESTUDIO DE ESTABILIDAD DE UN MODELO DE REACTOR NUCLEAR MEDIANTE LA FUNCION DE LIAPUNOV

Uno de los ejemplos simples de aplicación del primer teorema de Liapunov de estabilidad es para sistemas con $V(x) = c$. Será $\frac{dV}{dt} = 0$ y el origen es estable si V es definida positiva o negativa.

Para un modelo de reactor nuclear descrito por la ecuación que se indica a continuación, con realimentación por reactividad dependiente de la temperatura y con extracción constante de potencia se tienen las ecuaciones

$$\begin{aligned} (\beta - \rho) \dot{n} &= \lambda \rho n \\ \rho &= \alpha T \\ \dot{T} &= K(n - n_0) \end{aligned}$$

con

$$\alpha > 0, K > 0$$

De la primera ecuación obtenemos

$$(\beta - \rho) \frac{d \ln \left(\frac{n}{n_0} \right)}{dt} = \lambda \rho$$

después de manipulaciones triviales e integrando, obtenemos

$$\begin{aligned} n - n_0 \ln \left(\frac{n}{n_0} \right) + \frac{\lambda T}{K} + \frac{\lambda \beta}{K \alpha} (1 - \ln \beta) - \\ - \frac{\beta \lambda}{K \alpha} \left(1 + \frac{\alpha T}{\beta} \right) = c \end{aligned}$$

Determinando la constante de integración c en el punto de equilibrio se tiene

$$\begin{aligned} V = n - n_0 - n_0 \ln \left(\frac{n}{n_0} \right) + \frac{\lambda T}{K} - \\ - \frac{\beta \lambda}{K \alpha} \ln \left(1 + \frac{\alpha T}{\beta} \right) \end{aligned}$$

que es una función definida positiva para $n > 0$ y $\rho < \beta$ y, por supuesto, $\frac{dV}{dt} = 0$. Entonces el sistema tiene oscilaciones estables.

II.5. CRITERIOS DE ESTABILIDAD DE POPOV

En su enunciado original el criterio de V.M. Popov se aplicaba sólo a sistemas de tiempo invariante con una sola no linealidad. Posteriormente el criterio se extendió al caso de tiempo variante y sistemas con varias no linealidades.

Este criterio da condiciones necesarias y suficientes para la existencia de una función de Liapunov $V(\bar{x})$ de tipo Lurie que asegura la estabilidad absoluta del sistema. Una función V de tipo Lurie es una forma cuadrática de todas las variables de estado más una integral de la no linealidad. La estabilidad absoluta se refiere aquí a un sistema que es globalmente asintóticamente estable para cualquier no linealidad en el sector $(0, K)$. El criterio, que se presta a interpretación geométrica, tiene la ventaja de que sistemas de orden superior pueden tratarse más fácilmente como sistemas de órdenes más bajos.

Se aplica este criterio a sistemas de la forma

$$\dot{\bar{x}}(t) = A \bar{x}(t) + \bar{b} u$$

$$u = -f(\sigma, t) \quad \left[0 \leq \frac{f(\sigma, t)}{\sigma} \leq K \right]$$

$$\sigma = \bar{c}^T \bar{x}(t) \quad [f(0, t) = 0]$$

con A una matriz $n \times n$, constante, cuyos valores propios tienen partes reales negativas, \bar{b} y \bar{c} son vectores columna, $\bar{x}(t)$ es el vector de estado y u es la variable de control.

De acuerdo con las reglas de transformación de Laplace obtenemos

$$\frac{\sigma(s)}{u(s)} = G(s) = \bar{c}^T (sI - A)^{-1} \bar{b}$$

Para sistemas en los que A no tiene valores propios nulos o imaginarios puros se dice que el sistema es descrito por el caso principal, en otra situación, se dice que se trata de casos particulares. Si la matriz A tiene un valor propio nulo y no tiene valores imaginarios se dice que el sistema está descrito por el caso particular más simple

Para sistemas en los casos principal y particular más simple, suponiendo que la no linealidad es invariante con el tiempo y que el sistema lineal es estable para todas las ganancias lineales de cero a K se tiene el

Teorema. Para que el caso principal sea absolutamente estable en el sector $[0, K]$ (fig. 18) y para que el caso particular más simple sea absolutamente estable en el sector $[0, K]$, es suficiente que exista un número finito β tal que, para ω real mayor o igual a cero, se satisfaga

$$\text{Re}(1 + j\beta\omega)G(j\omega) + \frac{1}{K} > 0$$

Para la interpretación gráfica definimos una nueva función

$$P(\omega) = X + jY$$

con

$$X = \text{Re } P(\omega) = \text{Re } G(j\omega)$$

$$Y = \text{Im } P(\omega) = \omega \text{Im } G(j\omega)$$

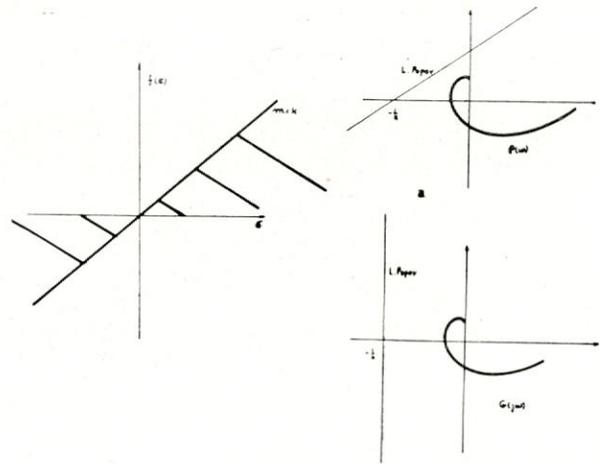


Figura 18.

Figura 19.

La condición del teorema se escribe ahora como

$$X - \beta Y + \frac{1}{K} > 0 \quad (\text{para todo } \omega \geq 0)$$

que se interpreta fácilmente en la figura 19a. Si $P(\omega)$ queda a la derecha de $-\frac{1}{K}$ y no corta a la recta de Popov se verifica la desigualdad última.

Si $\beta = 0$ entonces (fig. 19b):

$$\text{Re } G(j\omega) + \frac{1}{K} > 0$$

Para el caso de un modelo de reactor puntual no lineal con realimentación de reactividad lineal Popov dio el siguiente

Criterio. Un reactor es asintóticamente estable si se puede encontrar $r \geq 0$ tal que

$$\text{Re}[H(j\omega)] + \frac{r}{\omega} \text{Im}[H(j\omega)] \leq 0$$

Este criterio relaja la condición de estabilidad del criterio de Welton. Aunque se han dado varias versiones modificadas del criterio original de Welton, aquí se expresará como sigue:

Si la transformada de Laplace, cambiada de signo, del núcleo de realimentación, la función de transferencia de realimentación, $H(s)$, es una función real positiva, entonces el reactor es asintóticamente estable (Condición suficiente). En el dominio de frecuencias se puede escribir este criterio como

$$\text{Re}[H(j\omega)] \leq 0 \quad \text{para todo } \omega$$

Así, pues, si el gráfico polar de $H(j\omega)$ está en el semiplano izquierdo del plano complejo el sistema será asintóticamente estable.

II.6. ESTUDIO DE ESTABILIDAD POR METODOS TOPOLOGICOS EN SISTEMAS NO LINEALES

II.6.1. Dibujo de las soluciones en el espacio de fases

Los métodos topológicos consisten en el estudio del comportamiento de las soluciones del sistema diferencial en el espacio de fases. Estos métodos son útiles especialmente para obtener el dibujo general de todas las soluciones posibles cerca y lejos de los puntos de equilibrio. En sistemas no lineales el comportamiento de las soluciones cerca de un punto de equilibrio no da suficiente indicación del comportamiento de todas las soluciones a cierta distancia del punto de equilibrio. Puede

sucedir que soluciones que parecen estables cerca de un punto de equilibrio sean inestables. Los métodos topológicos permiten averiguar muchas propiedades de las trayectorias, regiones de estabilidad, etc.

En el plano de fases, los puntos de equilibrio se llaman focos estables o inestables cuando las trayectorias enrollándose o desenrollándose parecen como espirales. Si las trayectorias son cerradas se llaman centros. Las soluciones en el dominio del tiempo pueden ser entonces oscilatorias estables, inestables o periódicas. Cuando las trayectorias parecen como hipérbolas el punto de equilibrio es inestable y se llama punto silla. Si las trayectorias parecen como parábolas el punto de equilibrio es un nodo que puede ser estable o inestable y las soluciones son aperiódicas.

11.6.2. Equivalencia topológica

Puesto que toda clasificación se fundamenta sobre una «relación de equivalencia», para los flujos

$$\{f^t\}, \{g^t\} : \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}^n$$

diremos que son equivalentes si existe una aplicación biyectiva e de \mathbb{R}^n en \mathbb{R}^n , tal que transforma el flujo $\{f^t\}$ en el flujo $\{g^t\}$ de forma que

$$e \cdot f^t = g^t \cdot e$$

para todo $t \in \mathbb{R}$. Esta relación de equivalencia se llama «semejanza».

Cuando la aplicación e es un «isomorfismo» se dice que los flujos son «linealmente equivalentes». Si la aplicación e es un «difeomorfismo» entonces los flujos se llaman «diferenciadamente equivalentes». Se dice que los flujos son «topológicamente equivalentes» cuando la aplicación e es un homeomorfismo, es decir, una aplicación biyectiva y bicontinua. Se han establecido así tres relaciones de equivalencia (algebraica, diferenciable y topológica) y es fácil demostrar que la «equivalencia lineal» implica la «equivalencia diferenciable» y ésta la «equivalencia topológica».

Podemos establecer ahora para los sistemas lineales

$$\bar{x}' = A\bar{x} \quad \text{y} \quad \bar{x}' = B\bar{x} \quad \text{con} \quad \bar{x} \in \mathbb{R}^n$$

el siguiente

Teorema. La condición necesaria y suficiente para que dos sistemas lineales cuyos valores propios no tienen parte real nula sean topológicamente equivalentes es que el número de valores propios de parte real negativa (o positiva) sea el mismo en los dos sistemas (fig. 20). Para sistemas no lineales cuyas partes lineales son tales que no tienen raíces imaginarias puras se tiene un teorema análogo (fig. 21).

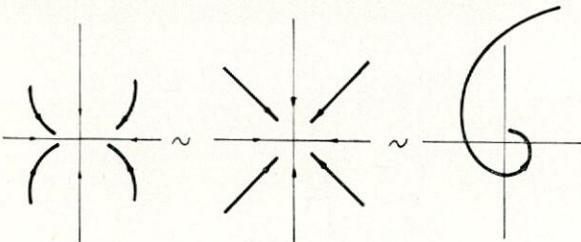


Figura 20.

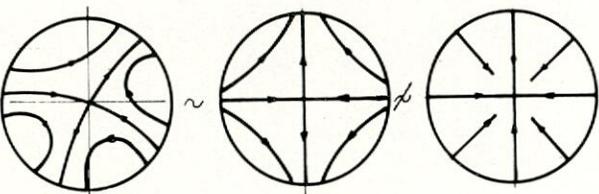


Figura 21.

La demostración se lleva a cabo mediante propiedades deducidas de la función de Liapunov.

11.7. TEORIA DE CATASTROFES. ESTABILIDAD ESTRUCTURAL

11.7.1. General

La teoría de catástrofes es un nuevo método matemático que describe de una forma cualitativa la evolución de las formas en la naturaleza.

Existen numerosos fenómenos de nuestro Universo que experimentan cambios «bruscos» originados por «pequeñas» alteraciones de su situación. Así, por ejemplo, el agua de repente empieza a hervir, los barcos en su movimiento al pasar por una determinada posición efectúan un cambio notable de la misma, etc. El tratamiento de todos estos fenómenos de una forma coherente ha dado origen a la teoría de catástrofes cuya designación debe entenderse en el sentido de cambio espontáneo a un nuevo estado, sin que en muchas de sus aplicaciones puede interpretarse como un desastre.

Aunque por la forma en que se expone esta teoría en la obra de R. Thom, «Stabilité Structurale et Morphogénèse» (1972), señalando las posibilidades de aplicación a diversas ciencias, puede considerarse al matemático francés como el creador de la misma, el mismo Thom reconoce en Andronov y Pontriagin (1935) como los pioneros en el campo matemático.

Andronov investigaba el comportamiento de las soluciones de una ecuación diferencial con parámetros variables.

Precisamente la teoría de catástrofes de Thom tiene como antecedente el estudio de las singularidades de aplicaciones diferenciales, que llevaron a cabo Morse, Whitney, Mather, Thom y Arnold, entre otros.

Esta teoría se fundamenta en el teorema de Thom, que determina la forma de las posibles discontinuidades, dando una clasificación de las mismas. Se requiere conocer a fondo el aparato matemático que soporta el citado teorema para aplicarlo con propiedad, pero también puede hacerse uso del mismo sin tal conocimiento en numerosos casos prácticos. Si se halla la función potencial de un fenómeno físico, el problema se reduce a determinar la catástrofe equivalente.

Las relaciones de las funciones de Liapunov con ciertos tratamientos de la teoría de catástrofes resulta sumamente interesante y es un campo en el que se está trabajando actualmente.

11.7.2. Máquinas gravitatorias

A través de un ejemplo sencillo, vamos a estudiar seguidamente la formación de una catástrofe.

Para la parábola (fig. 22)

$$y = x^2$$

su evoluta viene dada por

$$4Y^3 + 27X^2 = 0$$

habiendo efectuado el cambio

$$Y = \frac{1}{2} - y, \quad X = -\frac{1}{2}x$$

Si la parábola tiene c. de g. en un punto (x, y) y gira hasta que la normal con pie en la base pase por dicho c. de g., se tendrá una energía potencial que viene dada por

$$W^2_{xy}(t) = V_{xy}(t) = (x-t)^2 + (y-t^2)^2 = 4 \left(\frac{1}{4}t^4 + \frac{Y}{2}t^2 + Xt + k \right)$$

con k dependiente de X e Y .

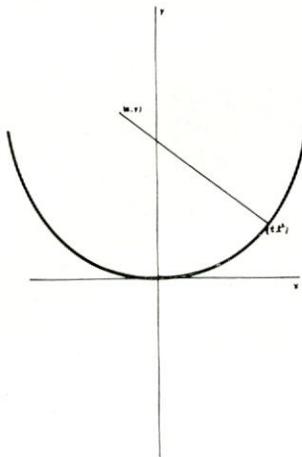


Figura 22.

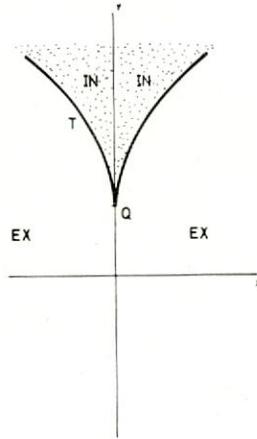


Figura 23.

Antes de seguir adelante fijemos algunas definiciones: Para la función $f: \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$, supuesta suave, se dice que $\bar{u} \in \mathbb{R}^n$ es un punto crítico si

$$(Df)_{\bar{u}} = 0$$

Se dice que f tiene un punto crítico no degenerado en \bar{u} si el determinante Hessiano verifica

$$\det [(Hf)_{\bar{u}}] \neq 0$$

Volviendo a nuestro problema, para la determinación que vamos a efectuar podemos poner

$$V(t) = \frac{1}{4}t^4 + \frac{Y}{2}t^2 + Xt + k$$

con X, Y como parámetros.

Los puntos críticos vienen dados por

$$0 = t^3 + Yt + X$$

y la naturaleza de las raíces depende de los valores de X e Y en el discriminante

$$D = 4Y^3 + 27X^2$$

Según la posición de (X, Y) relativa a la curva T (figura 23)

$$4Y^3 + 27X^2 = 0$$

habrá diferente número de puntos críticos. Para (X, Y) sobre T existen tres raíces distintas, pero dos coinciden. Si (X, Y) está en el interior (IN) de la cúspide existen tres raíces distintas y para cualquier (X, Y) del exterior (EX) sólo hay una raíz real. Por último, si (X, Y) está en Q , entonces las tres raíces coinciden.

Expresándonos en términos de dinámica, los máximos e inflexiones de V corresponden a equilibrios inestables y los mínimos a equilibrios estables. Se deduce, pues, que para puntos exteriores el equilibrio único es estable, y para puntos en el interior existen dos equilibrios estables y uno inestable (fig. 24).

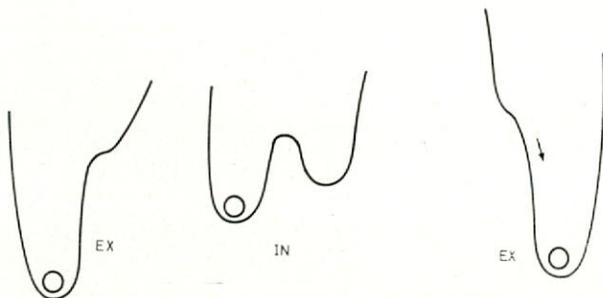


Figura 24.

Al conjunto de puntos $M(t, X, Y)$ verificando la ecuación

$$t^3 + Yt + X = 0$$

se la llama «variedad catástrofe» y es suave incluso en el origen. En nuestro caso particular se designa como «catástrofe canónica cuspidal» (fig. 25). Se define la aplicación catástrofe» como

$$\alpha: M \rightarrow P$$

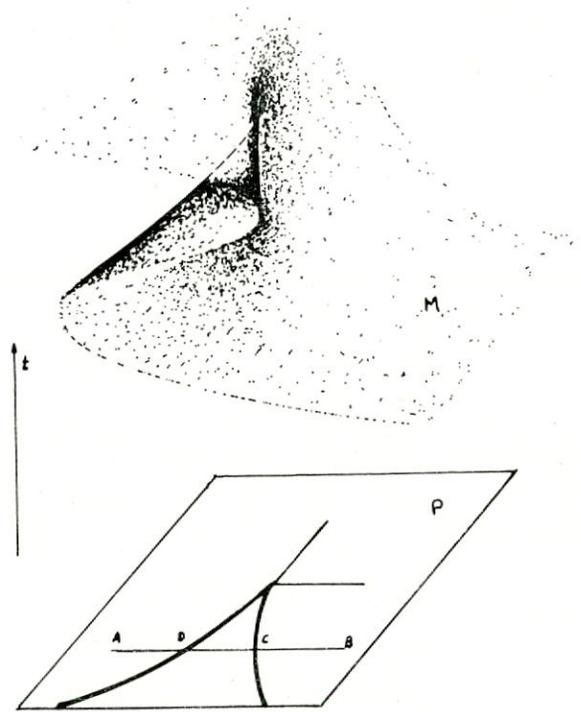


Figura 25.

cuyas imágenes se obtienen proyectando puntos de M sobre el plano $P(X, Y)$ según

$$(t, X, Y) \rightarrow (X, Y)$$

en el entorno del origen.

Podemos hallar los puntos de M que tienen plano tangente vertical («conjunto singular»), que son los puntos críticos de $\alpha: M \rightarrow P$. Si después determinamos la proyección sobre el plano $P(X, Y)$ obtenemos

$$4Y^3 + 27X^2 = 0$$

A este conjunto se llama «conjunto bifurcación».

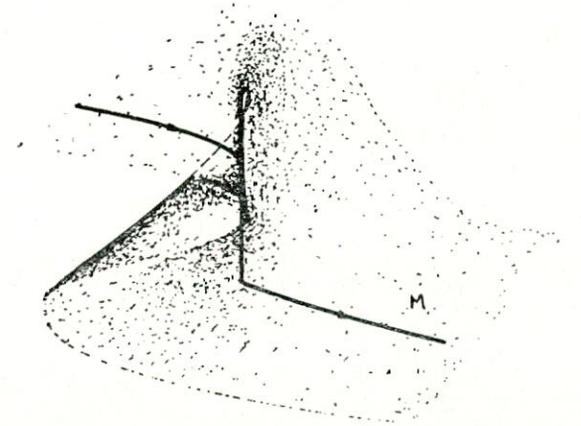


Figura 26.

El estudio de la variación de los parámetros en el espacio de control nos lleva a las siguientes situaciones:

a) Para un recorrido de A a B (fig. 26) se tiene que el camino correspondiente sobre la superficie experimenta un salto brusco al llegar al punto de control a C, pero si se recorre en el sentido de B a A el salto se experimenta en D. Este fenómeno se llama «histéresis».

b) Para un recorrido según la figura 27 no se experimenta salto brusco, pero pequeñas diferencias en la trayectoria producen grandes diferencias en el estado. Se llama a este fenómeno «divergencia». Esto nos indica que actuando sobre las variables del control en forma adecuada podemos pasar de un determinado estado de equilibrio estable a otro del mismo tipo sin saltos bruscos, lo que puede ser interesante en muchos casos prácticos en los que sea aplicable el modelo de catástrofe cúspidal.

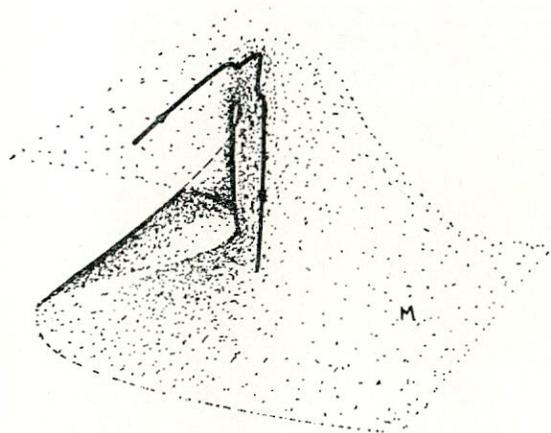


Figura 27.

11.7.3. Estabilidad estructural. Teorema de Thom

Para una función f suave de Morse (cuyos puntos críticos en $\bar{0}$ no son degenerados) se tiene que el determinante del Hessiano en $\bar{0}$ no es nulo y como es continuo, para una pequeña perturbación p en el entorno de $\bar{0}$ será

$$\det \{ H(f + p_{\bar{0}}) \} \neq 0$$

Entonces f + p es también de tipo Morse. Se dice que f es «estructuralmente estable» si para todas las perturbaciones suficientemente pequeñas p, los puntos críticos de f y f + p tienen el mismo tipo. En virtud de lo anterior, cualquier función es estructuralmente estable cerca de un punto Morse, pero se hace preciso generalizar la anterior definición a familias de funciones suaves.

No existe una definición de estabilidad estructural que pueda ser válida para todos los fenómenos físicos, por lo que en cada caso debe cogerse la más idónea, de acuerdo con la repetibilidad de la experiencia física. Andronov y Pontriagin entendían los sistemas estructuralmente estables como aquellos en los que se permiten pequeñas perturbaciones de la ecuación diferencial planteada y tienen equivalencia topológica las curvas soluciones obtenidas. En teoría de catástrofes se permiten pequeñas perturbaciones suaves de una familia de funciones y se obliga a un tipo determinado de difeomorfismo.

El teorema de Thom afirma que una familia de funciones genéricas suaves $R^n \rightarrow R$, p-paramétricas para cualquier n y para $p \leq 5$, es estructuralmente estable y es equivalente en un cierto sentido en el entorno de un punto a una de las siguientes formas:

No crítica

$$u_1$$

Crítica no degenerada, o Morse

$$u_1^2 + \dots + u_i^2 - u_{i+1}^2 - \dots - u_n^2$$

Después Thom enumeró siete catástrofes elementales, dos de las cuales, la catástrofe cúspidal y la catástrofe mariposa, aparecen en este artículo.

11.7.4. Estructuras asociadas a una catástrofe

De una forma general, para la familia de funciones

$$V : H \times C \rightarrow R$$

donde H es una variedad, generalmente R^n (espacio de estado) y C es otra variedad, generalmente R^p (espacio de control) se llama «variedad catástrofe M» a un subconjunto de $R^n \times R^p$ definido como

$$D V(\bar{x}, \bar{c}) = 0$$

que es el conjunto de puntos críticos de todos los potenciales en la familia V.

La «aplicación \mathcal{X} catástrofe» es la restricción a M de la proyección natural

$$n : R^n \times R^p \rightarrow R^p ; \quad n(\bar{x}, \bar{c}) = \bar{c}$$

Las otras definiciones dadas anteriormente se generalizan con facilidad.

11.7.4. La estabilidad transversal del buque según la teoría de catástrofes

Puede estudiarse un modelo de catástrofes para el análisis de estabilidad de buques tomando como base las ecuaciones anteriores correspondientes al movimiento de las máquinas gravitatorias.

Para un buque de sección rectangular (fig. 28) y suponiendo pequeñas inclinaciones transversales θ , la curva de centros de empuje B es una parábola tangente en cada momento a una recta paralela a la flotación y el metacentro describe la evoluta metacéntrica. Recordando el tratamiento de las máquinas gravitatorias diremos que el lugar de los metacentros es el «conjunto bifurcación» y la cúspide canónica la catástrofe correspondiente, de la cual se deduce en cada caso, según la ley con que se mueve el c. de g., el tipo de equilibrio.

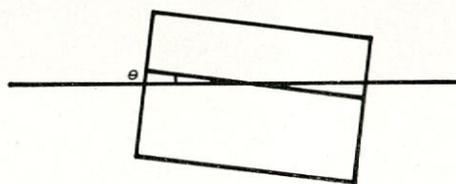


Figura 28.

Cuando se consideran inclinaciones mayores se puede ver que la curva de centros de empuje consta de cuatro arcos de parábola y cuatro arcos de hipérbola, que en algún caso pueden faltar de la representación.

Así, pues, el lugar de los metacentros está formado por cuatro cúspides y cuatro cúspides duales. Para la posición superior se tiene una configuración que consta de una cúspide y dos cúspides duales, es decir, una catástrofe de tipo «mariposa» (fig. 29) y en un recorrido del c. de g. del barco según γ las posiciones de equilibrio estable e inestable aparecen en la parte izquierda de la figura.

Sería interesante el estudio en un espacio control de tres dimensiones con movimientos del buque generales.

II.8. ESTABILIDAD DE PLACAS LAMINADAS EN PLASTICOS REFORZADOS

Bajo ciertos aspectos puede ser interesante el estudio de estabilidad de plásticos reforzados con fibras. En el libro del autor de este trabajo, «Aplicación de los plásticos reforzados en Construcción Naval» se dan las ecuaciones de elasticidad en medios anisótropos correspondientes a distintos tipos de estratificaciones de laminados plásticos. Haciendo uso de las mismas vamos a tratar el estudio de estabilidad de un compuesto cuyas capas constituyentes no tienen un estado natural de estabilidad, como sería el caso de una capa de fibras unidireccionales en una matriz, sometida a esfuerzos perpendiculares a las fibras, cuando la matriz no puede aguantar ningún esfuerzo. Es posible que cuando se estratifican conjuntamente todas las capas, la placa formada sea capaz de aguantar esfuerzos en un plano.

W. T. Tsai en su artículo «A Theorem of Stability of Laminated Plates» (Journal of Applied Mechanics Transactions. ASME. Marzo 1975) hace un estudio de estabilidad para el caso planteado arriba, cuyo resumen indicamos a continuación.

Como se sabe, un cuerpo sólido es estable si su energía de deformación es definida positiva. De acuerdo con lo anterior sentamos aquí que el sólido es inestable si su energía de deformación no es definida positiva.

Para una capa anisótropa se tiene

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} E_x & E_{\cup} & F_x \\ & E_y & F_y \\ \text{sim} & & E_{xy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_x \\ e_y \\ e_{xy} \end{bmatrix} \quad [1]$$

Las ecuaciones del compuesto laminado vienen dadas por

$$\begin{bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \\ M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \int E_x dz & \int E_{\cup} dz & \int F_x dz & \int E_x z dz & \int E_{\cup} z dz & \int F_x z dz \\ & \int E_y dz & \int F_y dz & \int E_{\cup} z dz & \int E_y z dz & \int F_y z dz \\ & & \int E_{xy} dz & \int F_x z dz & \int F_y z dz & \int E_{xy} z dz \\ & & & \int E_x z^2 dz & \int E_{\cup} z^2 dz & \int F_x z^2 dz \\ & & & \text{sim} & \int E_y z^2 dz & \int F_y z^2 dz \\ & & & & & \int E_{xy} z^2 dz \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} e_x \\ e_y \\ e_{xy} \\ K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{bmatrix} \quad [2]$$

Si la capa es estable, la energía de deformación es definida positiva, o equivalentemente la matriz de [1] debe ser definida positiva

$$E_x > 0, \quad \begin{vmatrix} E_x & E_{\cup} \\ E_{\cup} & E_y \end{vmatrix} > 0, \quad \begin{vmatrix} E_x & E_{\cup} & F_x \\ E_{\cup} & E_y & F_y \\ F_x & F_y & E_{xy} \end{vmatrix} > 0 \quad [3]$$

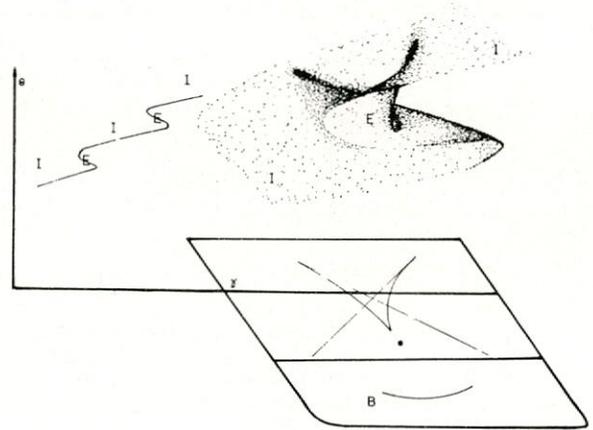


Figura 29.

Consideraciones análogas se pueden hacer con la matriz [2] para el laminado compuesto.

Ahora bien, si las capas son inestables, las relaciones [2] no se verifican de algún modo. Sea

$$\begin{vmatrix} E_x & E_{\cup} \\ E_{\cup} & E_y \end{vmatrix} = 0, \quad \begin{vmatrix} E_x & F_x \\ F_x & E_{xy} \end{vmatrix} = 0, \quad \begin{vmatrix} E_y & F_y \\ F_y & E_{xy} \end{vmatrix} = 0 \quad [4]$$

o también

$$E_x = E, \quad E_y = Eh^2, \quad E_{xy} = Fk^2, \\ E_{\cup} = Eh, \quad F_x = Ek, \quad F_y = Ehk,$$

Es fácil probar ahora que la matriz de [2] es definida positiva, lo que prueba la estabilidad del compuesto, salvo en el caso de que los ejes de las fibras de las diferentes capas estén alineadas.

II.9. IMPORTANCIA DEL CONCEPTO ESTABILIDAD

Si un sistema es estable en el sentido de H. James, es una buena garantía de que una perturbación exterior no llevará consigo un desastre. En materia de sistemas de control puede decirse que si bien la condición de estabilidad parece necesaria para un funcionamiento satisfactorio no es, sin embargo, una condición suficiente, pues deben tenerse en cuenta también otras prestaciones.

Poco importa que un misil que abandona su rampa sea inestable si después de un plazo suficientemente breve después del lanzamiento, es dirigido por un haz de radar.

En ciertas situaciones un sistema inestable puede producir efectos catastróficos, pero una inestabilidad en sentido de Liapunov no lleva consigo siempre grandes desviaciones, y asimismo la estabilidad en sentido matemático no significa necesariamente una buena estabilidad práctica.

Un sistema de control debe poseer un transitorio rápido y bien amortiguado. Si la función de transferencia posee un solo real próximo al origen se tendrá un transitorio lento y si tiene un modo oscilatorio muy fuerte habrá un transitorio mal amortiguado, cualidades que no son deseables y que pueden tenerse aún con un sistema estable.

En la práctica, para asegurar una estabilidad conveniente debemos de tomarnos ciertos márgenes para estar alejados suficientemente de la zona de inestabilidad.

Si se pretende que la respuesta transitoria no sea muy lenta basta con evitar para los polos de la función de transferencia una determinada zona del plano (fig. 30). Para tener una respuesta transitoria bien amortiguada se prohíbe una zona como la señalada en la figura 31.

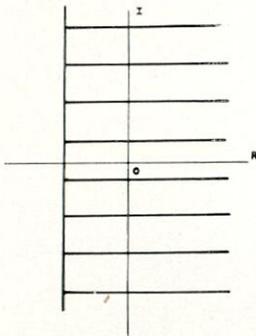


Figura 30.

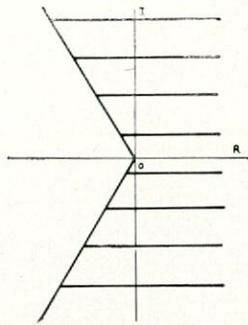


Figura 31.

En otros puntos hemos comentado la importancia de la estabilidad de los sistemas que estábamos tratando allí, como en el caso de reactores nucleares y vamos a hacer ahora seguidamente algunas observaciones para el caso de estabilidad de buques.

Durante años, este problema ha interesado a arquitectos navales y autoridades de los países relacionados con la seguridad de la vida humana en la mar, existiendo una abundante literatura reciente sobre estudios de comportamiento del buque en diversas situaciones. Se han hecho avances en los estudios estadísticos y prácticos, pero parece necesario un tratamiento teórico que cubra no solo los casos estáticos.

En el cálculo de estabilidad de un buque deben tenerse en cuenta numerosos factores, ya que puede suceder que un buque sea estable en una situación de mar y no serlo en otra. La debilidad de los métodos presentes resaltan la necesidad de nuevos tratamientos y criterios.

Sería de desear la aplicación de los conceptos desarrollados en relación con sistemas dinámicos al caso del movimiento del buque, utilizando definiciones adecuadas dentro de este marco de estabilidad e inestabilidad, describiendo el posible movimiento utilizando el espacio de fases y el espacio de control. F. John en 1949 ya trató del asunto en su trabajo «On the motion of floating bodies», por lo que puede decirse que la inquietud no es sólo del momento actual. Si bien la idea no es tan reciente, el tratamiento por vía matemática ha impedido su realización práctica. Grimm, Kerwin y Paulling dedicaron varios trabajos al estudio de estabilidad de buques bajo ciertas simplificaciones. Desde 1969 algo se ha avanzado en el tema con la fijación de nuevos criterios a los que IMCO ha prestado más atención.

El estudio de estabilidad de buques puede llevarse a cabo con las técnicas descritas en la teoría de Liapunov, fijación de una norma y observando la estabilidad bajo perturbaciones instantáneas, periódicas o permanentes. En la teoría, el estudio de estabilidad se lleva a término considerando la evolución en un tiempo infinito. Si los intervalos de tiempo en que queremos estudiar la solución son cortos, el problema puede complicarse. Para el caso de tiempo suficientemente largo, Kamenkov ha extendido la definición de estabilidad de Liapunov.

Como resumen, podemos decir que los criterios actuales en buques, desarrollados sobre una base estadística tienen gran número de limitaciones, que es necesario definir criterios de estabilidad adecuados sobre una base de sistemas dinámicos y que es preciso que en el futuro se dediquen personas con conocimientos matemáticos de arquitectura naval y estadísticos para el desarrollo de una nueva teoría sobre el particular contrastando los resultados con los datos abundantes que se tienen hasta el momento sobre hundimientos por falta de estabilidad.

NOTA.—El autor de este trabajo agradece a la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales y a Astilleros Españoles, S. A., las ayudas prestadas para su realización, a la Junta de Energía Nuclear por las facilidades conti-

nuamente concedidas y al Instituto Jorge Juan de Matemáticas del Consejo Superior de Investigaciones Científicas por su deferencia al permitir el acceso para consultar numerosa información.

APENDICE 1

SOLUCION DE ECUACIONES DIFERENCIALES LINEALES

Si A es una matriz constante n x n y \bar{x}_0 un vector n-dimensional, la solución de

$$\bar{x}'(t) = A \bar{x}(t) \quad , \quad \bar{x}(0) = \bar{x}_0$$

con $t \in (-\infty, +\infty)$, viene dada por

$$\bar{x}(t) = e^{tA} \bar{x}_0$$

De una forma más general, para

$$\bar{x}'(t) = A \bar{x}(t) \quad , \quad \bar{x}(t_0) = \bar{x}_0$$

la solución es

$$\bar{x}(t) = e^{(t-t_0)A} \bar{x}_0$$

Para el cálculo de e^{tA} se procede según se indica. Como

$$e^A = \sum_{k=0}^{\infty} \frac{A^k}{k!}$$

si A es una matriz diagonal, también es A^k y resulta

$$e^{tA} = \text{diag} (e^{t\lambda_1}, \dots, e^{t\lambda_n})$$

Cuando A es diagonalizable, el cálculo de e^{tA} resulta sencillo, pues si existe una matriz no singular C tal que $C^{-1}AC$ es una matriz diagonal D, entonces

$$e^{tA} = C e^{tD} C^{-1}$$

Existen varios métodos para hallar e^{tA} cuando no es diagonalizable la matriz A. Aunque la mayoría de dichos métodos exigen transformaciones matriciales previas, E. J. Putzer ha expuesto un procedimiento sencillo y práctico para determinar e^{tA} , aunque A no sea diagonalizable. Este método fue publicado por E. J. Putzer en un artículo de «American Mathematical Monthly», vol. 73, págs 2-7, año 1966.

Para la resolución de sistemas lineales no homogéneos de coeficientes variables se tiene el siguiente

Teorema. Dadas una función matricial A (n x n) y

una función vectorial n-dimensional \bar{b} , continuas en un intervalo abierto H, la solución de

$$\bar{x}'(t) = A(t) \bar{x}(t) + \bar{b}(t) \quad , \quad \bar{x}(t_0) = \bar{x}_0$$

en H, se puede expresar por

$$\bar{x}(t) = F(t)^{-1} \bar{x}(t_0) + F(t)^{-1} \int_{t_0}^t F(\tau) \bar{b}(\tau) d\tau$$

Donde F(t) es la matriz (n x n), transpuesta de la matriz cuya columna j es la solución de

$$\bar{x}'(t) = -A(t)^T \bar{x}(t) \quad , \quad \bar{x}(t_0) = I_j$$

con I_j la columna j de la matriz unidad I.

Ahora resulta sencilla la demostración del siguiente

Teorema. La solución $\bar{x}(t; t_0, \bar{x}_0)$ de

$$\bar{x}'(t) = A(t) \bar{x}(t) + \bar{b}(t)$$

es estable (asintóticamente estable) si la solución trivial de $\bar{x}'(t) = A(t) \bar{x}(t)$ es estable (asintóticamente). La recíproca también es cierta.

Para la ecuación

$$x'(t) = a(t)x(t)$$

con a continua en $[0, \infty)$, las soluciones son de la forma

$$x(t) = ce^{\int_0^t a(\tau) d\tau}$$

Se tiene ahora que la condición necesaria y suficiente para que la solución trivial sea uniformemente (asintóticamente) estable es que

$$\int_{t_1}^t a(\tau) d\tau \left(\int_0^t a(\tau) d\tau \right)$$

esté acotada superiormente (tiende a $-\infty$) para todo $t_1 \geq 0$, $t \geq t_1$ (para $t \rightarrow \infty$). La estabilidad asintótica no implica la estabilidad uniforme.

APENDICE 2

TRANSFORMADAS DE LAPLACE Y DE FOURIER

Existe transformada de Laplace, supuesto $f(t) = 0$ si $t < 0$, cuando se verifica:

1. $f(t)$ es continua, o al menos parcialmente continua, en cualquier intervalo $t_1 \leq t \leq T$, en donde $t_1 > 0$.
2. $t^n |f(t)|$ está acotada en un entorno de $t = 0$ para cierto n , en donde $n < 1$.
3. $e^{-P_0 t} |f(t)|$ está acotada para valores grandes de t , para un valor dado de P_0 .

Condiciones suficientes de aplicabilidad de transformadas de Fourier son las siguientes

1. $f(t)$ satisface las condiciones de Dirichlet de las series de Fourier en cada intervalo $-1 \leq x \leq 1$.
2. $\int_{-\infty}^{\infty} |f(t)| dt$ converge, es decir, $f(t)$ es absolutamente integrable en $-\infty \leq t \leq \infty$.

BIBLIOGRAFIA

TRATAMIENTO MATEMATICO DE LA TEORIA DE ESTABILIDAD

- AIZERMAN, Mark A.: «On a problem concerning the stability "in the large" of dynamical systems». Usp. mat. Nauk 4, No. 4 (1949).
- ANTOSIEWICZ, H. A.: «Stable systems of differential equations with integrable perturbation term». J. London Math. Soc., vol. 31 (1956).
- «A survey of Liapunov's second method». Ann. Math. Studies 41 (Contr. theory nonlin. oscill. 4) (1958).
- AUSLANDER, Joseph: «Mean-L-stable systems, III». J. Math., vol. 3 (1959).
- AUSLANDER, J.; BHATIA, Nam P.; SEIBERT, Peter: «Attractors in dynamical systems». Bol. Soc. Mat. Mexicana, vol. 9 (1964).
- AUSLANDER, J.; SEIBERT, P.: «Prolongations and generalized Liapunov functions». Int. Symp. on Nonlinear Diff. Equations and Nonlinear Mech. Academic Press, New York and London (1963).
- «Prolongations and stability in dynamical systems». Annales de l'Inst. Fourier, vol. 14 (1964).
- BARBASHIN, E. A.: «Introduction to the theory of stability». Wolters-Noordhoff. Groninga (1970).
- BARBASHIN, E. A.; KRASOVSKII, N. N.: «On stability of motion in the large». Dokl. Akad. Nauk SSSR, vol. 86 (1952).
- «On the existence of Liapunov functions in the case of asymptotic stability in the large». Prikl. Mat. Mek., vol. 18 (1954).

- BHATIA, Nam P.: «Stability and Lyapunov functions in dynamical systems». Cont. to Diff. Eqs., vol. III, No. 2 (1964).
- «On exponential stability of linear differential systems». J. SIAM Control, Ser. A, vol. 2, No. 2 (1965).
- BIELECKI, A.: «Une remarque sur la méthode de Banach-Cacciopoli-Tikhonov dans la théorie des équations différentielles ordinaires». Bull. Acad. Polon. Sci. Cl. III, vol. 4 (1956).
- CESARI, Lamberto: «Asymptotic Behavior and Stability Problems in Ordinary Differential Equations». Ergebnisse der Mathematik und ihrer Grenzgebiete, Neue Folge, Heft 16, Springer-Verlag, 1959.
- CHETAEV, N.: «The Stability of Motion». GITTL, Moscow, 1946. English translation, Pergamon Press, Ltd., London, 1961.
- CHERRY, T. M.: «Topological properties of solutions of ordinary differential equations». Amer. J. Math., vol. 59 (1937).
- CODDINGTON, Earl A.; LEVINSON, Norman: «Theory of Ordinary Differential Equations». McGraw-Hill, New York (1955).
- DIEZ, G. J.: «Ecuaciones diferenciales ordinarias». E. T. S. de Ingenieros Navales (1978).
- DUBOSHIN, G. N.: «On the problem of stability of a motion under constantly acting perturbations». Trudy gos. astron. Inst. Sternberg, vol. 14, No. 1 (1940).
- «A stability problem for constantly acting disturbances». Vesnik Moscov. Univ., vol. 7, No. 2 (1952).
- «Foundations of the Theory of Stability of Motions». Moscow (1957).
- FULLER, A. T.: «Conditions for a Matrix to Have Only Characteristic Roots with Negative Real Parts». J. Math. Analysis and Applications, vol. 23, No. 1 (1968).
- GUZMAN, M.: «Ecuaciones diferenciales ordinarias». Alhambra (1975).
- JURY, E. I.: «Inners and Stability of Dynamics Systems». Wiley (1974).
- HALANAY, Aristide: «Differential equations: stability theory, oscillations, time-lags». Academic Press, New York (1965).
- HERMITE, C.: «Extrait d'une lettre sur le nombre des racines d'une équation algébrique compris des limites données». J. reine anaew Math., vol. 52 (1856).
- HURWITZ, A.: «Über die Bedingungen, unter welchen eine Gleichung nur Wurzeln mit negativen reellen Theilen besitzt». Mathematische Annalen, vol. 46 (1895).
- KALMAN, R. E.; BERTRAM, J. E.: «Control Systems analysis and design via the "second method" of Liapunov. I. Continuous-time systems. II. Discrete-time systems». ASME J. of Basic Engineering (1960).
- KAMENKOV, G. V.: «On stability of motion over a finite interval of time». Prikl. Math. Mech., vol. 17 (1952).
- KRASOVSKII, Nikolai N.: «Certain Problems of the Theory of Stability of Motion». Gos. Izd. Fiz.-mat. Lit. Moscow (1959).
- LASALLE, Joseph P.; LEFSCHETZ, Solomon: «Stability by Liapunov's Direct Method with Applications». Academic Press, New York (1961).
- LIAPUNOV, A. M.: «Problème général de la stabilité du mouvement». Annals of Mathematics Studies, No. 17, Princeton (1947).
- MALKIN, I. G.: «Stability in the case of constantly acting disturbances». Prikl. Mat. Mek., vol. 8 (1944). (English summary).
- «Theorie der Stabilität einer Bewegung». Verlag R. Oldenbourg, München (1959).
- MAXWELL, J. C.: «On Governors». Proc. Royal Society of London, vol. 16 (1868). Also printed in Philosophical Magazine, vol. 35 (1868).
- PLISS, V. A.: «Nonlocal problems of the theory of oscillations». Academic Press (1966).
- PONTRIAGUINE, L.: «Equations différentielles ordinaires». MIR, Moscou (1969).
- ROUTH, E. J.: «Treatise on the Dynamics of a System of Rigid Bodies». Vol. 1, London, Macmillan (1913).
- «A Treatise on the Stability of a Given State of Motion». London, Macmillan (1877).
- SCHWARZ, H. R.: «A Method for Determining Stability of Matrix Differential Equation». Z. Angew. Math. Phys., vol. 7 (1956).
- SHICH, L. S.; SACHETI, S.: «A Matrix in the Schwarz Block Form and the Stability of Matrix Polynomials». Proceedings of 10th Annual Asilomar Conference, nov. 1976.
- SHICH, L. S.; SHIH, Ch. D.; YATES: «Some Sufficient and Some Necessary Conditions for the Stability of Multivariable Systems». Journal of Dyn. Syst., Meas. and Control, sept. 1978.
- SYLVESTER, J.: «A Method of Determining by Mere Inspection the Derivatives from Two Equations of Any Degree». Phil. Mag., vol. XVI (1940); also collected Math. Papers, vol. 1.

VYSHNEGRADSKY, I.: «On Direct-action Regulators» (1876). This paper was reprinted in the survey, «Theory of Automatic Governors» (IZI). Akad. Nauk SSSR (1949).

ZUBOV, V. I.: «The Methods of Liapunov and their Applications». Leningrad (1957).

ESTABILIDAD Y MANIOBRABILIDAD DE BUQUES

CUMMINS, W. E.: «The Impulse Response Function and Ship Motions». Schiffstechnik, vol. 9 (1962).

FUJINO, M.; MOTORA, S.: «On the Effect of Frequency Dependency of the Stability Derivatives upon Steering Motions». Proceedings, 14th International Towing Tank Conference, Ottawa, vol. 2 (1975).

GRIM, O.: «Zur Stabilität der Periodischen, Erzwungenen Rollschwingungen, eines schiffes». Ingenieur Archie, vol. 22 (1954).

HADDARA, M. R.: «On the stability of ship motion in regular oblique waves».

I. M. C. O.: «Application of the parameters chosen as possible stability criteria». I. M. C. O. Report IS IV/5 from U. S. S. R.

JOHN, F.: «On the motion of floating bodies». Part I. Comen. in Pure and Applied Mathematics, vol. II (1949).

KERWIN, J. E.: «Notes on rolling in longitudinal waves». International Shipbuilding Programme (1955).

KUO, C.; ODABASI, Y., y otros: «A theoretical investigation of intact ship stability and ship motions». Report 01/78. Dept. of Shipbuilding and Naval Architecture, University of Strathclyde, sept. 1978.

LIN, W. C.: «An Initial-Value Problem for the Motion of a Ship Moving with Constant Mean Velocity in an Arbitrary Seaway». Dissertation, University of California, Berkeley (1966).

MANDEL, P.: «Ship Maneuvering and Control». Chapter 8 of Principles of Naval Architecture, J. P. Comstock, Ed. SNAME (1967).

NOMOTO, K.: «Ship Response in Directional Control Taking Account of Frequency Dependent Hydrodynamic Derivatives». Proceedings, 14th International Towing Tank Conference, Ottawa, vol. 2 (1975).

ODABASI, A. Y.: «On the stability Theory of Ships». Gemmi Mecmasi, No. 45 (1971).

OGILVIE, T. F.: «Recent Progress Toward the Understanding and Prediction of Ship Motions». 5th Symposium on Naval Hydrodynamics, Bergen (1964).

SCRAGG, C. A.: «Determination of Stability Derivatives by Impulse-Response Techniques». Marine Technology, vol. 14, No. 2, July 1977.

WEHAUSEN, J. V., y otros: «Transient-Maneuver Testing and the Equations of Maneuvering». 11th Symposium on Naval Hydrodynamics, London (1976).

ESTABILIDAD DE REACTORES NUCLEARES

AKCASU, Z., y otros: «Mathematical Methods in Nuclear Reactor Dynamics». Academic Press (1971).

BROER, W. T., y otros: «Fulton Station Plant Dynamic Simulation». Paper C-74-503-9, Joint IEEE, ASME Power Generation Technical Conference, Miami Beach, Fla., Sept. 15-19, 1974.

BUCKNER, M. R.: «A Study of the Application of System Identification Techniques in the Analysis of Nuclear Reactor Dynamics». MS thesis, Nuclear Engineering Department. The University of Tennessee, Dec. 1968.

E. A. E. S.: Symposium on Reactivity Feedback Mechanisms and Nuclear Reactor Stability (1961).

ERGEN, W. K., y otros: «Applications of Liapunov's Second Method in Reactor Dynamics». J. Math. Phys., 36: 36-48 (April 1957).

HETRICK, D. L.: «A Liapunov Function for the Prompt-jump Approximation in Reactor Dynamics». Trans. Am. Nucl. Soc., 8: 477 (November 1965).

«Application of the Prompt-jump Approximation to Problems in Reactor Stability». Trans. Am. Nucl. Soc., 8: 236 (June 1965).

KATZ, E. M.: «Planning, Performing and Interpreting Dynamic Measurements in Pressurized Water Reactors». PhD dissertation, Nuclear Engineering Department. The University of Tennessee, June 1975.

KERLIN, T. W.: «Frequency Response Testing in Nuclear Reactors». Academic Press, New York (1974).

KERLIN, T. W., y otros: «Dynamic Testing in Nuclear Power Plants for Model Validation». Journal Dyn. S., M., and Control, Sept. 1976.

«System/360 Continuous System Modeling Program Users Manual». Program Number 360A-CX-16X, IBM Corporation, White Plains, N. Y. (1972).

POPOV, V. M.: «Absolute Stability of Non-linear Systems of Automatic Control». Automat. Remote Contr., 22(8): 857 (1962).

«A New Criterion Regarding the Stability of Systems Containing Nuclear Reactors». Rev. Electrotech. Energ. Acad. Repub. Pop. Roum., 8(1): 113 (1963).

WEAVER, L. E., y otros: «Research in an Application of Modern Automatic Control Theory to Nuclear Rocket Dynamics and Control». Engineering Research Laboratories Report. University of Arizona, February 1964.

WELTON, T. A.: «A Stability Criterion for Reactor Systems». USAEC Report ORNI-1894. Oak Ridge National Laboratory (1955).

TEORIA DE CATASTROFES

ARNOL'D, V. I.: «Normal forms for functions near degenerate critical points, the weyl groups of A_k , D_k , E_k and lagrangian singularities». Functional Anal. Appl. 6 (1972).

«Critical points of smooth functions and their normal forms». Uspehi Mat. Nauk 30, 3-65 (1975); Russian Math. Surveys 30, 1-75 (1975).

BROCKER, Th.; LANDER, L.: «Differentiable germs and catastrophes». London Math. Soc. Lect. Notes, 17 Cambridge Univ. Press (1975).

MASLOV, F. P.: «Perturbation Theory and Asymptotic Methods». Moscow (1965); French translation Dunod, Paris (1972).

POSTON, T.; STEWART, I. N.: «Taylor expansions and catastrophes». Pitman (1976).

THOM, R.: «Les singularités des applications différentiables». Ann. Inst. Fourier 6, 43-87 (1956).

«La stabilité topologique des applications polynomiales». L'Enseignement Math. 8, 24-33 (1962).

«Stabilité Structurelle et Morphogénèse». Benjamin, New York (1972).

WOOD COCK, A. E. R.; POSTON, T.: «A geometrical study of elementary catastrophes». Lect. Notes in Math. 373, Springer-Verlag (1974).

ZEEMAN, E. C.: «Levels of structure in catastrophe theory». Proceedings of the International Congress of Mathematics, Vancouver (1974).

«Euler buckling». In Structural Stability, the Theory of Catastrophes, and Applications in the Sciences. Lecture Notes in Mathematics 525 (P. J. Hilton, ed.). Springer, Berlin and New York (1976).

«The Classification of elementary catastrophes of codimension 5». LECTURED NOTES IN MATHEMATICS 525. Springer (1976).

«Catastrophe theory». Scient. Am. 234, 65-83 (1976).

MATERIALES REFORZADOS

DIEZ, G. J.: «Aplicaciones de los plásticos reforzados en construcción naval». E. T. S. I. N. (1974).

FUNG, Y. C.: «Foundations of Solid Mechanics». Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N. J. (1965).

HASHIN, Z.: «Theory of Fiber Reinforced Materials NASA Report» (1972).

TSAI, W. T.: «A Theorem of Stability of Laminated Plates». Journal of Applied Mechanics. March 1975.

TEORIA DE CONTROL. ELECTRONICA. INSTRUMENTACION NUCLEAR

EVANS, W.: «Control System Dynamics» (1953).

GILLE, J. Ch.: «Theorie et calcul des asservissement lineaires».

«Dynamique de le commande lineaire».

«Methodes modernes d'etude des systems asservis» (1960).

JAMES, H. M.; NICHOLS, N. B.; PHILLIPS, R. S.: «Theory of Servomechanisms».

KUO, B. C.: «Automatic Control Systems» (1962).

TAKAHASHI, Y.: «Control» (1970).

TRUXAL, J.: «Automatic Feedback Control System Synthesis» (1955).

«Handbook Control».

BODE, H. W.: «Network Analysis and Feedback Amplifier Design» (1945).

BROWN, G. S.: «Analysis and Design of Feedback Control Systems» (1948).

MILLMAN, J.; TAUB, H.: «Pulse. Digital and Switching Waveforms» (1965).

MILLMAN, J.; HALKIAS, C.: «Dispositivos y circuitos electrónicos» (1977).

GENIE ATOMIQUE: Tomo II.

KOWALSKI, E.: «Nuclear Electronics» (1970).

NICHOLSON, P. W.: «Nuclear Electronics» (1974).

PRICE, W. J.: «Nuclear Radiation Detection» (1964).

TANARRO, A.: «Instrumentación nuclear» (1970).

FACTORES TECNICO-ECONOMICOS EN EQUIPOS DE TRANSMISION DE CALOR

Por Alejandro Mira Monerri
Dr. Ing. Naval

1. INTRODUCCION

Economía en cualquier instalación industrial es obtener los máximos resultados por el dinero empleado, o bien pagar lo mínimo para obtener ciertos resultados. Para obtener una instalación de transmisión de calor económica, es necesario analizar los factores que intervienen en el coste final de cualquier elemento relacionado con la transmisión de calor.

Los costes de propiedad y operación de equipo para transmisión de calor pueden agruparse bajo dos grandes encabezamientos:

- a) Cargas fijas.
- b) Cargas operativas.

1.1. Cargas fijas

Las cargas fijas son los costes resultantes de la propiedad del equipo e incluyen:

- 1.º Intereses de la inversión.
- 2.º Amortización.
- 3.º Seguros.
- 4.º Impuestos.

Si el equipo es solamente alquilado, la tasa de alquiler sustituye a los intereses y amortización.

Es evidente que si el equipo puede alquilarse a un coste inferior a la suma de los intereses sobre el capital necesario para su compra, más el coste de su amortización en un período de vida razonable, sería un error comprar el equipo.

1.2. Cargas operativas

Estas cargas incluyen el coste de:

- 1.º Potencia o energía.
- 2.º Combustible.
- 3.º Agua de refrigeración.
- 4.º Mano de obra operativa.
- 5.º Costes de mantenimiento, que suponen aceite lubricante, reposición de piezas usadas o estropeadas y mano de obra correspondiente, pintura, limpieza, reparaciones, etc.

1.3. Coste final

El coste final o total de operación de un equipo industrial es la suma de las cargas fijas y operativas.

Las cargas fijas pueden reducirse comprando equipos más simples, más baratos. Sin embargo, tales equipos generalmente son menos eficientes y sus cargas operativas pueden compensar las menores cargas fijas. Por tanto, antes de decidirse a comprar o alquilar equipo que produzca ciertos resultados, hay que tener en cuenta el coste final de los diversos tipos de equipo: sofisticados y eficientes, pero caros; o más simples, menos eficientes y más baratos. Tiene también gran importancia la tasa de amortización. Si un equipo eficiente y relativamente costoso puede ofrecer una vida probable más larga, su tasa de amortización puede llegar a ser inferior a la de un equipo menos costoso. Siendo éste, de material más barato, puede deteriorarse o quedar anticuado mucho antes que el anterior, y, por consiguiente, tendrá que amortizarse en un menor número de años.

2. FACTORES TECNICOS CON INFLUENCIA ECONOMICA

Los principales factores que afectan al rendimiento en la transmisión de calor y, por tanto, al coste de la instalación son:

- Tipo de cambiador de calor.
- Superficie de transmisión.
- Circulación de los fluidos.
- Diferencias de temperaturas.
- Tipo y espesor de los aislantes térmicos.

2.1. Tipo de cambiador de calor

Los cambiadores de calor pueden clasificarse en tres grupos básicos: cambiadores de calor de tubo, cambiadores de calor de doble tubo y cambiadores de calor de carcasa y tubo.

Ejemplos de cambiadores de tubo son los serpentines enfriadores de agua de las torres de refrigeración y los generadores de vapor tubulares. También pertenecen a este grupo los tubos aleteados de los radiadores de automóviles y los condensadores refrigerados por aire de los frigoríficos domésticos. El uso de este tipo de cambiadores viene predeterminado por las exigencias del servicio.

Los cambiadores de doble tubo se usan como condensadores de amoníaco, enfriadores de salmuera, deshidratadores de aire, enfriadores de aceite lubricante y en diversos procesos industriales. Los cambiadores de doble tubo son muy eficientes y se emplean satisfactoriamente en instalaciones pequeñas, ya que su coste resulta prohibitivo cuando se desean transmitir grandes cantidades de calor.

Los cambiadores de calor de carcasa y tubo suponen la gran mayoría de los cambiadores industriales insta-

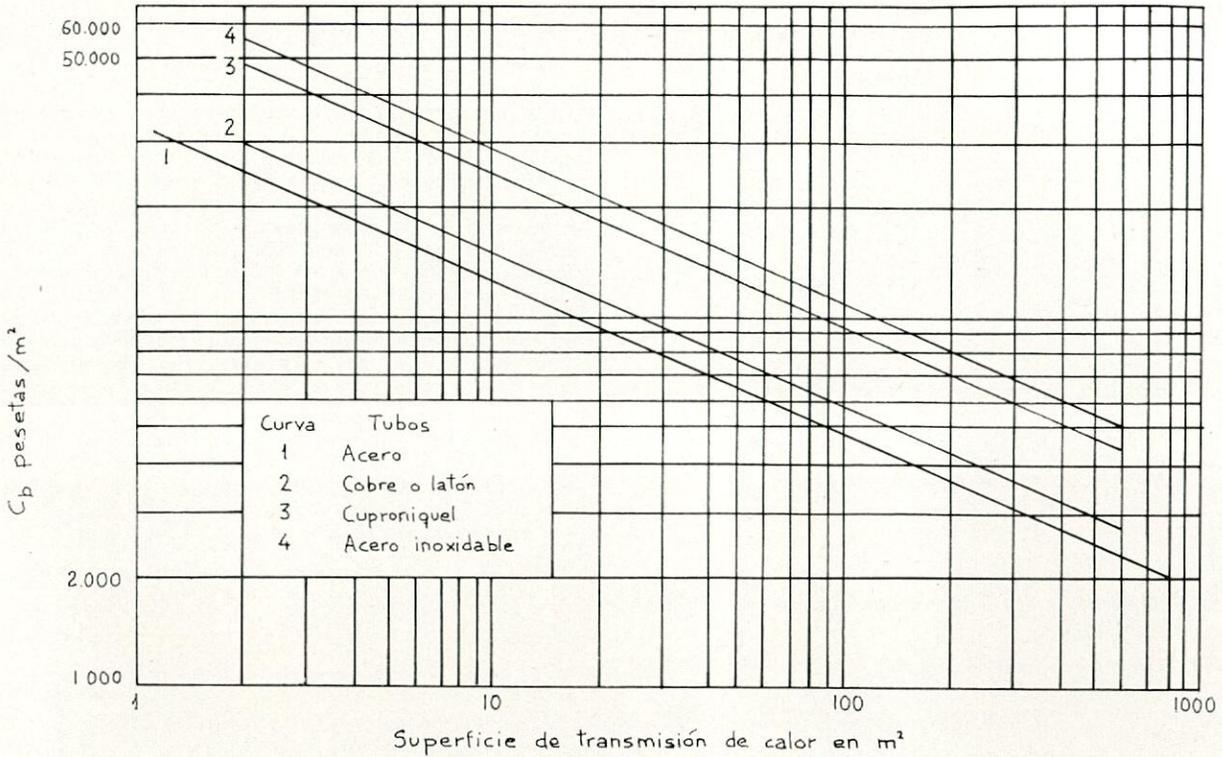


Figura 1.—Coste básico por unidad de superficie de cambiadores de carcasa y tubo con carcasa de acero.

lados actualmente, y en ellos se basa este estudio. Se emplean para cambiar calor entre dos líquidos o entre un líquido (generalmente agua) y un gas, o entre vapor y agua, como en el caso de los condensadores de vapor de superficie, o entre dos gases, como en los precalentadores de aire. El tipo de cambiador de carcasa y tubo, elegido para la transmisión de calor entre dos líquidos puede tener gran influencia, no solamente en el coste de compra e instalación, sino también en el coste de mantenimiento. Uno de los factores más importantes es la suciedad de las superficies de los tubos, y como es más fácil limpiar la superficie interior que la exterior, el líquido que arrastre más depósitos deberá circular por el interior de los tubos. La disposición de flujos, paralelos, en contra corriente, o cruzados y el número de pasos por tubo y por carcasa afectan al coste fijo o inicial; y a los costes de operación de modo opuesto cuanto más simple es el equipo, más bajo es el coste fijo, y más elevado el operativo. La solución óptima puede determinarse calculando el coste final o combinado anual para diversos aparatos.

2.2. Superficie de transmisión

Cuanto mayor sea el área de transmisión de calor a igualdad de las demás condiciones, mayor será el rendimiento; pero, el tamaño, y, por tanto, el coste fijo del cambiador también aumentará. El coste, C, en pesetas de un cambiador depende: de la superficie de transmisión A; de su coste básico, C_b, en pesetas por metro cuadrado, que a su vez depende del tipo, construcción y materiales utilizados en los tubos, placas tubulares y carcasa; de la presión de trabajo representada por un factor K_p; y del tamaño del cambiador representado por el coeficiente o factor de Area K_A. El coste total puede expresarse como un producto de estos parámetros:

$$C = A \times C_b \times K_p \times K_A$$

El parámetro C_b deberá ser determinado y actualizado por cada fabricante según los precios de materiales vigentes en el mercado y sus costes operacionales y laborales, sin embargo se presenta la figura 1 como orientación relativa. El valor de K_p puede obtenerse en la figura 2 a partir de la presión que sea mayor, la de tubos o la de carcasa. El factor de área o tamaño K_A puede obtenerse en la figura 3.

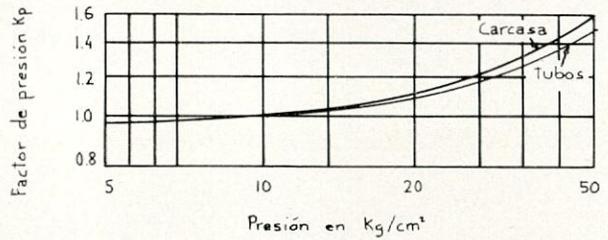


Figura 2.—Influencia de la presión de trabajo en el coste de los cambiadores de carcasa y tubo.

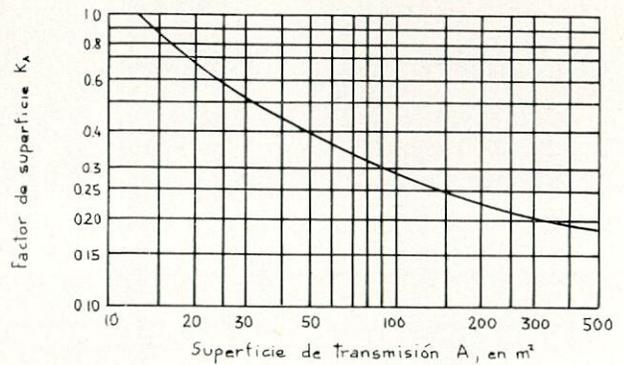


Figura 3.—Influencia del área o superficie de transmisión en el coste de los cambiadores de carcasa y tubo.

2.3. Circulación de los fluidos

2.3.1. Velocidad óptima

En caso de que una o más variables independientes no se hayan fijado antes del diseño existirán determinados valores de estas variables que ofrecerán el menor coste anual. Así, por ejemplo, el coste de suministro de energía mecánica para circulación de los fluidos puede reducirse al mínimo, empleando velocidades de fluido óptimas.

Limitándonos a las variables que se han elegido, el coste total en pesetas/Kcaloría, estará constituido por las cargas fijas, y por el coste de la energía que mueve el fluido en el interior, y en el exterior de los tubos.

Estos costes serán:

a) Coste del equipo.

$$X_a = \frac{C_{a_i} \times A_i}{q} = \frac{C_{a_i}}{U_i \cdot \Delta t_m}$$

siendo

C_{a_i} = cargas fijas horarias del equipo por unidad de superficie interior (A_i) expresadas en pts/m² × hora, de modo que si E es el importe anual de las cargas fijas excluyendo el coste del equipo (i.e. intereses, seguros, impuestos, etc.), n el número de años de vida útil estimada, y Z el número de horas anuales de operación, se tiene:

$$C_{a_i} = \frac{C(1 + nE)}{A_i n Z}$$

Δt_m = diferencia media de temperaturas entre el fluido caliente y el frío.

b) Coste de la energía mecánica para mover un fluido.

La potencia necesaria para hacer circular un fluido a lo largo de un tubo es

$$v \Delta p = \frac{m}{\rho} \Delta p$$

siendo Δp la caída de presión en el tubo. Si designamos por C_e el coste de suministro de la energía mecánica necesaria para la circulación del fluido en pts/kgm., y por C_p el coste por unidad de superficie interior (A_i) expresado en pts/m² × hora, se puede expresar:

$$X_p = \frac{C_p A_i}{q} = \frac{C_p}{U_i \Delta t_m} = \frac{C_e \times (v \Delta p)}{U_i \Delta t_m}$$

y aplicando las expresiones adecuadas se transforma en:

$$X_{p_i} = \frac{C_{e_i} K_i V_i^{3-m_i}}{U_i \Delta t_m}$$

para el interior de los tubos, y

$$X_{p_o} = \frac{C_{e_o} K_o V_o^{3-m_o}}{U_o}$$

para el exterior de los tubos, siendo K_i y K_o unos parámetros dimensionales dependientes de las propiedades físicas de los fluidos, y de los diámetros y distancia entre los tubos, y, por tanto ($X_a + X_{p_i} + X_{p_o}$) puede hacerse

mínimo mediante la adecuada elección de las velocidades V_i y V_o . Basta diferenciar ($X_a + X_{p_i} + X_{p_o}$) respecto a

V_i y V_o , manteniendo ctes. los diámetros D_i y D_o , y obligar las expresiones a que sean igual a cero.

Los resultados que se obtienen son:

$$V_i = \left[\frac{C_{a_i} / (C_{e_i} / K_i)}{2,5 + 2,76 \Delta t_o / \Delta t_i} \right]^{0,357}$$

$$V_o = \left[\frac{C_{a_o} / (C_{e_o} / K_o)}{3,75 + 3,39 \Delta t_i / \Delta t_o} \right]^{0,351}$$

siendo m_i y m_o coeficientes adimensionales que se han tomado como $m_i = 0,2$ y $m_o = 0,15$.

El procedimiento para obtener las velocidades óptimas es el siguiente. Los costes unitarios C_{a_i} , C_{e_i} , C_{e_o} se obtienen del banco de datos. A partir de las propiedades físicas de las dos corrientes fluidas, y de los diámetros propuestos, y de la distancia entre tubos se calculan K_i y K_o . Los valores de t_i y t_o se estiman o miden, y se obtienen mediante las fórmulas arriba expresadas valores aproximados de V_i y V_o . Con estos resultados se obtienen valores h_i y h_o del coeficiente de convección en las expresiones correspondientes. Se calcula la temperatura de la superficie con estos valores, y se obtienen valores corregidos Δt_i e Δt_o , con los que se calculan nuevos valores más aproximados de V_i y V_o , y así sucesivamente. Y como las variaciones consideradas de los términos del denominador, tienen poca influencia en los valores de V_i y V_o , las ecuaciones convergerán rápidamente.

2.3.2. Velocidad óptima en el interior de los tubos

En el caso de que la energía mecánica que requiere el fluido exterior sea despreciable frente a la requerida por el interior. Así se obtiene que $h_o \ll h_i$; que $t_o \ll t_m$; y si $\frac{D_i V_i}{\mu_i} \geq 10.000$ (flujo turbulento) se obtiene

$$V_i = \left[\frac{C_{a_i}}{C_{e_i} K_i (3,5 \Delta t_m / \Delta t_i - 1)} \right]^{0,357}$$

que se calculará como en el caso general. Y en este caso de flujo turbulento y predominio de la resistencia interna será $\Delta t_i \approx \Delta t_m$ y, por tanto, $X_{p_i} / X_a = 0,4$.

2.3.3. Velocidad óptima en el exterior de los tubos

Si la potencia necesaria para bombear el fluido por el interior de los tubos es despreciable, la resistencia térmica exterior es la predominante y, $D_o V_o / \mu_o$ está entre 1.000 y 40.000 la expresión de V_o será:

$$V_o = \left[\frac{C_{a_o}}{C_{e_o} (K_i D_o / D_i) (4,75 \Delta t_m / \Delta t_o - 1)} \right]^{0,351}$$

y la relación de costes será:

$$X_{p_o} / X_a = 0,267$$

2.3.4. Calefacción o enfriamiento de gases

Si un gas se calienta condensando vapor (generalmente agua) o se enfría mediante agua, la resistencia térmica en la zona del gas es el factor predominante, y es necesario decidir si el gas debe circular por el interior o por el exterior de los tubos. Los factores y exponentes de las ecuaciones precedentes pueden tener los valores siguientes: $n = 0,8$; $m = 0,2$; $n_o = 0,6$; $m_o = 0,15$ y la relación entre la suma óptima de cargas fijas y de energía de circulación resulta:

$$\frac{(X_a + X_{p_o})_o}{(X_a + X_{p_i})_o} = 0,905 \frac{C_{a_o} U_i (\Delta t_m)_i}{C_{a_i} U_o (\Delta t_m)_o}$$

siendo $(\Delta t_m)_i$ la diferencia de temperaturas medias si la resistencia térmica predominante está en el interior de los tubos, y en el exterior es despreciable, y siendo $(\Delta t_m)_o$ la diferencia de temperaturas medias, si la resistencia térmica predominante está en el exterior de los tubos y en el interior es despreciable.

La relación anterior muestra que la selección se funda en una combinación de diversos conceptos. Así, si el gas fluye dentro o fuera de tubos de un cierto tipo de cambiador, en el que el coste fijo horario por metro de tubo es el mismo, entonces $C_{a_o} / C_{a_i} = A_i / A_o = D_i / D_o$. Si el gas a presión atmosférica se calienta con vapor de agua

condensándose bajo presión, el vapor deberá circular dentro de los tubos y la carcasa puede fabricarse de chapa de hierro ligera, bien aislada por el exterior. Por otra parte, si el gas bajo presión debe enfriarse con agua, se puede emplear un equipo de construcción menos complicado (tipo goteo); en él el gas circula en el interior de los tubos y la carcasa deberá resistir la presión del gas.

2.3.5. Caudal óptimo de agua en condensadores y enfriadores

Generalmente la presión de agua en la red de distribución de una planta es suficiente para dar el caudal requerido por los equipos de intercambio de calor, y el coste de agua de refrigeración es directamente proporcional a la cantidad empleada. El caudal óptimo de agua corresponderá al importe anual mínimo de los costes de agua más los costes fijos de la instalación.

Suponiendo que W' Kg/hora de fluido caliente llegan al cambiador a t'_1 grados y lo abandonan a t'_2 grados, perdiendo el calor $q = W'C(t'_1 - t'_2)$. Este calor es absorbido por W'' Kg/hora de agua de refrigeración que llega a t''_1 , y sale a t''_2 ; para el calor específico del agua c'' puede tomarse la unidad. La temperatura t''_2 se determina por el balance:

$$q = W'C(t'_1 - t'_2) = W''(t''_2 - t''_1)$$

Sea U el coeficiente total correspondiente a la velocidad óptima del fluido caliente que supone el estableci-

miento del balance o equilibrio adecuado entre cargas fijas y coste de bombeo del fluido caliente, tal como se ha expuesto anteriormente. El agua de refrigeración cuesta C_w pts/Kg. y puede conseguirse en cantidad suficiente. Si el agua tiene presión suficiente, debe obtenerse la máxima velocidad posible del agua. Si como antes C_{a_1} representa las cargas fijas horarias por metro cuadrado de superficie interna de cambiador A_1 , y Z es el número de horas anuales de operación, las cargas fijas anuales serán: $Y_n = A_1 C_{a_1} Z$. El coste anual del agua:

$$Y_w = W'' Z C_w / (t''_2 - t''_1)$$

Al mismo tiempo se cumple $q = U A_1 F \Delta t_l$, siendo F un factor geométrico que depende de la disposición de tubos y carcasa, y Δt_l la diferencia logarítmica media total.

Combinando estas relaciones, puede obtenerse $Y_a + Y_w$, y diferenciando la expresión respecto a $(t'_1 - t'_2)$ en el extremo más caliente, e igualando a cero se obtiene:

$$\left(\frac{t'_1 - t'_2 + \Delta t_c - \Delta t_h}{\Delta t_h - \Delta t_c} \right)^2 \times \left(\frac{\Delta t_c}{\Delta t_h} - 1 + \ln \frac{\Delta t_h}{\Delta t_c} \right) = \frac{U F C_w}{C_{a_1}}$$

donde $t_c = t'_2 - t''_1$, es la máxima diferencia de temperatura en el extremo frío y $t_h = t'_1 - t''_2$, es la óptima diferencia total en el extremo caliente.

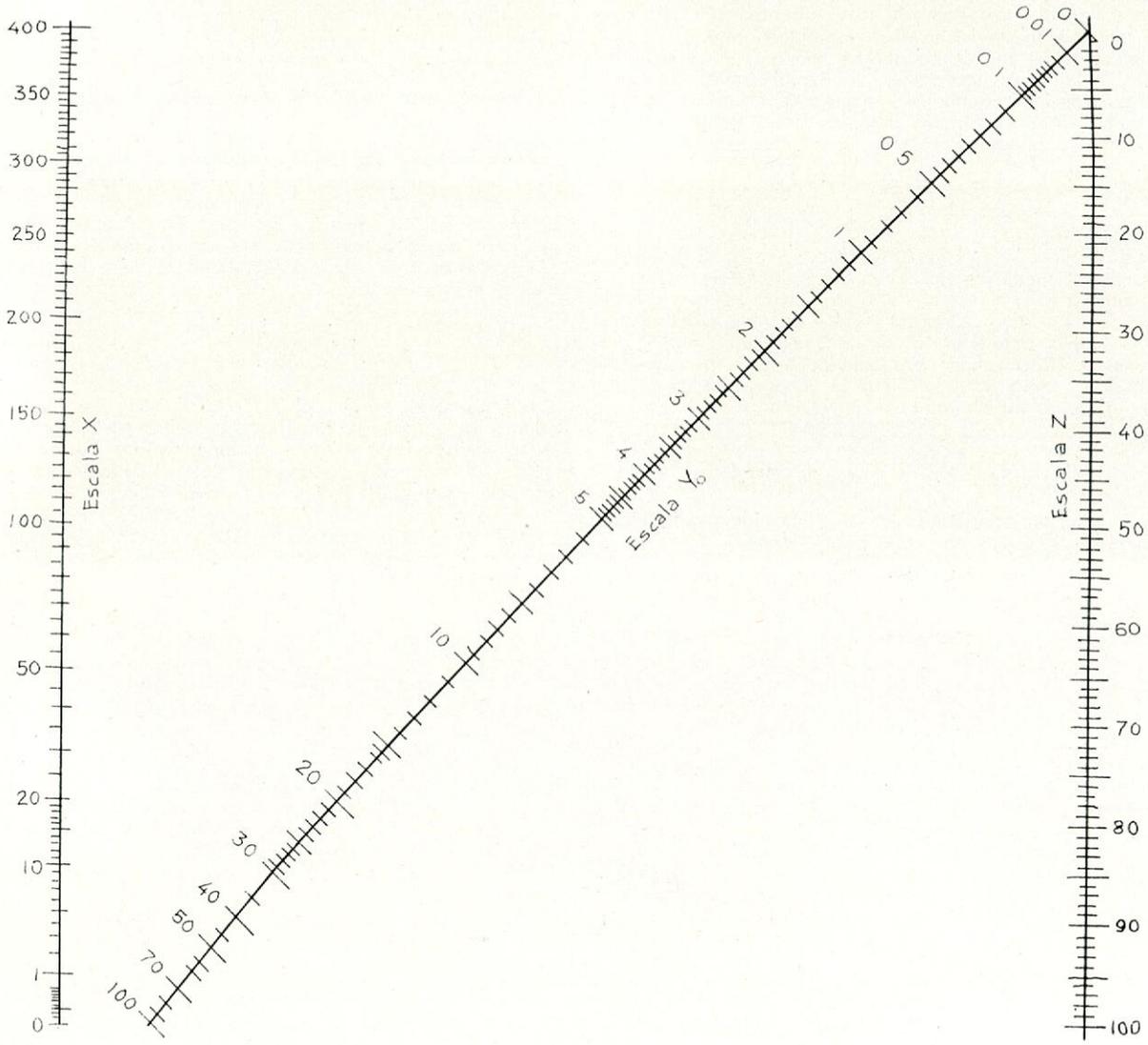


Figura 4.—Nomograma para la obtención del caudal óptimo del agua en condensadores y enfriadores.

Como Δt_h aparece en varias partes, la ecuación anterior se resuelve por tanteos. Sin embargo, los cálculos se simplifican usando gráficos (fig. 4) en los que se relacionan

$$Y = (t'_1 - t''_2) / (t'_2 - t''_1) = \Delta t_h / \Delta t_c$$

y $X = UFC_w / C_{a_i}$ para diversos valores de

$$Z = (t'_1 - t'_2) / (t''_2 - t''_1).$$

Si la temperatura del fluido caliente es cte., como en un condensador, la anterior expresión puede reducirse a:

$$\frac{t''_2 - t''_1}{\Delta t_h} - \ln \frac{\Delta t_c}{\Delta t_h} = \frac{U C_w}{C_{a_i}}$$

2.4. Diferencia de temperaturas óptima

Cuando se recupera el calor del vapor de exhaustación mediante un cambiador, un aumento de la superficie de transmisión aumentará la cantidad de calor recuperado, pero también aumentará las cargas fijas. Existe una diferencia de temperaturas medias óptima para cada caso.

Si la temperatura de un fluido debe elevarse de t_1 a t_2 , y t_2 es superior a la temperatura t' del vapor de exhaustación a baja presión, parte del calentamiento, hasta una temperatura t , puede realizarse con el vapor de exhaustación, y el resto del calor se obtendrá mediante vapor a elevada presión, más caro, que se condensará a $t'' > t_2$. El problema consiste en obtener una diferencia de temperaturas Δt óptima, en el primer calentador a baja presión. Sea C'_H el coste del vapor a baja presión en pts. por Kcal. de calor latente; C''_H el coste del vapor a presión elevada; suponiendo que $(C_a + C_p)_0$ es el coste óptimo de las cargas fijas C_a , y de la potencia C_p requerida para hacer circular el fluido calentando a través de los calentadores, expresado en pts/m² × hora. El coste horario total que depende de la temperatura intermedia t puede expresarse como:

$$\Sigma y = W c (t - t_1) C'_H + W C (t_2 - t) C''_H + A (C_a + C_p)_0$$

siendo el área $A = A_1 + A_2 = q/U t_m$; y Δt_m la diferencia logarítmica media de temperaturas, pudiéndose considerar U como cte., y F como la unidad para cualquier disposición geométrica, ya que el vapor se condensa en ambos calentadores a temperatura cte. Combinando estas relaciones, y diferenciando e igualando a cero la expresión resultante $d\Sigma y/dt$, se llega a la siguiente ecuación para el coste total mínimo:

$$(t' - t) (t'' - t) = \frac{(C_a + C_p) (t'' - t')}{U (C''_H - C'_H)}$$

que puede ser resuelta como una ecuación cuadrática, o bien empleada directamente para obtener

$$(t' - t) \text{ y } (t'' - t).$$

2.5. Espesor óptimo de aislamiento

El espesor óptimo de un aislamiento puede calcularse directamente para cierto número de espesores normalizados y datos de coste convenientes. El procedimiento es calcular las pérdidas de calor para varios espesores de aislamiento. El coste anual de calor perdido se puede determinar para cada espesor a partir del coste en pts/Kcal. de calor. El coste anual del aislamiento se obtiene a partir de su coste inicial y de su tasa anual de depreciación. En la figura 5 se muestran resultados típicos. Conforme aumenta el espesor del aislamiento, disminuye el coste del calor perdido, pero aumentan las cargas fijas de aislamiento. El espesor óptimo corresponde al mínimo de costes variables indicado en la figura 5 (coste anual de calor perdido más cargas fijas del aislamiento).

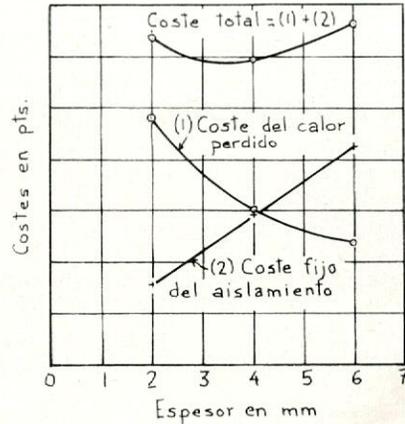


Figura 5.—Determinación del espesor óptimo de aislamiento.

Radio crítico.—En ciertas condiciones, un aumento de aislamiento supone mayores pérdidas térmicas, ya que el aumento de superficie transmisora compensa y supera el efecto de aislamiento. Las pérdidas mínimas corresponden a un radio exterior r_c de aislamiento que es igual a la relación entre la conductividad térmica y el coeficiente de convección:

$$r_c = \frac{K_m}{(h_c + h_{rc})}$$

Así, pues, si $r_1 < r_c$, el aumento de espesor de aislamiento $r_2 - r_1$ será beneficioso hasta que $r_0 = r_c$; a partir de entonces volverán a aumentar las pérdidas. Si $r_1 > r_c$, el aumento de espesor del aislamiento siempre supondrá menores pérdidas térmicas.

Este principio es usado en instalaciones eléctricas para conseguir un buen aislamiento eléctrico, junto con un efecto refrigerante.



La solución para el cambio de su Radioteléfono «doble banda» por B.L.U. . .

CERES - II



Más de 750 buques equipados con CERES I

200 wattios

- Nuevo diseño. Más prestaciones.
- Sintonia automática.
- Recepción en banda continua.
- Aprobado por la S.P.M.M. n.º 30043.



ARIES-II

80 watos

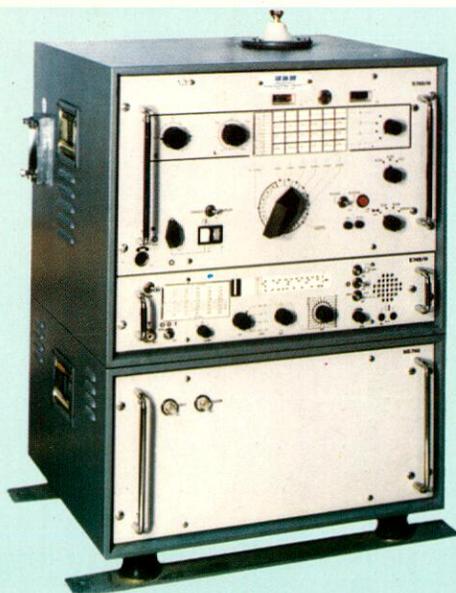
- 8 canales a cristal.
- Apto para buques menores de 150 T.R.B.
- Económico. Bajo consumo.
- Aprobado por la S.P.M.M. n.º 35006.



VULCANO

400 watos

- Hasta 256 canales sintetizados.
- Posibilidad conexión a Telex y Fax.
- Recepción en banda continua y por canales sintetizados.
- Sintonía semi-automática.
- Aprobado por la S.P.M.M. n.º 40030.



TRITON-II

400 watos

- 400 Tritón I en servicio.
- Sintonía semi-automática.
- Transmisión y recepción a cristal.
- Aprobado por la S.P.M.M. n.º 30039.



HISPANO RADIO MARITIMA, S.A. JORGE JUAN, 6 - Tel. 276 44 00 - Telex: 226 48 MADRID-1

CALCULO ESTRUCTURAL, DEFORMACIONES Y ESTANQUEIDAD DE LAS GRANDES ESCOTILLAS (*)

Por O. Röhl

1. INTRODUCCION

Hace muchos años observamos la tendencia de «abrir» la cubierta del buque para facilitar el acceso de la carga, usando grúas de gran capacidad y evitando, cuando sea posible, el transporte en sentido horizontal. La segunda etapa en este desarrollo, estimulado por el transporte de contenedores y la reducción considerable de la estancia en puerto, se refiere a las tapas de escotilla y sus accesorios. En cuanto al cálculo estructural, el cambio es caracterizado por la necesidad, en casos extremos, de incluir o integrar las grandes y rígidas tapas en el sistema estructural del buque. La rigidez de las tapas, por un lado, y la disminución continua de la rigidez de la estructura del buque, por el otro, han hecho surgir nuevos problemas en relación a los movimientos relativos entre los elementos mencionados y a los dispositivos de cierre y de estanqueidad. Influye aquí también la necesidad para los armadores de aumentar el volumen en relación al peso de la carga.

La resistencia a la fricción del material de las juntas, así como la elasticidad de éstas a largo plazo, han sido mejoradas, pero existen otros problemas como:

- El de helarse el agua entre tapa y escotilla, lo que en tiempos anteriores era fácil de combatir, ya que entonces en casi todos los buques había tuberías de vapor en cubierta. Hoy hay que usar «fuerza bruta» o medios químicos, causando daños en las empaquetaduras.
- El de deformaciones iniciales o durante los primeros viajes debidas a tensiones de soldadura o, más bien, a la descomposición de estos esfuerzos. Debido a este fenómeno, son frecuentes las quejas sobre dificultades con tapas que no cierran.

Parece útil dar un corto resumen de los tipos o sistemas de cierre existentes y en uso para escotillas grandes.

2. FUERZAS ENTRE TAPAS Y BRAZOLAS

a) Guías simples, a compresión (fig. 1)

Estas guías, colocadas en forma simétrica, se dimensionan para transmitir la fuerza total, transversal, que surge cuando el buque se inclina hacia un lado, a la brazola longitudinal de la escotilla. El juego necesario entre tapa y escotilla depende de las deformaciones previsibles, es decir, de la elasticidad de la estructura lateral del buque;

(*) Conferencia presentada por el Comité Español del Germanischer Lloyd.

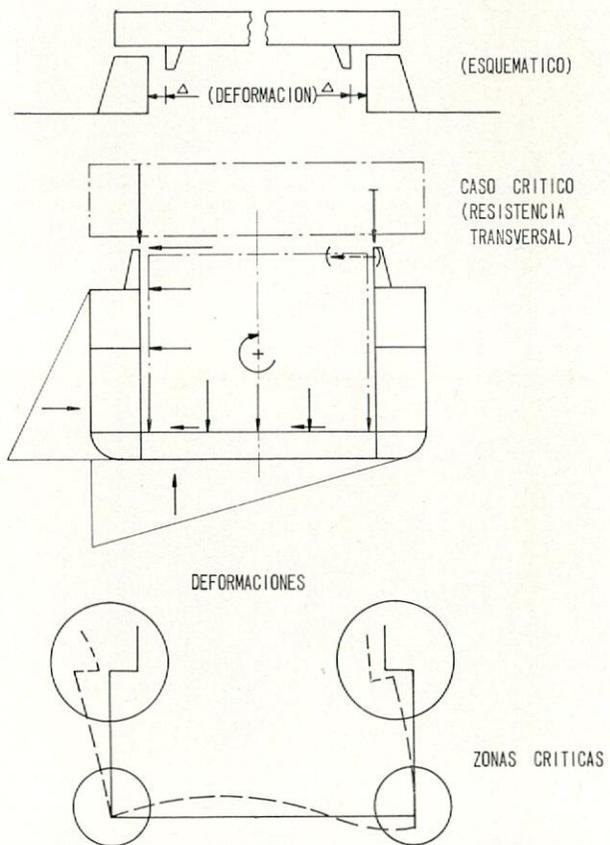


Figura 1.—Sistemas de guía (tapas de escotilla). Dispositivo convencional de presión.

el ancho de la cinta de goma fue creciendo con las dimensiones de las escotillas y con la relación b/B (b = ancho de escotilla).

b) Guías a tensión/compresión unilaterales

Con este tipo de dispositivo la fuerza horizontal se transmite a una brazola, mientras que estando la otra libre hay que prever en ella el movimiento correspondiente a la suma de las deformaciones relativas de ambos lados. Esto significa una construcción asimétrica, con soportes de brazola mucho más fuertes en un lado que en el otro, y perfiles de goma especiales en el lado móvil muy anchos y resistentes al roce. Tal solución se ha

usado especialmente en buques que por otra razón —por ejemplo una grúa móvil en un lado— recibían sección asimétrica. Las cintas de goma las conocemos hasta un ancho de 140 mm.; deformaciones hasta, aproximadamente, 90 mm. pueden ser soportadas con estanqueidad satisfactoria.

c) Guías a tensión/compresión bilaterales (fig. 2)

Para buques con deformaciones transversales relativamente grandes se han diseñado guías-enganches que actúan en ambos lados a la vez, aunque no con la misma fuerza: el juego es mayor en un lado que en el otro para facilitar las operaciones de colocar o quitar las tapas en todos los casos de carga en puerto. Al inclinarse el buque o producirse aceleraciones horizontales, inicialmente sólo la brazola con juego pequeño actúa de soporte. Cuando las deformaciones alcanzan cierto tamaño, también la segunda brazola empieza a soportar las tapas en sentido horizontal.

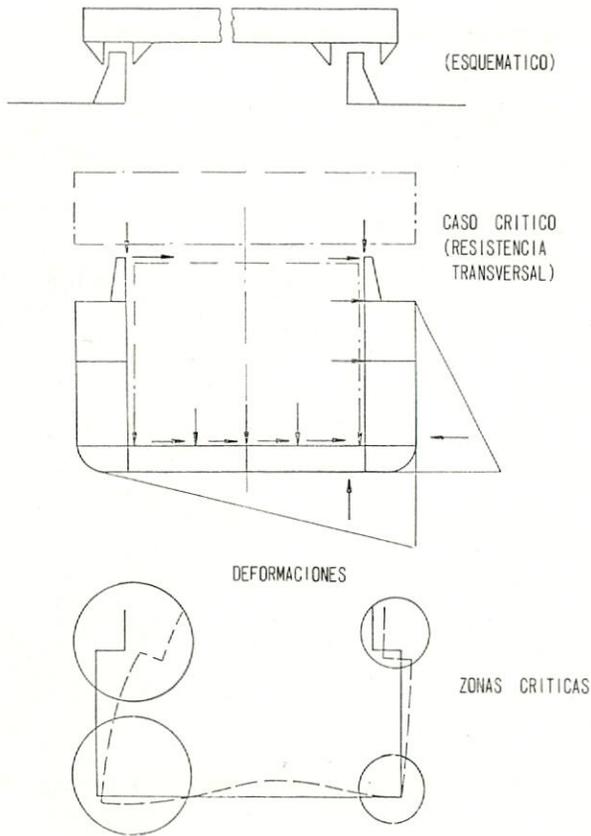


Figura 2.—Sistemas de guía (tapas de escotilla). Guarnición a compresión/tensión (bilateral).

En caso de cargas simétricas suficientemente grandes para eliminar el juego inicial, las tapas de escotilla tienen que soportar fuerzas horizontales, de tensión o compresión, en adición a la carga vertical que normalmente llevan.

Al encontrarse con deformaciones extremadamente grandes, no aceptables, existe la posibilidad de construir una (o dos, tal vez tres) de las tapas en forma de pontón-viga, capaz de aguantar las fuerzas horizontales: como si fuera parte de la estructura. En tal caso es necesario prever dispositivos hidráulicos para meter o quitar los pontones, ya que prácticamente no hay juego. Naturalmente, en tal caso las fuerzas horizontales se reparten igualmente en ambos lados de la escotilla.

Es importante mencionar que teóricamente las fuerzas de fricción, estática o debidas al movimiento, entre tapa y brazola debieran ser consideradas al calcular las deformaciones. Sin embargo, es muy difícil encontrar valores

realísticos. Además pueden producirse situaciones en las que la fuerza de fricción no ayude a soportar la tapa en sentido horizontal: al moverse el barco en la mar hacia un lado puede suceder que la tapa se arrime contra una brazola sin volver a desprenderse. Al inclinarse el buque otra vez en el mismo sentido, actúa toda la fuerza. En consecuencia, la fricción no se toma en cuenta en los cálculos.

3. RESISTENCIA TRANSVERSAL

Anteriormente —y en casos simples todavía hoy en día— el cálculo de los esfuerzos en la estructura se efectuaba usando un sistema de vigas (programas de computador como «STRESS», «STRUDL»), tomando en cuenta, si parecía necesario, los esfuerzos longitudinales. Ahora usamos, en el Germanischer Lloyd, casi exclusivamente el programa «SAP», de elementos finitos, que permite tener en cuenta los paneles de chapa con su rigidez de cizalla en forma más realista, así como cualquier refuerzo u otro elemento que parezca importante.

3.1. Condiciones en aguas tranquilas

Como hemos observado, ya las deformaciones en el puerto, sin influencia de la mar, dificultan la maniobra de mover las tapas de escotilla. En consecuencia, es necesario investigar estos casos de carga, que son:

- Carga máxima en el doble fondo (en una bodega) con calado mínimo: deformación de las escotillas hacia dentro.
- Bodega vacía con calado máximo: deformación de las brazolas hacia fuera.
- En caso de carga en tapas de cubierta baja, colocadas en consolas, hay que considerar también esta situación, tal vez en combinación con a) (calado pequeño).
- Se recomienda incluir en los cálculos también el caso de «carga» vigente cuando se montan las guías y se determina la posición de éstas en relación a las brazolas, ya que esto ha de efectuarse con un juego determinado.

La carga en el doble fondo domina en cuanto a las deformaciones horizontales en cubierta. Esta tendencia, naturalmente, crece con la relación B/H. Hubo casos en los que, por esta razón, fue necesario aumentar la altura del doble fondo.

3.2. Condiciones en la mar

Recordemos brevemente que en tiempos anteriores se investigaba solamente la resistencia longitudinal (arrufo y quebranto). En los buques especializados para el transporte de contenedores se vio que, además, habrá que tomar en cuenta la torsión. En fin, en los buques modernos de carga mixta, con escotillas no solamente anchas, sino a la vez muy largas, los problemas de resistencia transversal dominan, aunque siempre hay que investigarlos en conexión con resistencia longitudinal y de torsión. Es característico para estos buques que es necesario considerar un número elevado de casos de carga, críticos en cuanto a tensiones o deformaciones en diferentes puntos. La elección de los casos a investigar es complicada, porque los diferentes componentes de carga muchas veces tienen efectos contrarios. Tratemos aquí de demostrar solamente algunos principios, unas reglas fundamentales.

a) Resistencia transversal (fig. 3)

El problema consiste esencialmente en determinar, para diferentes momentos o puntos durante una determinada fase de movimiento del buque, las fuerzas de inercia y las presiones de agua en el casco que incluyen las presiones hidrodinámicas. Bien se sabe que los métodos de cálculo existentes son relativamente simples y los más

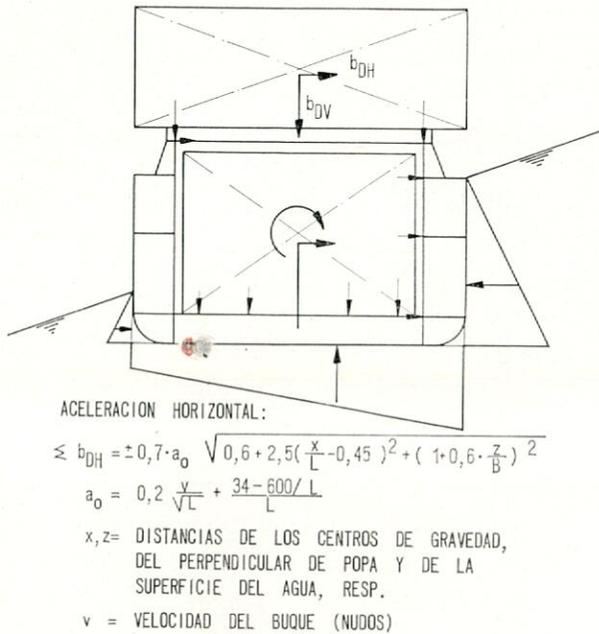


Figura 3.

avanzados son demasiado costosos para usarlos en buques de tamaño pequeño.

En cuanto a las presiones, normalmente se aplica un concepto cuasi-estático, aumentando la presión hidrostática por un factor adecuado. Las aceleraciones se calculan con ayuda de fórmulas semi-empíricas, como la que se ve en la figura 3, aunque, naturalmente, no pueden tomar en consideración todas las influencias que existen entre la mar y los buques de diferentes tamaños y tipos. Investigando esta fórmula para la aceleración horizontal (transversal), se encuentra que ésta crece con:

- I) La disminución de la eslora, L.
- II) La velocidad.
- III) La altura de la pieza de carga sobre el agua.

El factor 0,7 vale solamente para la investigación global de secciones grandes del buque. Para calcular esfuerzos locales tomamos el factor 1,0.

El peso de las piezas individuales de carga (mejor dicho, la masa que se multiplica con las aceleraciones para obtener fuerzas) dependerá del caso de carga y del calado. En caso de contenedores en tapas de escotilla es usual tomar en cuenta el peso máximo admisible.

b) Resistencia longitudinal

En combinación con la investigación de la resistencia transversal, normalmente basta considerar las tensiones longitudinales que resultan para los casos extremos de quebranto y arrufo, calculados, por ejemplo, en las fórmulas del reglamento, deducidas de los momentos con una ola trocoidal. Investigaciones más exactas del comportamiento del buque en olas regulares muestran a veces que existen casos críticos «intermedios», compuestos de componentes que no corresponden a los valores extremos, por ejemplo, de la flexión longitudinal. Sin embargo, las tensiones admisibles para el cálculo sencillo son suficientemente bajas para cubrir esta inexactitud.

c) Torsión en la mar

En la mayoría de los casos el análisis de torsión de buques de menor tamaño (es decir, de 80-150 m.) da resultados de poca importancia en cuanto a las tensiones: dominan las tensiones que resultan de las cargas en plan transversal. Sin embargo, es necesario investigar la torsión cuando:

- La construcción (sección transversal) del buque no es simétrica.
- No existen o son demasiado cortos los mamparos longitudinales.
- En los extremos de la zona de carga la manga reducida resulta en bulárcamas de poca rigidez.

En estos casos los esfuerzos a consecuencia de torsión pueden ser localmente mayores que aquellos debidos a cargas transversales.

4. MEDIDAS CONSTRUCTIVAS PARA REDUCIR TENSIONES Y DEFORMACIONES

Se darán algunas indicaciones sobre medidas y soluciones que han dado buenos resultados y han ayudado a reducir las deformaciones.

4.1. Doble fondo

Como ya hemos visto, las deformaciones del doble fondo influyen considerablemente en el comportamiento de las escotillas. Las bulárcamas, aunque sean muy rígidas, no ayudan mucho. Al revés, en algunos casos (cubierta estrecha, buques anchos) tienen el efecto de transmitir la deformación del doble fondo (es decir, su inclinación en los extremos) hacia las brazolas. Se puede concluir entonces que las medidas efectivas hay que tomarlas en el fondo:

- Aumentar la altura del doble fondo.
- Introducir un tanque lateral (rigidez torsional). En ambos casos se pierde volumen de bodega.
- Reducir la clara entre varengas.
- Reducir las aberturas en las varengas.
- Transmitir parte de los esfuerzos, por medio de vigas longitudinales, hacia los mamparos (medida poco eficaz en bodegas largas).

4.2. Construcción de los costados

En buques para carga general, y especialmente en caso de haber elegido claras pequeñas para aumentar la rigidez del fondo, será oportuno construir el costado lo más uniforme posible, es decir, sin bulárcamas de mayor altura que las cuadernas. Pero en el caso, más y más frecuente, de estiba de contenedores con puntos definidos de apoyo, casi siempre es necesario prever bulárcamas y baos fuertes para soportar las cargas concentradas y limitar las deformaciones.

Evidentemente, las deformaciones transversales —también aquellas debidas a torsión— se reducen considerablemente cuando sea posible prever un mamparo longitudinal, utilizando el espacio lateral como tanque o/y pasillo. En buques con cubierta intermedia, y en caso de mamparo longitudinal (tanque) solamente debajo de esta cubierta, hay que tener cuidado con la transmisión de fuerzas de las alas de bulárcamas al mamparo. Igualmente se diseñarán concienzudamente las bulárcamas en los extremos donde con el ancho reducido surgen problemas con los últimos contenedores de la fila. Hay casos en los que no es recomendable aprovechar todo el ancho disponible para la bulárcama, que entonces resulta demasiado rígida.

4.3. Refuerzos de las brazolas

Para soportar las cargas concentradas de los contenedores encima de la escotilla son necesarias fuertes consolas, que debajo de la cubierta, naturalmente, deben ser apoyadas por baos reforzados. En caso de colocar la columna exterior de contenedores solamente con dos esquinas en la escotilla y con las otras dos en soportes cerca de la amurada, hay que tener en cuenta los movi-

mientos relativos entre los puntos de soporte (fuerza horizontal en los soportes exteriores, igual a la máxima fuerza de fricción; véase nuevo reglamento del G. L. para la estiba y el amarre de contenedores).

4.4. Esquinas de escotillas

En las esquinas de las escotillas encontramos las mayores deformaciones (angulares) de las brazolas. En consecuencia, es difícil, especialmente en el contorno de la tapa final, conseguir la estanqueidad deseada. Además la rigidez transversal puede ser reducida a consecuencia de la forma (líneas) del buque. En esta zona servirán las siguientes medidas para reducir el ángulo de deformación:

- a) Aumentar el espesor de chapa de la cubierta y de la brazola.
- b) No reducir —o aumentar— el espesor de la traca de arrufo.
- c) Evitar perforaciones y aberturas para ventiladores, etcétera.
- d) Prever gomas extremadamente anchas entre las últimas tapas de escotilla.

Mencionaremos que los constructores de sistemas de cierre muchas veces olvidan las deformaciones longitudinales del buque entero, a consecuencia de la flexión, y que son del orden de 1 mm. por metro de longitud para amplitudes normales de tensión, de $\pm 1.000 \text{ Kg/cm}^2$ (100 N/mm^2). Especialmente en el caso de pocas tapas grandes surgen problemas en las juntas transversales como consecuencia de esta causa solamente.

4.5. Estiba y amarre de contenedores en la bodega

En buques grandes, construidos especialmente para el transporte de contenedores, con escotillas no demasiado largas y con mamparos longitudinales, las deformaciones del buque mismo pueden considerarse pequeñas en relación a las deformaciones admisibles de los contenedores. Pero esta observación no es válida en caso de buques (generalmente de tamaño menor) para carga mixta y escotillas grandes (sobre todo largas): las deformaciones, especialmente en sentido horizontal, llegan a ser de un orden que no es admisible despreciar al investigar las fuerzas de apoyo y los esfuerzos en los contenedores. Es decir, que las deformaciones y los esfuerzos en la estructura lateral del buque, debidos a las cargas dinámicas de los contenedores, son menores y los daños aparecen en los contenedores (aunque es difícil comprobarlo porque el efecto se produce a largo plazo y los contenedores no se controlan después de cada viaje). Las medidas que pueden tomarse en cada caso son caras o difíciles en su organización:

- Colocar los contenedores alternativamente con sus puertas hacia proa y popa para obtener una rigidez transversal uniforme en ambos extremos.
- Soportar el bloque de contenedores adicionalmente por medio de elementos de amarre.

Igualmente las deformaciones en el nivel de la brazola pueden ser demasiado grandes para los contenedores, conectados entre sí por medio de puentes de amarre. En este caso el remedio es desconectar los contenedores en la línea central, obteniendo dos bloques independientes, que se conectan cada uno a una brazola usando dispositivos capaces de transmitir no solamente compresión, sino también tensión.

4.6. Esfuerzos en las guías («stopper»)

Para la colocación y el dimensionado de las guías de las tapas de escotilla suele suponerse que:

- Las tapas son muy rígidas en plan horizontal.
- Las brazolas son relativamente flexibles en sentido transversal.

La consecuencia es que solamente una o dos guías se

llevan toda la carga horizontal de las tapas (fig. 4) y que los soportes de brazola y las bulárcamas cerca de estas guías deben dimensionarse también para transmitir estas cargas.

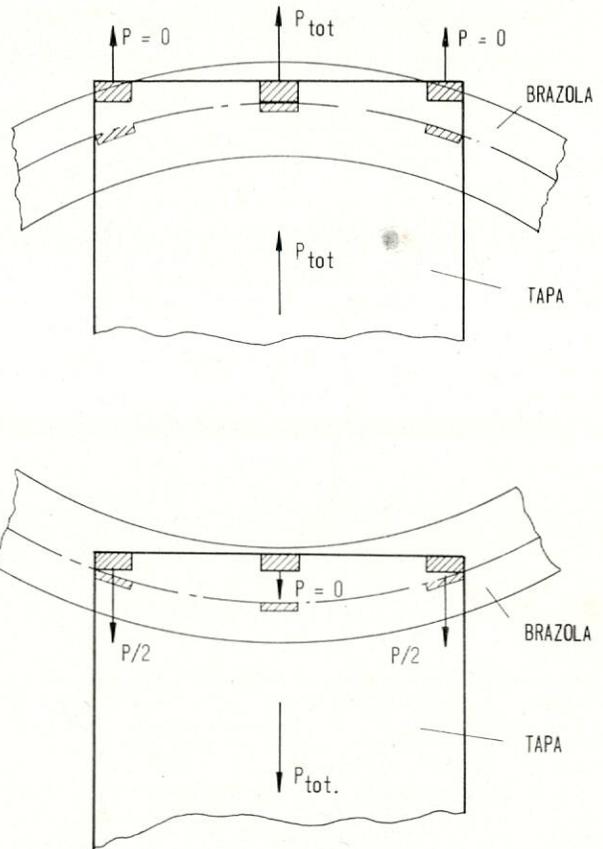


Figura 4.—Fuerzas actuando en las guías (brazola deformada).

4.7. Elementos de la estructura longitudinal

Varios daños que afectaron a buques de diferentes astilleros y tipos de tapas de escotilla hacen necesario echar una mirada crítica a la estructura longitudinal («ala superior») del buque. Anteriormente, en buques con escotillas cortas, la cubierta superior continuaba representaba el ala superior, y sigue siendo importante construir aberturas y discontinuidades en la cubierta y la traca de arru-

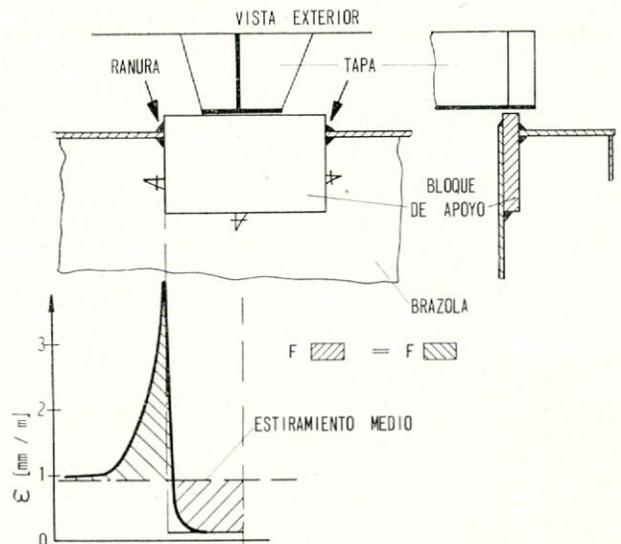


Figura 5.—Esfuerzos locales (bloque de apoyo).

(Sigue en la pág. 37.)

BARCOS

GRUPO DE COMBATE DE 1984

Con el título que antecede, en el número de noviembre de 1979, la «Revista General de Marina» publica una nota de la que es autor el capitán de navío don Rafael de Viena Sieira y en la que se recogen las características de los nuevos buques de guerra cuya construcción se ha iniciado recientemente y que en su día vendrán a incrementar las unidades de nuestra Marina de Guerra. Por el interés que, suponemos, tiene para los lectores de esta Revista, reproducimos dicha nota:

«UN POCO DE HISTORIA

La adquisición y explotación del dominio del mar es la misión principal de la Armada. Para ejercerlo se constituyó el "Grupo de Combate" compuesto por el porta-aeronaves PA-01 **Dédalo**, el grupo aéreo embarcado y escolta formada por fragatas de la clase **Baleares** y destructores en servicio.

Para dar continuidad a este Grupo, ya que el **Dédalo** y destructores tienen muchas singladuras a sus espaldas y sus años de vida están contados, fue necesario preparar sus relevos. Para ello hubo que estudiar y buscar el tipo de porta-aeronaves y fragatas de escolta que necesitábamos y, como siempre, hubo que enfrentar el binomio: "necesidades y medios" o, como dice nuestro pueblo: "el querer y el poder".

Las decisiones con limitaciones económicas la mayoría de las veces son críticas y, en el terreno naval, esto sucede en mayor grado. Los programas navales en todas las naciones del mundo son a menudo recortados, incluso en las Marinas poderosas, y, como es lógico, España no podía ser menos. Por ello, lo que en un principio iba a ser un porta-aeronaves de ataque hubo que pasar a uno de escolta, y de los destructores de escuadra se pasó a fragatas de escolta.

Ya con esta decisión tomada se buscó un porta-aeronaves cuyo desplazamiento fuese alrededor de 15.000 toneladas para permitir las operaciones de vuelo con aviones de despegue vertical o corto y helicópteros y cuya velocidad estuviese cerca de los 30 nudos.

Para fragatas de escolta, después de analizar todos los tipos europeos y viendo la superioridad del desarrollo antisubmarino de la Marina de los Estados Unidos, se buscó, entre sus fragatas, la que más se adaptaba a nuestras necesidades; además se tuvo en cuenta para esta decisión la experiencia que teníamos con esta nación en la construcción de las fragatas clase **Baleares**.

ELECCION DEL TIPO DE BUQUES

Para el porta-aeronaves, con la idea de que fuese un buque "austero", se eligió el que la Marina de los Estados Unidos clasifica como CVV (Carrier VSTOL), buque aún no construido y cuyo prototipo es el porta-aeronaves español PA-11.

Para las fragatas no hubo tantos problemas, por tener los Estados Unidos en construcción las FFG-7, cuyos sensores se complementan perfectamente con los de nuestra clase **Baleares**, buques, además, preparados para el apoyo logístico integrado y con facilidad de las cadenas de desmontaje; por ello, y sobre todo por ser un buque de altas cualidades antisubmarinas, se escogió la FFG-7, actualizada a 1979.

PROPULSION

Es importante señalar que la propulsión de estos buques, tanto del PA como de las FFG, es de turbina de gas; con ello la Armada inicia una nueva era en los equipos de propulsión de sus buques, con la ventaja de su rendimiento, relación peso/potencia y, además, no necesitar tiempo de preparación, en lo que a máquinas se refiere, para hacerse a la mar. El tipo de turbina elegido es el LM 2500, actualmente en fabricación por diversas firmas comerciales. Su potencia es de 22.500 HP y montarán dos en un único eje; en las especificaciones se designan por combinación COGAG y son iguales para el PA y FFG.

Como información, se indican a continuación las diferentes combinaciones de sistemas de propulsión a un eje:

COSAG: Vapor y gas.
COGOG: Combinación gas o gas.
COGAG: Combinación gas y gas.
CODOG: Combinación diesel o gas.
CODAG: Combinación diesel y gas.
CONAG: Combinación nuclear y gas.

La hélice del equipo propulsor es de paso variable y regulable directamente desde el puente.

El combustible del PA, FFG y aeronaves es el mismo, por lo cual la autonomía debe considerarse del grupo en conjunto.

ARMAMENTO: DEFENSA DE PUNTO

Para armas de "Defensa de punto", del Grupo de Combate, se escogió el arma **Meroka naval**, de 12 tubos/20 milímetros, con D. de T. radares independientes del sistema de mando y control. Es un arma de diseño español de gran eficacia contra misiles.

SISTEMA DE COMBATE

Las unidades del Grupo de Combate PA y escoltas van equipadas con un "Sistema de combate" que, a su vez, se divide en dos subsistemas: "Armas" y "Mando y Control". El primero controla las armas y el segundo todos los sensores, proporcionando una presentación en tiempo real de la situación táctica para ayuda del ejercicio del mando, al tiempo que apoya a las armas en su acción por medio de funciones tales como la designación, determinación de prioridades según la evaluación de la amenaza, etcétera.

Con ello se consigue que nuestra Armada, con el tratamiento automático de la Información Naval (TRITAN), se integre en el grupo de las Marinas que utilizan la Informática como elemento auxiliar para la mayor eficacia del mando.

A continuación se señalan los sistemas de mando y control automatizados en servicio en las Marinas occidentales:

Francia: SENIT (Système de Explotation Navale des Informations Tactiques).

Inglaterra: ADAWS (Action Data Automation Weapon System).

Holanda: SEWACO (Senson Weapon and Command System).

Estados Unidos: NTDS (Naval Tactical Data System).
JPTDS (Junior Participation Tactical Data System).

Italia: SADO (Sistema Automático Dirección Operaciones Combate).

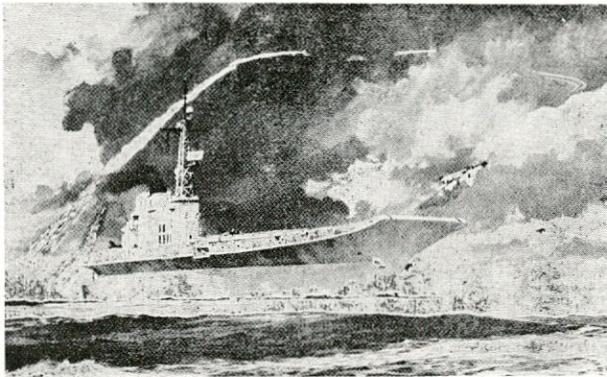
Alemania: SATIR y AGIS.

Japón: WES.

Sudamérica: Argentina, Brasil y Perú utilizan sistemas europeos o americanos adaptados a sus necesidades.

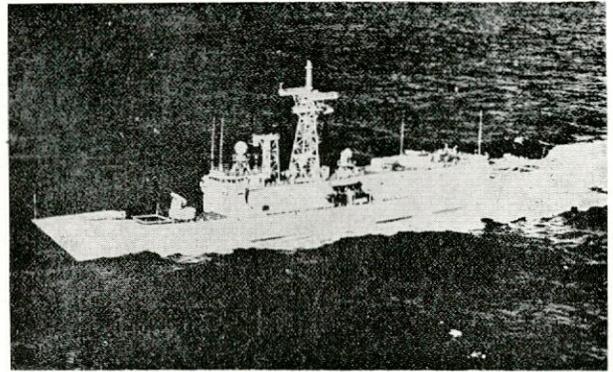
"PORTAAERONAVES PA-11":
CARACTERISTICAS GENERALES

Eslora máxima: 195 metros.
Eslora cubierta de vuelo: 175 metros, con "rampa despegue" (skyjump).
Manga cubierta de vuelo: 29 metros.
Calado: 6,7 metros.
Desplazamiento: 15.000 toneladas.
Propulsión: 2×22.500 HP — Turbinas de gas.
Ejes: Uno con hélice de paso variable.
Velocidad: Mayor de 26 nudos.
Sensores: Radares tridimensional, superficie y aproximación aérea.
Sistema de mando y control: Automatizado.
Armas: Cuatro **Meroka naval**, 20 mm. — 12 tubos.
Aeronaves: 17 (VSTOL y HC).
Ascensores aeronaves: Dos.
Dotación: 870, incluido personal de vuelo.



"FRAGATAS FFG-7/79" ("F-81", "F-82" Y "F-83"):
CARACTERISTICAS GENERALES

Eslora máxima: 135,6 metros.
Manga: 13,7 metros.
Calado: 7,5 metros.
Desplazamiento: 3.600 toneladas.
Propulsión: 2×22.500 HP — Turbina de gas.
Ejes: Uno con hélice de paso variable; lleva dos hélices retráctiles de propulsión eléctrica para asegurar de tres a cinco nudos en caso de avería del eje principal ("get home").
Velocidad: Mayor de 29 nudos.
Aeronaves: 2 H/C LAMPS (Light Airborne Multy Purpose System).
Misiles: Lanzador MK-13 para misiles "Standard" y "Harpoon".
Cañones: Uno — 76/62 **Oto Melara**. Dos — **Meroka naval** — 20 mm/12 tubos.
Armas antisubmarinas: Dos lanzadores de torpedos triples MK-32.
Sensores: Radar aéreo AN/SPS-49. Radar superficie AN/SPS-55. Sonar de casco AN/SQS-56 (DE 1160 de las corbetas clase **Descubierta**).
Sistemas de combate: Automatizado.
Dotación: 176 hombres.



BIENVENIDOS A LA ARMADA

Tanto el "PA-11" como las "F-81", "F-82" y "F-83" se construyen en la Empresa Nacional "Bazán", de El Ferrol del Caudillo, con un tanto por ciento muy elevado de nacionalización, con lo que da un empuje a la construcción naval militar de cara a la exportación de buques a otras Marinas.

Que estas primeras singladuras, que comenzarán en el mes de septiembre en los astilleros, sean duraderas y felices en un mundo en paz que todos deseamos, pues no debemos olvidar que "el militar odia la guerra porque la conoce"; pero no olvida que, "si quiere la paz, tiene que estar preparado para la guerra".»

PROYECTO DE BUQUE ECONOMICO

El director técnico de la sociedad British Shipbuilders ha declarado que no se podía concebir rápidamente un buque que pueda economizar la mayor cantidad posible de combustible, transportar la mayor cantidad posible de carga y alcanzar la mayor velocidad posible. Los ingenieros deben considerar no sólo los diversos equipos propulsores posibles y su emplazamiento, sino también la forma del casco. Desde que los precios de los combustibles comenzaron a aumentar, los armadores han buscado buques económicos, pero una breve reflexión no puede permitir a un armador explotar estos buques a los mismos precios que anteriormente y los astilleros no pueden más que hacer lo que está de su parte para construir los buques que puedan ser explotados lo más eficazmente posible.

Actualmente dicha sociedad está realizando estudios para determinar el tipo de buque más económico, aunque no podrá presentar un proyecto antes de seis meses.

ASTILLEROS

ACTIVIDAD DE LOS ASTILLEROS NACIONALES DURANTE
EL MES DE NOVIEMBRE DE 1979

NUEVOS CONTRATOS

Enrique Lorenzo y Cía.—Con Internacional Roll-on/Roll-off, Sociedad Anónima (INTERROL), para la construcción de dos Roll-on/Roll-off de 3.000 TRB y 5.500 TPM. Cada buque irá propulsado por dos motores Bazán/Man, tipo 8L40/54A, de 5.000 BHP a 450 r. p. m.

BOTADURAS

Astilleros del Atlántico.—Portacontenedores «SONIA S.», de 3.750 TRB y 6.000 TPM, que se construye para Euroflot, S. A. Irá propulsado por un motor Bazán/Man de 4.315 BHP a 430 r. p. m.

Astilleros del Cantábrico y de Riera. Factoría Cantábrico.—Transporte de productos químicos «CANTABRICO», de 6.135 TRB y 10.000 TPM, que se construye para Mercedes de Luna Soberano y otros. Irá propulsado por dos mo-

tores Barreras/Deutz, tipo RBV8M-358, de 2.400 BHP a 300 revoluciones por minuto cada uno.

Astilleros del Cantábrico y de Riera. Factoría Riera.—Cementerio «INDALO», de 2.958 TRB y 5.500 TPM, que se construye para Hornos Ibéricos, S. A. Irá propulsado por un motor Barreras/Deutz, tipo RBV12M-350, de 4.000 BHP a 430 r. p. m.

Astilleros Españoles. Factoría de Olaveaga.—Carguero polivalente de 7.500 TRB y 15.800 TPM que se construye para Servicios Comerciales de Informática y Marítimos, Sociedad Anónima (SERCIM). Irá propulsado por un motor Aesa/B&W, tipo 7K45GF, de 6.150 BHP a 227 r. p. m.

Astilleros Españoles. Factoría de Puerto Real.—Granelero «CASTILLO DE ALMANSA», de 32.000 TRB y 61.000 TPM, que se construye para Empresa Nacional Elcano de la Marina Mercante, S. A. Irá propulsado por un motor Aesa/Sulzer, tipo 7RND76, de 14.000 BHP a 122 r. p. m.

Astilleros Españoles. Factoría de Sevilla.—Frigorífico «FRIGO OCEANIA», de 3.080 TRB y 3.475 TPM, que se construye para Naviera Transmarina, S. A. Irá propulsado por un motor Aesa/B&W, tipo 5K45GF, de 4.400 BHP a 227 revoluciones por minuto.

Astilleros de Huelva.—Buque para suministro a plataformas de perforación «REMOLCANOSA DIEZ», de 900 TRB y 1.100 TPM, que se construye para Remolcadores Nosa Terra, S. A. (REMOLCANOSA). Irá propulsado por dos motores Barreras/Deutz, tipo RBV8M-540, de 4.400 BHP a 600 revoluciones por minuto cada uno.

Astilleros de Murueta.—Carguero «PORTUBIDE», de 1.594 TRB y 3.615 TPM, que se construye para Naviera Murueta, S. A. Irá propulsado por un motor Barreras/Deutz, tipo RBV8M-358, de 3.000 BHP a 375 r. p. m.

Astilleros y Talleres Celaya.—Velero-escuela «SIMON BOLIVAR», de 1.000 TRB y 260 TPM, que se construye para el Gobierno de Venezuela. Irá propulsado por un motor Deutz, tipo SBA6M-528, de 750 BHP a 750 r. p. m.

Construcciones Navales Santodomingo.—Pesquero congelador «CODESIDE», de 350 TRB y 330 TPM, que se construye para Heroya, S. A. Irá propulsado por un motor Barreras/Deutz, tipo SBA12M-528, de 1.200 BHP a 750 r. p. m.

Pesquero congelador «API I», de 1.570 TRB y 1.750 TPM, que se construye para Antártida Pesquera Industrial, S. A. (A. P. I.), de Argentina. Irá propulsado por un motor de 4.000 BHP.

Hijos de J. Barreras.—Transbordador «PUNTA EUROPA», de 3.000 TRB y 850 TPM, que se construye para Islaña de Navegación, S. A. (ISNASA). Irá propulsado por dos motores Barreras/Deutz, tipo RBV12M-350, de 4.400 BHP a 430 r. p. m. cada uno.

Sociedad Metalúrgica Duro Felguera.—Carguero polivalente «BLAS DE LEZO», de 3.700 TRB y 7.150 TPM, que se construye para Naviera Gorbea, S. A. Irá propulsado por un motor Bazán/Man, tipo 14V40/54A, de 7.500 BHP a 450 r. p. m.

Unión Naval de Levante. Factoría de Barcelona.—Remolcador «PAU CASALS», de 140 TRB y 60 TPM, que se construye para S. A. de Remolcadores. Irá propulsado por dos motores Baudouin/Interdiesel, tipo DNP12, de 600 BHP a 1.800 r. p. m. cada uno.

Unión Naval de Levante. Factoría de Valencia.—Boya giratoria para amarre y servicio de petroleros en mar abierto «UNL-E-27.003», de 250 TRB, que se construye para Single Buoy Moorings Inc., de Mónaco. No tiene propulsión.

ENTREGAS

Astilleros del Atlántico.—Portacontenedores «ALEJANDRO S.» a Euroflot, S. A. Las características principales del buque son: 3.908 TRB y 6.000 TPM; eslora total, 106,65

metros; eslora total, 106,65 m.; eslora entre perpendiculares, 97,15 m.; manga, 15,8 m.; puntal, 8,7 m., y calado, 6,95 m. La capacidad de bodegas es de 8.300 m³. Va propulsado por un motor Bazán/Man, tipo 7L40/54A, de 4.315 BHP a 450 r. p. m., que le proporciona al buque una velocidad en pruebas de 15,32 nudos.

Astilleros y Talleres Celaya.—Transbordador «SANTA CRUZ» a Empresa Turística Internacional, C. A. (ETICA), de Ecuador. Las características principales del buque son: 1.200 TRB y 420 TPM; eslora total, 69,6 m.; eslora entre perpendiculares, 63,5 m.; manga, 11,85 m.; puntal, 6,4 m., y calado, 3,15 m. El número de pasajeros que puede transportar es de 90. Va propulsado por dos motores Aesa/Sulzer, tipo ASL25/30, de 1.620 BHP a 1.000 r. p. m. cada uno.

Balenciaga.—Remolcador «BELLATRIX» a Gabarras del Mediterráneo, S. A. Las características principales del buque son: 199 TRB y 92 TPM; eslora total, 26,8 m.; eslora entre perpendiculares, 24 m.; manga, 7,9 m., y puntal, 3,95 m. Va propulsado por un motor Echevarría/B&W de 2.030 BHP a 800 r. p. m.

Construcciones Navales del Sureste.—Remolcador «ARBEYAL» a Remolcadores Gijoneses, S. A. (REGISA). Las características principales del buque son: 140 TRB y 135 TPM; eslora entre perpendiculares, 23 m.; manga, 7,7 m., y puntal, 3,5 m. Va propulsado por un motor Echevarría/B&W de 1.620 BHP a 800 r. p. m.

Empresa Nacional Bazán. Factoría de San Fernando.—Carguero «MAR MEDITERRANEO» a Marítima del Nervión, S. A. Las características principales del buque son: 10.420 TRB y 14.620 TPM; eslora total, 149,4 m.; eslora entre perpendiculares, 138 m.; manga, 21,7 m.; puntal, 12,7 m., y calado 9,97 m. La capacidad de bodegas es de 19.541 m³. Va propulsado por un motor M.T.M./Sulzer, tipo 6RND68, de 9.900 BHP a 150 r. p. m., que le proporciona al buque una velocidad en pruebas de 17,56 nudos.

Hijos de J. Barreras.—Carguero polivalente «NUVAMARINA» a Nuvamar, S. A. Las características principales del buque son: 5.343 TRB y 7.600 TPM; eslora total, 118,6 metros; eslora entre perpendiculares, 109,9 m.; manga, 18,2 m.; puntal, 9,9/6,7 m., y calado, 7,5/6,3 m. La capacidad de bodegas es de 11.071 m³. Va propulsado por un motor Barreras/Deutz, tipo RBV8M-540, de 3.300 BHP a 630 r. p. m.

Sociedad Metalúrgica Duro Felguera.—Carguero y portacontenedores «DURO SIETE» a Sociedad Metalúrgica Duro Felguera, S. A. Las características principales del buque son: 1.599/2.514 TRB y 4.010/4.550 TPM; eslora total, 86,5 m.; eslora entre perpendiculares, 79 m.; manga, 14 m.; puntal, 8,35/6,4 m., y calado, 6,24/6,764 m. La capacidad de bodegas es de 5.033 m³. Va propulsado por un motor Barreras/Deutz, tipo SBV6M-540, de 2.980 BHP, a 600 r. p. m., que le proporciona al buque una velocidad en pruebas de 14,29 nudos.

Unión Naval de Levante. Factoría de Valencia.—Boya giratoria para amarre y servicio de petroleros en mar abierto «UNL-E-27.003» a Single Buoy Moorings Inc., de Mónaco. Las características principales son: 250 TRB; 12 m. de diámetro; puntal, 5,3 m., y peso, 220 t. No tiene propulsión.

IMPORTANTE CONTRATO PARA LA EXPORTACION

Un importante contrato para la construcción de cuatro buques roll-on/roll-off de 21.000 TPM ha sido firmado entre Astilleros Españoles, S. A., y la compañía polaca Polish Ocean Lines, una de las más importantes compañías navieras europeas, con un flota de 172 buques

Los buques objeto del mencionado contrato son unidades de elevada tecnología y dotados de equipos especiales y rampas de acceso para cargas rodantes y con capacidad para transportar 1.200 TEU. Su coeficiente de compensación —índice de complejidad constructiva— es de 1,6, sensiblemente superior al coeficiente medio correspondiente a la contratación mundial durante el primer semestre del pasado año, que ha sido de 1,03.

La construcción de tales buques supone, por tanto, no sólo una importante carga de trabajo para nuestros astilleros —algo más de un año de ocupación para la factoría de Puerto Real de AESA, encargada de su construcción—, sino un gran paso en el esfuerzo de la construcción naval española por obtener una mayor presencia en el mercado de los buques más sofisticados y con mejores perspectivas de demanda futura.

Por otra parte, esta operación constituye el más importante contrato de buques mercantes obtenido por los astilleros nacionales desde el comienzo de la crisis, y ha sido posible merced al eficaz apoyo de nuestras autoridades, en especial de nuestro Ministerio de Comercio, y a la estrecha colaboración de los departamentos comerciales de Astilleros Españoles, S. A., y de la Asociación de Constructores Navales Españoles (CONSTRUNAVES).

Las características económicas de la operación, según las noticias de prensa, son:

Valor de la exportación:

4 buques a 42 mill. de dólares ...	168 mill. de dólares
4 equipos de contenedores	32 mill. de dólares
TOTAL	200 mill. de dólares

Créditos otorgados:

Crédito a 8,5 años y 8 por 100 de interés	170 mill. de dólares
Crédito de 15 años al 4 por 100 y 8 años de carencia	30 mill. de dólares
Crédito a 13 años al 6,5 por 100 y 4 años de carencia	20 mill. de dólares
CREDITO TOTAL	220 mill. de dólares

RECOMENDACIONES AL GOBIERNO SUECO

Por encargo del Gobierno sueco, la firma consultora norteamericana Boston Consulting Group ha realizado un análisis de las perspectivas a medio plazo de la industria sueca de construcción naval y de los programas de reordenación aconsejables en función de las mismas. Las conclusiones del análisis ofrecen tres soluciones alternativas:

— Cierre de Arendal, Oresund y Gotaverken Motor y reducción hasta 800 hombres del empleo del astillero de reparaciones Cityvarvet. Ello implica la amortización de 5.200 puestos de trabajo en el área de Goteburgo.

En esta alternativa —que es la recomendada por la citada firma consultora— la actividad de construcción naval quedaría concentrada en Kockums y Uddevalla.

— Conservación de dos grandes astilleros: Kockums y Arendal.

— Conservación de tres grandes astilleros: Kockums, Arendal y Uddevalla.

La solución de «tres astilleros» parece gozar de las preferencias gubernamentales: se acomoda al programa actual y permite conservar en buena medida el empleo del sector en la difícil área de Goteburgo, lo que le otorga el apoyo de los sindicatos suecos.

En cualquiera de los casos, el porvenir de Arendal se enmarca en la actividad offshore. En este campo el astillero sueco ha desarrollado en los dos últimos años una importante tecnología propia merced al «know how» transferido por los expertos de Eriksberg, absorbidos por Arendal al cierre de las actividades de aquél.

Mientras tanto, la Asociación de Constructores Navales

Suecos ha revelado que en el transcurso del tercer trimestre del año 1979 el empleo de los astilleros suecos pasó de 21.237 hombres a 20.293. En 1975 la cifra era del orden de 31.500 hombres.

NUEVOS CONTRATOS EN DINAMARCA

La situación de los astilleros daneses ha mejorado de una forma radical en el curso de los dos últimos meses de 1979. En efecto, siete de los diez astilleros del país han contratado durante dicho período quince buques, con un total de 350.000 TPM y un valor de 1.900 millones de coronas. Siete de estos buques han sido contratados con armadores extranjeros en competencia con otros astilleros de otros países.

Actualmente la cartera de pedidos de los astilleros daneses consta de 30 buques, con un total de 850.000 TPM y un valor de 7.500 millones de coronas. Es necesario añadir que varios astilleros piensan que están en condiciones de firmar inmediatamente nuevos contratos. Seis de los diez astilleros tienen asegurado el pleno empleo para los dos próximos años o incluso más. El astillero de Lindö, hasta finales de 1983.

Sólo tres astilleros están en una situación un poco más difícil, pero esperan recibir nuevos contratos próximamente. Los astilleros B&W y Helsingor Vaerft, que en el pasado mes de octubre estaban negociando contratos, tienen actualmente trabajo para los dos años próximos, habiendo contratado en noviembre y diciembre siete buques, por un valor total de 1.500 millones de coronas. El astillero Frederikshavn Vaerft ha contratado dos ro-ro, más una opción; el armador A. P. Möller ha pedido al astillero de Lindö un petrolero de productos de 17.000 TPM, y el astillero Aalborg Vaerft ha contratado un remolcador. El astillero Svendborg Vaerft negocia actualmente con el armador Mortensen & Lange el pedido de un carguero de 4.000 TPM.

INSUFICIENCIA DE PLANTILLA

El astillero Rosemberg Verft, que forma parte del consorcio Kvaerner y emplea actualmente 1.630 personas, se verá obligado a contratar otras 2.000 personas a fin de construir en el plazo contractual la plataforma del yacimiento Statfjord. El astillero ya ha contratado hasta la fecha 900 obreros y 250 empleados y además busca otros 900 obreros. La mayor parte de esta mano de obra es noruega; sin embargo, el astillero se ha visto obligado a contratar a algunos obreros suecos y finlandeses.

Si hasta el momento no ha habido reacción en el citado astillero contra un empleo tan considerable de mano de obra ajena, no ha ocurrido lo mismo en el astillero Stord Verft, que ha anunciado recientemente que se veía obligado a contratar temporalmente a 700 obreros. Para el delegado sindical de dicho astillero la mano de obra temporal ahoga a la industria noruega de la construcción naval, pues cuesta mucho más cara que la empleada directamente por el astillero: como mínimo, 50 coronas más por hora. Si el astillero se ve obligado a contratar de esta forma a 500 personas, deberá aceptar un gasto suplementario anual del orden de 50 millones de coronas. El delegado sindical del astillero estima que valdría más mejorar los salarios del personal fijo del astillero, pero esto no resuelve el problema planteado por la necesidad temporal de una plantilla mayor.

LA CAPACIDAD DE LOS ASTILLEROS INDIOS

Los astilleros de la India entregaron 46.000 TRB en 1976, 36.000 TRB en 1977 y 54.000 TRB en 1978, pero se estima que su capacidad alcanzará unas 400.000 TRB a mediados de los años 80.

Los contratos actuales aseguran el empleo de los principales astilleros hasta finales del presente año, y para uno o dos de ellos hasta 1981 ó 1982. El astillero de Cochín tiene contratados tres graneleros de 37.800 TPM y en el astillero Garden Reach hay en construcción, para

armadores nacionales, ocho graneleros de 20.000 y 26.000 TPM. El astillero Hindustan construye buques para la firma Scindia Steam Navigation Co. y ha obtenido un contrato de la compañía estatal Shipping Corporation of India para la construcción de diez cargueros polivalentes de 13.700 a 21.500 TPM, pero serán necesarios otros contratos para alcanzar los objetivos fijados por el Gobierno.

El Gobierno ha dado al conjunto de la construcción naval el estatuto de industria exportadora, y bajo este título los astilleros están exentos de tasas sobre la construcción naval, que alcanzan hasta el 25 al 30 por 100 del coste de los buques. Esta exención debe permitir a los astilleros ofertar precios inferiores a los de los astilleros extranjeros y obtener más contratos de los armadores nacionales, que hasta la fecha tenían tendencia a contratar sus buques en el exterior.

LA SITUACION DE LA CONSTRUCCION NAVAL EN ALEMANIA

Los constructores alemanes han entrado con cierto optimismo en la década de los 80, pues, por primera vez después de muchos años, el volumen de los contratos firmados durante los últimos doce meses sobrepasa al de las entregas. No se trata de una oleada de contratos, pero los astilleros alemanes tienen ahora la impresión de que tienen la oportunidad de poder permanecer en la carrera por la construcción de buques de alta tecnología, si bien con una capacidad reducida.

Lo que caracterizó a la construcción naval alemana en 1979 ha sido la construcción de buques especializados. La Asociación de la industria de la construcción naval alemana señala en su informe anual que el 90 por 100 de los buques entregados en 1979 son buques de alta tecnología para el transporte de cargas diversas, portacontenedores o ro-ro. Además de estos tipos de buques se han entregado buques de pasaje, transportes de coches y buques de investigación oceanográfica o buques de estudios de técnicas marítimas.

Los contratos firmados durante el pasado año muestran la alta técnica de los astilleros alemanes y sus aptitudes en este campo. Así, el astillero Howaldtswerke-Deutsche Werft ha recibido un pedido para la construcción de tres buques de pasaje, lo que muestra las oportunidades en este campo. Pero, por otra parte, no ha habido contratos espectaculares y, por el contrario, los astilleros han debido contentarse con contratos de buques de tonelaje medio. A pesar de ello, la capacidad reducida de los astilleros se empleará en 1980 mejor de lo que había ocurrido hasta la fecha.

La hipoteca más pesada para los astilleros alemanes son las elevadas subvenciones y las medidas proteccionistas de los demás países. El Gobierno federal y los gobiernos de los «Länder» marítimos desarrollaron al comienzo del año 1979 un programa de ayuda a la construcción naval que tenía como objetivo compensar las distorsiones de la competencia procedentes de medidas tomadas por otros países. Estas medidas han permitido a los astilleros conseguir algunos contratos y los armadores alemanes han solicitado beneficiarse de estas subvenciones para la construcción de un centenar de buques.

Los institutos de estudios económicos estiman que la demanda de tonelaje se va a reactivar y que la demanda para el reemplazo del tonelaje viejo será muy importante durante los próximos diez años. Pero la cuestión está en saber si estos contratos podrán dejar beneficios.

El elevado coste de la energía constituye un desafío para los constructores alemanes, que deben desarrollar nuevos proyectos de buques. La época de los buques rápidos ha terminado. Dedicar anualmente para investigación 200 millones de marcos, o sea el 3,5 por 100 de su facturación.

La industria alemana ha encontrado salidas no sólo en el campo oceánico o los trabajos de acero, sino incluso en la entrega de casas prefabricadas. Pero esta evolución es gravosa y conlleva riesgos. El presidente de la Asociación de la industria de la construcción naval ale-

mana ha señalado que en el curso de los últimos cinco años la industria había invertido 1.600 millones de marcos en la mejora de sus procesos de trabajo.

Lo que les hace falta ahora a los astilleros alemanes es mantenerse aún durante dos años, pues parece que después la situación mejorará claramente y que la producción mundial de la industria alcanzará 14 a 15 millones de TRB. Entonces será necesario reemplazar los petroleros y los cargueros convencionales y hacer frente al desarrollo previsto de la flota de granel y de la flota de buques especializados. Es ahí donde los astilleros alemanes estiman que tienen su mayor posibilidad.

LAS REPARACIONES DE BUQUES EN ITALIA

En el informe presentado a la asamblea general, el presidente de la Asociación de los astilleros italianos de reparaciones navales ha insistido sobre las sombrías perspectivas del sector. Hay una crisis del tráfico marítimo y, en consecuencia, una crisis de los armadores y los astilleros de construcción y reparaciones navales. Además, los astilleros de reparaciones deben enfrentarse a dificultades ligadas a la situación política y económica en Italia, que afecta a su aptitud para la competencia en el mercado internacional. En estas condiciones, los astilleros de reparaciones se ven forzados con frecuencia a aceptar trabajos que no son rentables o muy dudosos con el fin de evitar el cese en sus actividades.

La actividad de los astilleros de reparaciones está afectada gravemente por el coste de la mano de obra, que constituye actualmente el 80 por 100 del coste total de los trabajos y que ha aumentado un 65 por 100 desde 1977. La situación se ha agravado también por las nuevas tasas de las primas del seguro contra accidentes y enfermedades profesionales, que han sido aumentadas del 102 al 152 por 100 por decreto ministerial.

El presidente de la citada Asociación examinó también las medidas previstas por el Gobierno en favor de la reparación naval, pero que no han sido aún adoptadas. La subvención del Estado debe ser del 15 por 100, pero algunas enmiendas disminuyen su eficacia con relación a las medidas anteriores. En efecto, mientras que anteriormente estaba acordada la subvención del 15 por 100 para todos los trabajos, el proyecto de ley prevé una subvención calculada en función de diversos parámetros y que puede llegar hasta un 15 por 100 del precio, con un complemento para los astilleros del sur de Italia. La subvención para las transformaciones está incluida en otro proyecto de ley que asimila los trabajos de transformación a la construcción de buques, de forma que las subvenciones pueden llegar hasta el 30 por 100.

NUEVOS CONTRATOS JAPONESES EN 1979

En medios japoneses de la construcción naval se estima que durante 1979 los astilleros habrán obtenido contratos por un total de siete millones de toneladas, o sea el doble del tonelaje contratado en 1978. Tienen asegurado el pleno empleo, en el límite de los ratios promulgados por el Consejo de racionalización de la industria marítima y de la construcción naval, para 1980 y en parte para 1981. En el transcurso del último trimestre del año los siete astilleros principales han obtenido contratos para la exportación de unos treinta buques.

La mayor parte de los buques contratados en 1979 son, con excepción de los contratos bajo el título del programa gubernamental para la construcción naval, petroleros de 60.000 a 80.000 TPM, petroleros de productos y graneleros de tamaño pequeño y mediano.

Los armadores japoneses estiman que esta afluencia de contratos ha ocasionado un alza de precios del orden del 30 por 100, alza que, según ellos, también se explica por el programa de reducción de las capacidades de producción, que ha permitido un mejor equilibrio de la oferta y la demanda. Por su parte, los astilleros responden que el alza de sus precios no ha sobrepasado el 5 por 100, mientras que el precio de las materias primas, que representa el 60 por 100 del precio total, ha

aumentado en proporciones mucho mayores y que el aumento de las cargas salariales ha sido del orden de un 5 por 100.

Según la Asociación de exportadores de buques de Japón, la cartera de pedidos para exportación de los astilleros japoneses constaba a finales de noviembre de 246 buques, con 5.789.987 TRB.

LICENCIAMIENTOS EN HARLAND AND WOLFF

Como consecuencia de la falta de nuevos contratos, la dirección del astillero Harland and Wolff ha tenido que anunciar a los dirigentes de los sindicatos que se propone despedir hasta unos mil doscientos obreros en el próximo mes de marzo. Dicho astillero ha despedido ya en septiembre y octubre de 1979 a seiscientos obreros y su efectivo ha quedado reducido a siete mil trescientos obreros.

El astillero no ha podido aprovecharse hasta la fecha de la ligera mejora del mercado internacional de la marina mercante y de la construcción naval, que ha permitido a los astilleros British Shipbuilders obtener recientemente el contrato de veinticinco buques. Pertenece directamente al Gobierno por intermedio del departamento de Comercio de Irlanda del Norte y se beneficia de subvenciones distintas de las de la sociedad estatal británica. En 1978 sufrió una pérdida de 25.400.000 libras y ha sido advertido, como los restantes astilleros del Reino Unido, de que no continuará beneficiándose de la ayuda del Gobierno más que si mejora su productividad y sus resultados financieros.

LAS PERDIDAS DE BRITISH SHIPBUILDERS

La sociedad British Shipbuilders ha anunciado que durante los seis primeros meses del ejercicio su déficit había alcanzado la cifra de 53 millones de libras, sin tener en cuenta las subvenciones del fondo de intervención en favor de la construcción naval para cada buque contratado, cuyo importe no ha sido precisado. Sin embargo, la sociedad estima que el déficit del ejercicio que finalizará el próximo 31 de marzo no sobrepasará el límite de 100 millones de libras fijado por el Gobierno en el pasado mes de julio. En el transcurso de los tres últimos meses ha obtenido el contrato de veinticinco buques mercantes y está en vías de alcanzar el objetivo fijado para el año.

Sin embargo, la sociedad está teniendo dificultades para mantenerse en los límites financieros fijados por el Gobierno y el control financiero se ha hecho más estricto desde hace algunas semanas en el marco de una importante campaña de disminución de los costes y de mejora de la productividad.

El déficit previsto para el ejercicio comprende las fuertes pérdidas producidas en la construcción de los veintidós buques para Polonia, por un coste de 115 millones de libras, que está en vías de terminación. Pero incluso sin las pérdidas del contrato de los buques anteriores, la industria difícilmente podrá alcanzar los objetivos financieros fijados por el Gobierno para el ejercicio que comenzará el próximo 1 de abril. La pérdida de explotación autorizada para el ejercicio 1980-1981 será inferior en unos 70 millones de libras al techo de 100 millones de libras de este año, teniendo en cuenta las subvenciones del fondo de intervención.

OPINION OPTIMISTA

El Instituto de estudios económicos de Bremen estima que la coyuntura a medio plazo para la industria mundial de la construcción naval es mucho más favorable de lo que piensan otros institutos y grupos de investigación que han estudiado este problema. En su última publicación, dicho Instituto señala que el fondo de la crisis se alcanzará en 1981 y que después vendrá un período de expansión muy clara, tal que a partir de 1985 la producción mundial de esta industria será superior a su récord de 1975, que fue de 34 millones de TRB.

PERSPECTIVAS DE LOS ASTILLEROS BRITANICOS

Según un estudio de la sociedad Cambridge Econometrics, la producción de los astilleros del Reino Unido disminuirá casi un 10 por 100 durante el año 1979 —las cifras preliminares de los seis primeros meses indican ya una disminución del 7,2 por 100 con relación al período correspondiente del año anterior— y, aproximadamente, el 50 por 100 de aquí a 1990. A corto plazo el principal problema continúa siendo la disminución de la demanda de buques, tanto en el Reino Unido como en el extranjero.

Se estima que la demanda de los armadores del Reino Unido disminuirá un 9 por 100 en 1979 y un 7 por 100 en 1980 y 1981 y que los contratos para exportación continuarán disminuyendo, a pesar de una recuperación de la demanda en el mundo durante el primer semestre de 1979, debido en parte al alza de la libra. La sociedad de estudios estima que son estos factores, así como los nuevos objetivos financieros fijados por el Gobierno en el pasado mes de julio, los que han determinado a British Shipbuilders a anunciar recientemente que los efectivos de mano de obra empleada en la construcción de buques mercantes se disminuirían en unos diez mil trabajadores de aquí a 1981. A largo plazo el personal empleado en la construcción de buques mercantes, que ha disminuido en más de un 25 por 100 desde la creación de la sociedad British Shipbuilders en julio de 1977, continuará disminuyendo seguramente. Se espera una recuperación de los contratos de los armadores del Reino Unido a mediados de los años 80, pero la mayor parte de estos contratos irán a los astilleros extranjeros, probablemente a los de Extremo Oriente y América del Sur.

TRAFICO MARITIMO

LAS NECESIDADES DE BUQUES GRANELEROS

De acuerdo con las conclusiones de un reciente estudio de Cargo Systems, «Bulk Trade, Transportation and Handling», el tráfico marítimo de graneles secos crecerá a un ritmo medio del 4 por 100 anual en el período 1978-1985. El volumen de embarques de los cinco principales graneles (mineral de hierro, carbón, grano, bauxita y fosfatos) pasará de los 650 millones de toneladas de 1978 a unos 885 millones de toneladas en 1985.

Dado el ligero incremento previsible en las distancias de los tráficos, las necesidades de tonelaje granelero correspondiente podrían incrementarse en el mismo período en un 5 por 100 anual. No obstante, en virtud del excedente actual y de los pedidos de buques graneleros ya en cartera, Cargo Systems no prevé un equilibrio oferta/demanda en este subsector para antes de 1982.

Confirmando los desarrollos y previsiones más recientes, pronostica un crecimiento particularmente importante en el tráfico de carbón, pasándose de los 126 millones de toneladas de 1978 a 196 millones en 1985, lo que significa una tasa media de incremento anual del 6,5 por 100 en dicho período. El carbón energético será el que experimente un mayor aumento de demanda, ya que se espera que alcance un volumen cercano a los 73 millones de toneladas en 1985, esto es, del orden del 37 por 100 del total, frente a menos de un tercio en la actualidad.

Como consecuencia, las necesidades de graneleros especializados para el transporte de carbón podría aumentar en más de un 60 por 100 en el período considerado, siendo la gama de las 100.000 TPM la de más favorables perspectivas de demanda en opinión de Cargo Systems.

LAS REMOTORIZACION DE LOS BUQUES

La Asociación de exportadores de buques de Japón viene dedicando en sus boletines especial atención a lo que se ha empezado a llamar «remotorización» de los buques y que no es sino el cambio de turbinas por motores diesel.

Según esta Asociación, la operación está justificada económicamente en buques de turbinas que no tengan más

de ocho años de edad, ya que, teniendo en cuenta, por ejemplo, que la vida de un petrolero puede calcularse en dieciséis años, el coste de la remotorización se amortiza en los ocho años que le quedan de servicio al buque transformado.

Se calcula en 710 buques los que pueden ser remotorizados, de los cuales 566 son petroleros, 57 buques mixtos, 86 portacontenedores, etc. Este cálculo japonés se ha realizado sobre buques que en portacontenedores sean superiores a las 10.000 TPM y en los otros tipos de más de 100.000 TPM.

La reducción del consumo de combustible, en este caso referido a los portacontenedores, según el Consorcio Overseas Containers Ltd., es de un 50 por 100 y la disminución de velocidad sólo baja de 27 a 23 nudos.

En cuanto a otros buques, se cita el de un petrolero VLCC de más de 200.000 toneladas, en que la reducción de consumo puede ser de 50 toneladas diarias, lo que supone 15.000 toneladas anuales. Un motor diesel de propulsión para este tipo de buque consume unas 100 toneladas de fuel-oil al día, frente a las 150 toneladas de propulsión a turbinas. Teniendo en cuenta la diferencia de precio del combustible —más barato el de turbinas— no obstante, el ahorro alcanza de un 25 a un 30 por 100 en el coste del fuel-oil, lo que representa un 10 por 100 del coste total de explotación.

Por otra parte, el departamento marítimo del Ministerio japonés de Transportes ha publicado un estudio sobre el ahorro energético en la navegación. Según este trabajo, la remotorización de un petrolero VLCC permite una economía de 18.500 toneladas de combustible al año, lo que en 55 petroleros, durante dos años, supone un ahorro de más de dos millones de toneladas de productos petrolíferos. Además, si los precios medios de los crudos se mantienen en unos 200 dólares, la inversión es rentable en siete años. Para completar este cuadro, se sugiere que ciertas ventajas fiscales y desgravaciones podrían favorecer la remotorización.

Dado el interés de la flota petrolera española y la importancia del valor añadido de la operación para la industria nacional, es de esperar que pronto se encuentre el camino de compensar el mayor coste de la transformación en astilleros españoles para que resulte económicamente viable la sustitución de turbinas por motores, con el consiguiente ahorro de consumo de energía.

LA OFERTA Y LA DEMANDA DE PETROLEROS

Según un informe de M. Gordon Bayley, del gabinete Tilney and Co., la mala época para los armadores de petroleros ha llegado a su fin en 1979 y el presente año estará marcado por una neta mejoría en todos los sectores; de nuevo llegará a ser posible obtener beneficios y las perspectivas son ya mejores. El final del período de cinco años de crisis, que comenzó en 1974-1975, se aproxima rápidamente. Es innegable que los propios armadores de petroleros han contribuido en gran medida a las causas fundamentales de la crisis y del marasmo, pero es necesario poner en el haber de la industria que numerosas medidas que han tenido un éxito feliz han sido decididas por los armadores, los fletadores y otros para procurar lo más pronto posible el retorno a una situación normal.

Para el período de cuatro años que finalizará en 1983 prevé un excedente aparente de 51 a 22 millones de toneladas. En 1980 la oferta alcanzará la cifra de 314 millones de toneladas y la demanda será de 263 a 267 millones. En 1981 la oferta bajará a 309 millones y la demanda será de 263 a 269 millones de toneladas. En 1982 la oferta bajará a 306 millones de toneladas y la demanda será de 266 a 272 millones de toneladas. Por último, en 1983 la oferta bajará a 300 millones de toneladas y la demanda será de 269 a 278 millones de toneladas.

Pero estas previsiones no tienen en cuenta la navegación a velocidad reducida, que el informe estima que se mantendrá y que llegará a ser «un elemento casi permanente del mercado petrolero internacional». Estima que la

navegación a velocidad reducida representa actualmente el equivalente de 35 a 40 millones de toneladas de buques, sobre la base de una velocidad de 13,5 nudos, o sea una reducción de velocidad de 2,5 nudos o del 15,6 por 100. El excedente de tonelaje será de 7 a 11 millones de toneladas en 1980 y de cuatro millones en 1981 y el tonelaje disponible será inferior en seis a nueve millones de toneladas a la demanda en 1982 y de 18 millones en 1983.

La insuficiencia de tonelaje disponible en 1980 y 1981 podría producir un aumento de los fletes y, dadas las perspectivas para 1982 y 1983, estima que sus propias previsiones, en lo que concierne a la demanda de buques, podrían ser sobrepasadas. La cartera de pedidos alcanza actualmente la cifra de 22.500.000 TPM, o sea un aumento de cinco millones de toneladas o del 33 por 100 con relación a 1978. Los nuevos contratos se refieren principalmente a petroleros de productos, así como a petroleros para crudos de 70.000 a 90.000 TPM.

EL MERCADO DE NUEVAS CONSTRUCCIONES

En un informe de la firma Platou se señala que la ausencia de gradas disponibles en el Extremo Oriente y el rechazo de los elevados precios de los astilleros europeos han producido una disminución en el ritmo de la firma de nuevos contratos. Los transportes de productos y los petroleros de tonelaje medio continúan siendo los buques más buscados, pero se observa al mismo tiempo un interés creciente para los graneleros de 30.000 a 40.000 TPM.

Noruega acaba de contratar, en Japón, dos graneleros de 60.000 TPM, después de haber contratado dos graneleros de 65.000 TPM en Polonia al comienzo del año 1979 y uno de 110.000 TPM y otro de 130.000 TPM también en Japón. Los importantes contratos de graneleros firmados durante 1979, principalmente en Japón, han aumentado considerablemente los contratos globales de este tipo de buque, que pasaron de 3.000.000 de TPM a finales de junio a 6.600.000 TPM a finales de noviembre.

Durante los seis primeros meses del año han sido muy solicitados los petroleros de 80.000 TPM, habiéndose contratado durante este período 50 buques de 70.000 a 100.000 TPM, decreciendo después la demanda. El número de petroleros de este tonelaje contratados ha pasado de 32 a finales de 1978 a 75 a finales de junio y a 89 a finales de noviembre de 1979.

Aunque ha habido poco interés para los petroleros de productos de más de 70.000 TPM, se han firmado contratos de ese tipo de buques, de 30.000 a 40.000 TPM, así como buques de tonelaje entre 50.000 y 60.000 TPM, pero más sencillos. Durante los seis primeros meses de 1979 se han contratado 39 petroleros de productos de 25.000 a 70.000 TPM, lo que ha aumentado el número de buques de este tipo en cartera a 71 unidades, con 3.100.000 TPM. Un número casi igual ha sido contratado durante los cinco últimos meses y el número de ellos en cartera es actualmente de 130 unidades, con 5.400.000 TPM. Sólo los armadores noruegos han contratado 19 buques de este tipo. Pero la actividad en este sector ha disminuido recientemente. Además, mientras que algunos temen que se produzca un excedente de tonelaje de esta categoría, otros responden que los contratos firmados no representan más que un pequeño porcentaje del tonelaje en servicio, que es de 42 millones de toneladas, aproximadamente, de las cuales 23 millones tienen más de quince años.

Los elevados precios de los astilleros europeos, una ausencia general de interés por las unidades de pequeño tonelaje y los buques más especializados, con los que contaban numerosos astilleros europeos, han producido un nuevo deterioro de su situación.

EVOLUCION DEL TONELAJE AMARRADO

El Consejo general de los armadores británicos ha publicado sus tablas de tonelaje amarrado en el mundo en fecha 31 de noviembre pasado, registrándose una clara

estabilidad con relación al mes precedente, ya que el total sólo es inferior en 133.000 TPM. El total de buques amarrados en esa fecha era de 426, con 6.967.000 TRB y 11.659.000 TPM. El tonelaje de buques tanques amarrados ha aumentado en 12.000 TPM, pasando de 99 buques, con 4.851.000 TRB y 8.869.000 TPM a 96 buques, con 4.855.000 TRB y 8.881.000 TPM. En buques para carga seca el descenso ha sido de 144.000 TPM, pasando de 339 buques, con 2.143.000 TRB y 2.923.000 TPM, a 330 buques, con 2.112.000 TRB y 2.779.000 TPM.

PUBLICACIONES

DOS NUEVAS PUBLICACIONES DEL BUREAU VERITAS

El Bureau Veritas acaba de poner a disposición de los armadores y de los astilleros una nueva edición de la Nota de Información NI 138-RD3, «Recomendaciones destinadas a limitar los efectos de las vibraciones a bordo de los buques».

Este documento analiza sucesivamente las distintas fuentes de excitación posibles y define un cierto número de reglas a respetar para limitar la importancia de dichas fuentes; estudia a continuación las condiciones de respuesta de las instalaciones de propulsión, de los auxiliares y de la estructura del casco y de sus elementos, con objeto de poder determinar la probabilidad de aparición de una resonancia debida a una coincidencia entre las frecuencias propias de los elementos considerados y las frecuencias de las fuentes de excitación.

También se abordan los problemas de interacción entre las instalaciones de propulsión y la estructura del casco.

Además, aparte del análisis detallado de los fenómenos relativos tanto a las excitaciones como a las respuestas, esta Nota de Información propone unas disposiciones prácticas y constructivas a adoptar, tanto desde el punto de vista de la «Prevención» como desde el de la «Reducción».

Finalmente, los valores de aceleraciones máximos admisibles están definidos, tanto en lo que se refiere a las estructuras como a las máquinas y sus equipos.

Las recomendaciones expuestas en esta Nota de Información han sido establecidas en base a la experiencia adquirida por el Bureau Veritas en el transcurso de numerosas investigaciones, tanto experimentales como teóricas, que esta sociedad se ha visto, desde hace años, llevada a realizar.

La importancia de un documento como éste es obvia, dado que los problemas de las vibraciones son cada vez más importantes a bordo de los buques, tanto de los más pequeños como de los más grandes.

La misma entidad ha publicado también una Nota de Información NI 174-CN3, «Ruidos a bordo de buques», preparada por el Comité Técnico de la sociedad.

El problema del ruido a bordo de buques está al orden del día en numerosos países, no sólo para definir los criterios de confort, sino, sobre todo, para limitar los riesgos de disminución de las facultades auditivas del personal. Paralelamente, los armadores y astilleros también se han preocupado por estos problemas, ya que parece ser que la media del nivel de ruido ha aumentado en los últimos diez años debido a la situación de los locales de habilitación encima del aparato propulsor y al incremento de la potencia del aparato propulsivo.

El propósito de esta Nota de Información es proponer a los astilleros y armadores un documento que permita fijar objetivos usando el mismo lenguaje, para lo que el redactor ha hecho, al principio del documento, un memorándum de las principales unidades empleadas con sus respectivos significados. A continuación se definen los niveles de ruido más allá de los cuales se puede normalmente considerar que existe, según el caso, ya sea una molestia, ya sea peligro de trastornos auditivos.

Los niveles acústicos recogidos en esta Nota son el re-

sultado de estudios estadísticos realizados en un gran número de buques, tanto de motor como de turbina, de construcción reciente y de eslora superior a 130 metros. Estos niveles sólo se respetan en la mitad de los buques a motor, objeto del estudio, pero se pueden tomar como objetivos razonables teniendo en cuenta las posibilidades actuales de la técnica.

Finalmente, dado que es a menudo más fácil, en el marco de la protección contra el ruido, tomar medidas apropiadas a nivel del proyecto del buque que tratar de remediar una situación difícilmente soportable, se han desarrollado en los capítulos siguientes un cierto número de consideraciones técnicas.

Conviene recordar que, en el estado actual de conocimientos, no parece aún posible poner a punto, en todos los casos posibles, un método que permita una pre-determinación apropiada del nivel acústico, dado el tipo de estructura, de las fuentes de ruido y de las vibraciones que se presentarán en la explotación. Nos queda por desear que esto pueda ser posible posteriormente.

Ambas Notas están editadas actualmente en francés y próximamente en inglés. Se pueden conseguir en las oficinas de la entidad, Doctor Fleming, 31, 2.º, Madrid-16.

REUNIONES Y CONFERENCIAS

LA CONFERENCIA WEMT 80

La West European Conference on Marine Technology (WEMT) es una organización de las asociaciones de ingenieros navales europeas, entre ellas la española, que se ha configurado para promover una cooperación más estrecha y dar a sus miembros la oportunidad de poderse reunir para discutir problemas comunes a intervalos regulares. Pretende asimismo la WEMT contribuir al desarrollo de la tecnología e investigación en el campo marítimo con el fin de mejorar la competitividad de Europa Occidental en este sector.

Con este motivo se han convocado ya dos conferencias: la primera de ellas en los Países Bajos en 1974 y la segunda en el Reino Unido en 1977. Manteniendo el intervalo de tres años, la próxima se celebrará en el año 80, siendo Noruega la nación receptora en este caso. Específicamente esta Conferencia tendrá lugar del 2 al 6 de junio en Sandefjord con el tema «Los sistemas de transporte marítimo en la década de los 80».

Sandefjord es una ciudad pequeña, elegida por hacer menos gravosa la asistencia, pero lo suficientemente agradable para que en el mes de junio haya mucha demanda de habitaciones en la misma. La Comisión organizadora solamente se compromete a reservar plaza a aquellos que se hubiesen inscrito antes del primero de abril. El coste de la inscripción es de 1.700 coronas para los miembros de las asociaciones promotoras (entre ellas la AINE) y 2.000 para los que no lo son.

El programa definitivo no será dado a conocer hasta este mes, pero puede adelantarse que en la sesión inaugural pronunciará una conferencia Mr. Roy A. Humphrey, jefe de la División de Transporte Marítimo de la OCDE, sobre «Perspectivas que presenta para el futuro la oferta y demanda del transporte», y otra Mr. Otto R. Norland, director gerente del Hambro's Bank Ltd., de Londres, que hablará sobre «La valoración económica del transporte por mar».

En las sesiones técnicas propiamente dichas se tratará, por supuesto, de los sistemas de transporte, tema de la Conferencia, de su análisis y medios utilizados, tocando desde los aspectos generales hasta los referentes a determinados tipos de buques o su propulsión. Esta última cuestión preocupa, en esta época de cambio en la valoración de la energía, de una manera especial, conociéndose que en estas sesiones se va a dar cuenta, en uno de los trabajos que se piensan presentar, de una investigación emprendida por el Instituto de Investigación Naval con el apoyo del Gobierno noruego y la colaboración del Norske Veritas y dos armadores. También merecen citar-

se los estudios de buques de muy poco calado para el transporte en estuarios, que se han estado desarrollando en los últimos años en la Universidad de Hannover y que se presentarán en esta ocasión.

Aparte de estas cuestiones de carácter técnico, se tratará de los problemas de dirección y organización de las navieras, tanto a bordo como en tierra. Se han presentado trabajos relacionados con la utilización de los nuevos sistemas de comunicación para mejorar esta actividad gerencial y se da la debida importancia a los problemas de personal.

Por último, y en el aspecto de navegación, la preocupación se centra en evitar las colisiones y varadas. En particular en zonas de mucho tráfico.

A G E N D A

OI 80 World Conference

2-7 de marzo de 1980. Brighton. Inglaterra

Será una conferencia mundial sobre Oceanología Internacional. Se estudiarán distintos aspectos de las operaciones mundiales off-shore, incluyendo nuevas y mejoradas tecnologías resultantes del desarrollo del petróleo y del gas en el Mar del Norte.

Para más información dirigirse a OI 80. BPS Exhibitions Ltd. 18 Marine Parade. Brighton BW2 1TL. Sussex. Inglaterra.

OCEANEXPO 80

4-8 de marzo de 1980. Burdeos

Coincidiendo con el 4.º Saló Internacional de Explotación de los Océanos (construcción naval, técnicas off-shore, puertos, pesca y técnicas antipolución) se celebrará la primera exposición mundial, OCEANTROPIQUES 80, de las actividades y realizaciones de los países en desarrollo afectados por mares, ríos, lagos y lagunas.

Para información dirigirse a TECHNOEXPO, 8 rue de la Michodière, 75002. París.

The Motor Ship 2nd International Marine Propulsion Conference. Automation for reduced manning.—Turbine-to-diesel conversion

5-6 de marzo de 1980. Cafe Royal, London
Automation for reduced manning

Durante esta conferencia los principales armadores internacionales, los especialistas en automatización marina, los proyectistas de plantas propulsoras y las sociedades de clasificación presentarán sus puntos de vista sobre la automatización para que las tripulaciones de los buques sean reducidas, con énfasis particular sobre la seguridad y alcance de la automatización actual y los sistemas de control en las cámaras de máquinas.

Turbine-to-diesel conversion

Asimismo, y dado que muchos armadores están considerando la conveniencia de la sustitución por motores diesel de las turbinas de gas o vapor de petroleros y portacontenedores, con el fin de reducir los costes de combustible, durante esta conferencia se examinarán los incentivos económicos, los tipos y edad de los buques que sean adecuados para esta conversión, la financiación, los motores lentos y semi-rápidos que sean adecuados para tales reemplazamientos y un ejemplo de una conversión importante con un informe sobre los correspondientes resultados en servicio.

Para información dirigirse a Conference Administrator IPC Business and Industrial Training Ltd., Surrey House, Throwley Way, Sutton, Surrey SM1 4QQ, England.

3rd International Symposium on Dredging Technology

5-7 de marzo de 1980. Burdeos

Está organizado por BHRA Fluid Engineering y se pretende dar una oportunidad a todas las personas interesadas en los aspectos científicos y técnicos del dragado actual para exponer y discutir los últimos avances en ese campo. Coincidirá con la celebración de OCEANEXPO.

Para mayor información dirigirse a Symposium Organizer 3rd Dredging. BHRA Fluid Engineering. Cranfield. Bedford MK43 OAJ. Inglaterra.

RO-RO 80 -4th International Conference and Exhibition on Marine Transport using Roll-on/Roll-off Methods

15-17 de abril de 1980. Montecarlo

En dicha conferencia se discutirán temas relacionados con: nuevos tráficos y rutas posibles; el potencial del buque ro-ro como un carguero multipropósito en los tráficos de carga general entre países desarrollados y menos desarrollados; las oportunidades y los problemas de la explotación de buques ro-ro en el Caribe, tipos ideales de buques; estabilidad, subdivisión interna y seguridad inherente de este tipo de buque, etc.

Para información dirigirse a Ro-Ro Conference Secretariat: BML Business Meetings Limited, 2 Station Road, Rickmansworth, Herts, WD3 1QP, England.

ASIA MARINE'80

15-19 de abril de 1980. Singapur

Coincidiendo con dicha Exposición habrá unas conferencias técnicas, que serán de interés para todos aquellos que estén relacionados con el tráfico marítimo, construcción naval, reparación de buques y desarrollo portuario.

Para información adicional dirigirse a Asia Marine Exhibition, Suite 825, World Trade Centre, 1 Maritime Square, Singapur 4.

1980 Off-shore Technology Conference

5-8 de mayo de 1980. Houston. Texas

Patrocinada, entre otros, por la SNAME.

Para más información dirigirse a Off-shore Technology Conference. 6200 N. Central Expressway. Dallas. Texas 75206.

Fault and Failure Diagnosis

6-23 de mayo de 1980. Leicester, Reino Unido

Este curso, de tres semanas de duración, se organizará en módulos para que las personas puedan asistir un día, una semana o las tres semanas enteras.

Para información dirigirse a Mrs. Fox-Kirk, Short Course Unit, Leicester Polytechnic, P. O. Box 143, Leicester LE1 9 BH.

Nor-Shipping'81

11-16 de mayo de 1981. The Sjølyst Centre, Oslo, Noruega

Esta 8.ª Exposición Internacional sobre Tráfico Marítimo, cuyo objetivo principal es crear y promocionar los contactos entre vendedores y compradores en el mercado marítimo internacional, está abierta a bancos e instituciones financieras, sociedades de clasificación, autoridades de canales y puertos, aseguradores, agentes, astilleros, etc.

Para información dirigirse a Nor-Shipping'81, c/o Norges Varemesse (The Norwegian Fair Organization) P. O. Box 130 Skøyen, Oslo 2, Noruega.

BARGECON 80

13-15 de mayo de 1980. Nueva Orleans

Patrocinada por las revistas «Shipping World and Shipbuilder» y «Marine Engineering/Log». Los grandes temas de la conferencia son: Barge carrying ships; Articulated tug/barge combinations y Large barge modules.

Para más detalles: JH Conference Organisers International Ltd. 69 High street. Lindfield. Haywards Heath. Sussex. RH16 2HN. Inglaterra.

Tech-Transfair'80

13-16 de mayo de 1980. Utrecht, Holanda

Esta feria internacional se organiza cada dos años para los ejecutivos dedicados al campo internacional de intercambio de tecnología.

Coincidiendo con dicha feria habrá una conferencia internacional sobre «Management of technology exchange».

Para información dirigirse a Royal Netherlands Industries Fair, P. O. Box 8500, 3503 RM, Utrecht, Holanda.

V Congreso Internacional de Corrosión Marina e Incrustaciones

19-23 de mayo de 1980. Barcelona.

Organizado por la «Revista Iberoamericana de Corrosión y Protección», con la colaboración de la U. P. de Barcelona, bajo el patrocinio del Comité International Permanent pour la Recherche sur la Préservation des Matériaux en Milieu Marin (COIPM), bajo los auspicios de la OCDE.

Secretaría del Congreso. Tiesa. Londres, 41. Madrid-28.

Petroleum and the Marine Environment

27-30 de mayo de 1980. Mónaco

Organizada por la Association Européenne Océanique-EUROCEAN. La conferencia presentará informaciones reales de la compleja interrelación entre las actividades offshore y el medio marino. Los cuatro temas escogidos son: Actividades polares; Zona templada; Zona tropical, y Análisis coste-beneficio de la gestión del medio ambiente.

Para más información dirigirse a C/o EUROCEAN, Villa Richard, Rue de l'Abbaye, Mónaco-Ville, Principality of Mónaco.

WEMT'80 - 3rd West European Conference on Marine Technology

2-6 de junio de 1980. Oslo

El tema de esta Conferencia será «El transporte marítimo en la década de 1980».

Los trabajos que se presenten cubrirán aspectos tales como proyecto de sistemas totales de transporte, desarrollo y proyecto, tripulación, navegación, comunicaciones y gestión.

Para mayor información dirigirse a WEMT'80 Conference Office, Norske Sivilingeniørers Forening, Kronprinsensgt. 17, Oslo 2, Norway.

POSIDONIA 80-The International Shipping Exhibition

2-7 de junio de 1980. El Pireo, Grecia

En esta exposición asistirán armadores y representantes de astilleros, fabricantes de equipos e industrias de servicios procedentes de 36 países.

Para información dirigirse a Posidonia 80, 7 Bridge Street, Coggeshall, Colchester CO6 1NP, Reino Unido.

Condition Monitoring Symposium

3-6 de junio de 1980. Leicester, Reino Unido

Durante este simposio se celebrarán 16 sesiones sobre los diversos aspectos del deterioro y vigilancia de la maquinaria.

Para información dirigirse a UK Mechanical Health Monitoring Group/Condition Monitoring Association, 92 London Road, Leicester LE2 0QR.

Seminario sobre valoración del riesgo y seguridad en actividades industriales

16-20 de junio de 1980. Ispra, Italia

Es el tercero de una serie de seminarios organizados para proporcionar una revisión actualizada de las técnicas y procedimientos desarrollados en los últimos años para la valoración y gestión del riesgo y seguridad. Se tratará el problema de la gestión del riesgo, teniendo en cuenta la complejidad de las disposiciones institucionales impuestas por las modernas tecnologías y la importancia creciente de las interacciones hombre-sistemas.

Para información dirigirse a Secretariat «ISPRACourses», Centro Comune di Ricerca, I-21020 ISPRÁ (Varese), Italia.

Symposium on ships steering automatic control

25-27 de junio de 1980. Génova, Italia

El principal objeto del Symposium es ofrecer una visión de los más recientes estudios y realizaciones en este campo.

Se pueden enviar resúmenes de trabajos antes del 31 de octubre de 1979.

Para mayor información: Istituto Internazionale Comunicazioni. Via Pertinace-Villa Piaggio. 16125 Génova, Italia.

KORMARINE'80

28 de julio-4 de agosto de 1980. Seoul, Corea del Sur

Organizada por Industrial and Trade Fairs International Ltd., y patrocinada por las revistas «Marineweek» y «The Motor Ship», se celebrará esta exposición internacional sobre construcción naval, equipos marinos y puertos.

Para información dirigirse a A. A. May, Sales Manager, KORMARINE'80, Industrial and Trade Fairs International Ltd., Radcliffe House, Blenheim Court, Solihull, West Midlands, B91 2BG, England.

Managing ship production

31 de agosto-12 de septiembre de 1979. Universidad de Strathclyde, Glasgow

Este curso es el cuarto que organiza, para posgraduados, la Asociación de Universidades de Europa Occidental (WEGEMT) en las que se imparten enseñanzas de ingeniería naval. Pretende ayudar a los participantes a desarrollar técnicas de análisis que den lugar a un mayor rendimiento.

Para información dirigirse a The Secretary, WEGEMT Graduate School, Department of Shipbuilding and Naval Architecture, Livingstone Tower, University of Strathclyde, Glasgow G1 1XH, Escocia.

Curso sobre Programación para División Software

15-26 de septiembre de 1980. Ispra, Italia

El curso tiene como objetivo presentar los problemas comunes en la división software e ilustrar las prácticas y técnicas de programación para el desarrollo de programas fácilmente transferibles.

Para información dirigirse a Secretariat «ISPRACourses», Centro Comune di Ricerca, I-21020 ISPRÁ (Varese), Italia.

INTERKAMA 80

9-15 de octubre de 1980. Dusseldorf, Alemania

Será el 8.º Congreso internacional con exposición de las técnicas de medida y automatización. Se espera la participación de unas 1.000 firmas procedentes de 25 países diferentes. La exposición INTERKAMA se celebra cada tres años y es una de las principales del mundo sobre automatización. Su éxito se debe a que comprende la exposición internacional, el congreso científico, los seminarios organizados por las firmas expositoras y la exposición especial «Investigación aplicada», que sirve a la importante transferencia de tecnología entre las instituciones de investigación y las empresas industriales.

Para información dirigirse a Arbeitsgemeinschaft INTERKAMA, Postfach 700969, D-6000 Frankfurt/M-70.

Curso sobre técnicas de inspección en servicio por ultrasonidos

20-24 de octubre de 1980. Ispra, Italia

Se revisarán las técnicas más importantes de inspección, especialmente las de ultrasonidos; se discutirán los principales procedimientos adoptados para la inspección de los buques con reactores nucleares a presión, y se analizará el comportamiento y efectividad de estas técnicas y procedimientos.

Para información dirigirse a Secretariat «ISPRACourses», Centro Comune di Ricerca, I-21020 ISPRÁ (Varese), Italia.

Marichen 80-3rd International Conference and Exhibition on the Marine Transportation, Handling and Storage of Bulk Chemicals

21-23 de octubre de 1980. Royal Lancaster Hotel, Londres

Para información dirigirse a Marichen 80, Conference Secretariat, 2 Station Road, Rickmansworth, Herts WD3 1QP, England.

Curso sobre Introducción a la mecánica de las fracturas

27-31 de octubre de 1980. Ispra, Italia

El curso tiene como objetivo presentar el concepto de «mecánica de la fractura» e ilustrar su aplicación a la ingeniería de los materiales y estructuras.

Se discutirán los siguientes temas:

- Parámetros que describen el campo de las solicitaciones y deformaciones en las proximidades de una fisura.
- Aspectos microscópicos de la fractura.
- Parámetros que describe el comportamiento ante la rotura de un material en régimen elástico y elástico-plástico.
- Técnicas experimentales para la determinación de estos parámetros.
- Propagación de la fisura por fatiga.

Para información dirigirse a Secretariat «ISPRACourses», Centro Comune di Ricerca, I-21020 ISPRÁ (Varese), Italia.

VARIOS

EL MANTENIMIENTO DE LOS MOTORES Y SU INFLUENCIA EN EL CONSUMO

En una conferencia organizada por el Institute of Marine Engineers se ha puesto de manifiesto el papel del entretenimiento de los motores en la reducción del consumo. Así un trabajo presentado por Esso International Services, y en el que se estudiaban 25 petroleros de turbinas, construidos en Europa y Japón, de una potencia instalada de 23.000 a 33.500 KW, ha demostrado que era posible una reducción del 3 por 100 del consumo mejorando el programa de vigilancia y mantenimiento del grupo propulsor y que las adaptaciones o reparaciones menores podían permitir un ahorro suplementario del 5 por 100. Los autores de este estudio estiman que este 8 por 100 representa el exceso de consumo observado con relación a las pruebas de mar de los buques estudiados.

Otro problema tratado en el transcurso de dicha conferencia ha sido el de la calidad de los combustibles, señalándose que las turbinas, cuyo rendimiento energético es inferior al de los motores diesel, pueden aceptar fuel de calidad inferior. Es evidente que este problema de la degradación de las calidades es primordial y que debe tenerse en cuenta en el estudio de los rendimientos energéticos.

Asimismo se dio una indicación sobre el consumo del mercado de combustibles para buques, estimándose a nivel mundial en 150 millones de toneladas.

ENTREGA DE PREMIOS

El día 20 de diciembre se celebró en el domicilio del Colegio Oficial de Ingenieros Navales la entrega de premios del Concurso para la portada del Anuario de dicho Colegio a los que habían merecido el primer premio y los accésits entre los 28 motivos presentados con dicho objeto. El primer premio fue concedido a don Justino de Paz Balmaseda, evidentemente por méritos propios, ya que era el segundo año en que tal cosa sucedía. Los accésits correspondieron: el primero a don Luis Ochoa Sierra y el segundo a don José Antonio Díaz Figuerero, siendo el primero de ellos alumno de 5.º curso de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales y el segundo ingeniero técnico naval. Nuestra enhorabuena a todos ellos.

EL CONSUMO DEL MOTOR SULZER 9RLA90

En el astillero Aioi del grupo IHI se ha terminado la construcción del primer motor IHI-Sulzer 9RLA90. Durante las pruebas, el consumo a la potencia máxima continua ha sido de 137,2 g/HP/h. y, al 85 por 100 de la potencia máxima, de 136,7 g/HP/h. Después de la puesta en servicio del sistema automático de inyección de fuel el consumo ha bajado a 135,3 g/HP/h. Las presiones máximas para los dos regímenes han sido 110 Kg/cm² y 102 Kg/cm², respectivamente.

Este motor, que desarrolla 32.400 HP a 98 r. p. m., se montará en un portacontenedores de una capacidad de 1.197 TEU, en construcción para la empresa Japan Line.

(Viene de la pág. 26.)

fo concienzudamente. En muchos buques de carga modernos el elemento continuo más alejado de la fibra neutra es el borde superior de la brazola longitudinal. Sin embargo, los constructores no parecen tener en cuenta que el mismo cuidado que dedicaban a la cubierta lo merece también la brazola. La figura 5 muestra un detalle —chapa reforzada como soporte para la tapa— típico, en el que se produjeron grietas a consecuencia de la discontinuidad y de una unión de soldadura en ángulo no adecuada: con un espesor de la brazola de 15 mm., del bloque de soporte 60 mm., este último no es capaz de deformarse de la misma manera como la chapa de la brazola y la deformación necesaria se produce en la soldadura, el elemento más débil. Aun previendo soldadura

en «K» e integrando el bloque en la brazola, serían muy probables daños, porque entonces aumentan las tensiones internas de soldadura. El único remedio eficaz es una construcción con mejor continuidad, como se ve en la figura 6.

Surgen problemas también en el «banco» —borde superior— de la brazola, en las aberturas para las trincas, dispositivos para levantar las tapas, etc. Estos agujeros muchas veces se producen por corte con autógena mal hecho (sin curvatura en las esquinas) y sin esmerilar los bordes, produciéndose grietas. Asimismo merecen cuidado cualquier clase de añadidos (cajas, refuerzos, consolas, etc.) a la brazola. Sucede a menudo que estos detalles no se encuentran en los planos sometidos para comprobación a la sociedad de clasificación; nosotros ahora siempre pedimos esta información.

5. CONCLUSION

Se ha tratado de demostrar que los proyectos modernos de buques con muy grandes escotillas hacen necesaria una investigación más detallada del comportamiento de la estructura, no solamente en cuanto a las tensiones, sino también a las deformaciones, que son mucho más grandes. La estanqueidad contra la intemperie debe ser garantizada, a pesar de movimientos relativos entre tapas y escotillas de 70 y más milímetros.

El lugar de colocación, los pesos y la forma de amarrado de los contenedores, así como el sistema de guías y de cierre de las tapas de escotilla, son detalles del proyecto del buque que deberían ser resueltos muy pronto, ya que influyen en las suposiciones de cálculo. Ya que estos cálculos hoy en día muchas veces forman parte de la comprobación de planos, o son encargados a la sociedad de clasificación, prácticamente no es posible determinar la estructura de cubierta, del doble fondo y de los costados sin conocer los detalles mencionados. Los cambios de proyecto a consecuencia de los cálculos son costosos y pueden significar peso adicional y pérdida de volumen de carga.

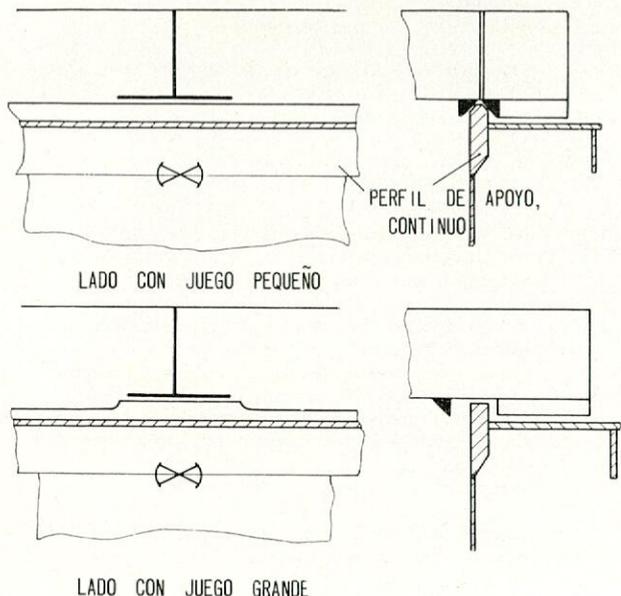


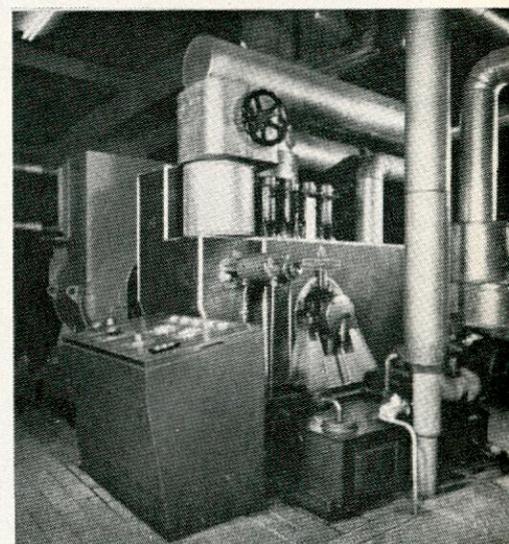
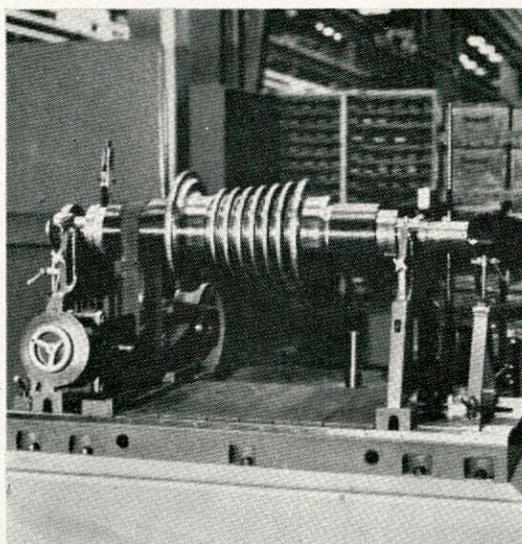
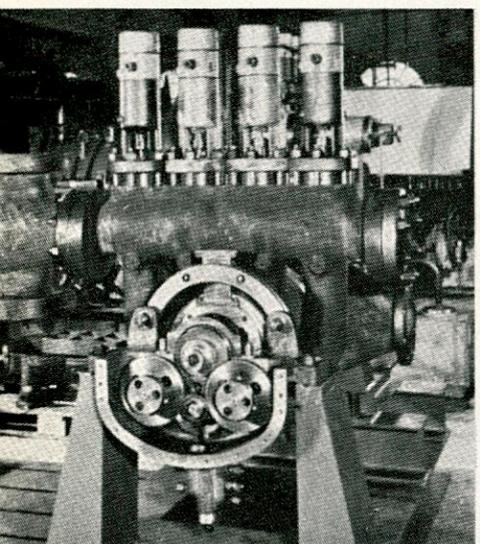
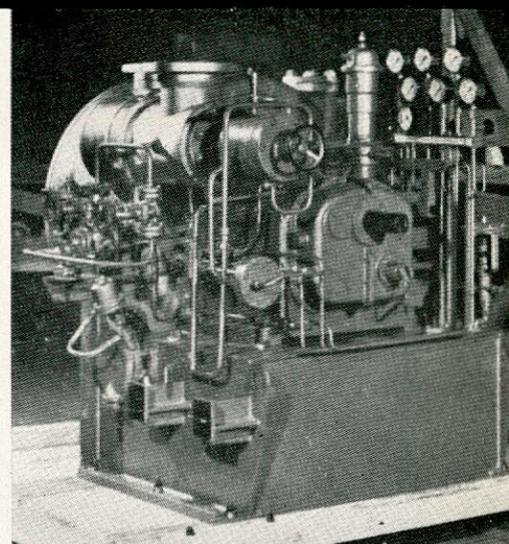
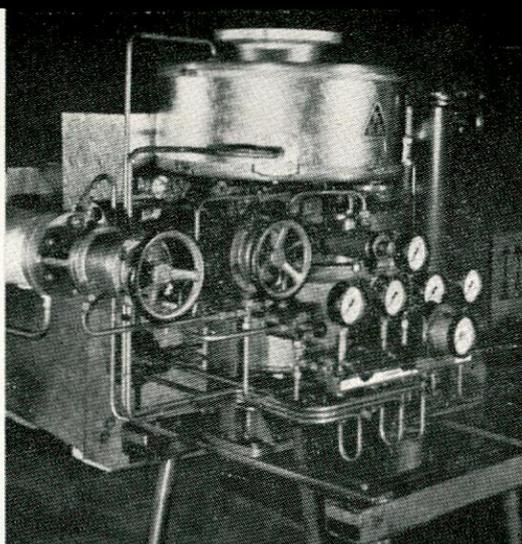
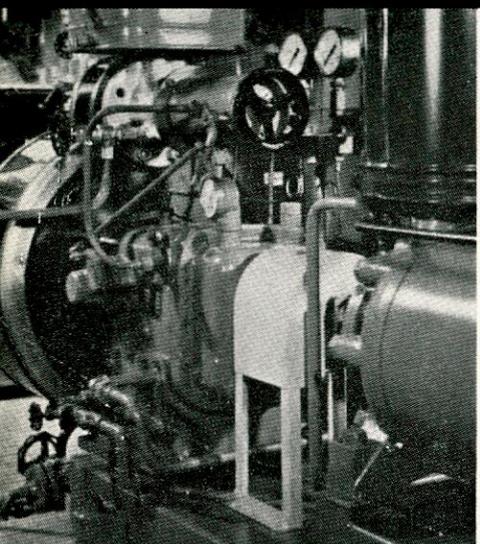
Figura 6.—Ejemplo de una construcción mejorada.

BIBLIOGRAFIA.—Enero 1980

82. EXPLOTACION DEL BUQUE (NAVIERAS, FLETES, MANTENIMIENTO, PERSONAL, ETC.)

- 1.561. **Análisis económico del transporte de los buques de carga general.**
B. Tocbl.
«Revista de Información Empresa Nacional Elcano». Marzo 1978.
- 1.562. **Vigilancia de la condición de la maquinaria sin necesidad de desmontarla.**
B. Smith.
«Revista de Información Empresa Nacional Elcano». Marzo 1978.
- 1.563. **Enfoque profesional de la dirección de flota.**
T. Sundberg.
«Revista de Información Empresa Nacional Elcano». Agosto 1979.
- 1.564. **Condition monitoring by direct measurement.**
S. Sjøsten.
«Norwegian Shipping News». Núm. 22, 1977.
- 1.565. **Un modelo de predicción para los tráficos de carga a granel.**
T. Wergeland.
«Revista de Información Empresa Nacional Elcano». Septiembre 1979.
- 1.566. **Aspectos comerciales de la inversión en grandes buques.**
«Revista de Información Empresa Nacional Elcano». Abril 1978.
- 1.567. **Reducción del coste y del tiempo fuera de servicio por reparaciones importantes.**
J. Ireland.
«Revista de Información Empresa Nacional Elcano». Mayo 1978.
- 1.568. **Revisión de las actividades navieras entre el Lejano Oriente y Europa.**
H. Yabuuchi.
«Revista de Información Empresa Nacional Elcano». Mayo 1979.
- 1.569. **Investment and replacement analysis in shipping.**
M. Wijsmuller.
International Shipbuilding Progress». Febrero 1979.
- 1.570. **Dispositivos de separación de tráfico.**
«Revista de Información Empresa Nacional Elcano». Abril 1979.
- 1.571. **La conferencia de IMCO establece las normas básicas para el mantenimiento de las guardias y los certificados del personal de mar.**
«Revista de Información Empresa Nacional Elcano». Abril 1979.
- 1.572. **La situación de los petroleros y sus perspectivas. Cómo ve las cosas Intertanko.**
«Revista de Información Empresa Nacional Elcano». Junio 1979.
- 1.573. **Sistemas de información y planificación de dirección de flota.**
S. Bengtson.
«Revista de Información Empresa Nacional Elcano». Julio 1979.
- 1.574. **VPRS - Empleo de redes de ordenador en línea y de comunicaciones por satélite para controlar los costes de explotación de los buques.**
«Revista de Información Empresa Nacional Elcano». Noviembre 1979.
- 1.575. **Aspects of condition monitoring and maintenance of machinery.**
L. Føyen.
«Norwegian Shipping News». 17 junio 1977.
- 1.576. **La utilización de las mediciones de las vibraciones como herramienta del mantenimiento preventivo.**
«Revista de Información Empresa Nacional Elcano». Abril 1978.
- 1.577. **The economics of the cruise market.**
V. Kloster.
«Norwegian Shipping News». Mayo 1978.
- 1.578. **Análisis sobre la utilización de la capacidad de los buques de línea regular.**
A. Zerby y M. Conlon.
«Revista de Información Empresa Nacional Elcano». Agosto 1978.
- 1.579. **Justificación de los costes de renovación de la maquinaria en los VLCC.**
«Revista de Información Empresa Nacional Elcano». Septiembre 1978.
- 1.580. **Control del mantenimiento de una flota de buques de carga.**
T. Major.
«Revista de Información Empresa Nacional Elcano». Octubre 1978.
- 1.581. **El mantenimiento preventivo en la cámara de calderas ayuda a evitar las averías en la mar.**
«Revista de Información Empresa Nacional Elcano». Octubre 1978.
- 1.582. **Hacia una mejor gestión del mantenimiento.**
I. Wigston.
«Revista de Información Empresa Nacional Elcano». Febrero 1979.
- 1.583. **El mantenimiento subacuático - Punto de vista de la Sociedad de Clasificación.**
B. Siminiati.
«Revista de Información Empresa Nacional Elcano». Febrero 1979.
- 1.584. **IMCO warned against too tough line on chemical shipping.**
«The Motor Ship». Noviembre 1977.
- 1.585. **¿Cuánto vale la vida de un marino? (en alemán).**
M. Wietfeldt.
«Schiff und Hafen». Abril 1979.
- 1.586. **El capitán del futuro y su barco (en alemán).**
«Schiff und Hafen». Abril 1979.
- 1.587. **Nuevos conceptos territoriales para política naviera (en alemán).**
«Hansa». Núm. 14, julio 1978.
- 1.588. **Egypt-Alexandria streamlines to service boon in general cargo.**
«The Journal of ICHCA». Septiembre 1978.
- 1.589. **Transport capacity and economics of container ships from a production theory point of view.**
J. Kuvas.
«The Naval Architect». Abril 1975.
- 1.590. **Ahorro de combustible en el funcionamiento del buque.**
M. Manor.
«Revista de Información Empresa Nacional Elcano». Diciembre 1978.

las turbinas de vapor KKK ayudan a ahorrar energía



Instale una turbina de vapor KKK de una o varias etapas, con o sin extracción allí donde disponga de vapor (1) que necesite transformar, o bien vapor sobrante.

Con un consumo mínimo, las turbinas KKK, accionando un alternador, producen energía eléctrica propia que disminuye el consumo de fuentes externas y proporciona una mayor autonomía.

También pueden accionar bombas, compresores etc., ahorrando la energía necesaria para el motor eléctrico.

Valores máximos:

- Potencia:
6.000 kW
- Vapor vivo:
125 kg/cm² y 530° C
- Contrapresión:
Hasta 25 kg/cm².
- Velocidad máxima:
18.000 r.p.m.

PASCHY CIA S.A.

BILBAO
Alameda de Recalde, 30
MADRID
Capitán Haya, 9
BARCELONA
Tuset, 8-10
GIJON
General Mola, 52



(1) químicas, refinerías, fábricas de papel, celulosas, azucareras, cerveceras, tratamiento de basuras

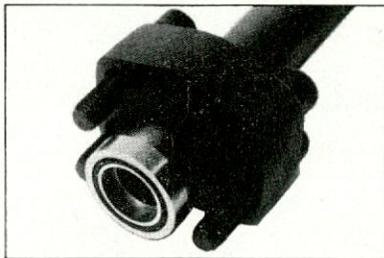


VOSS «Los Especialistas»

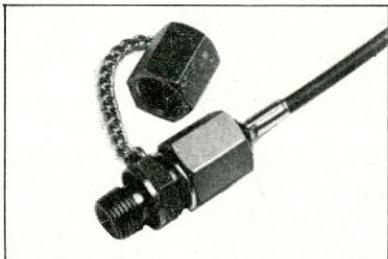
Tenemos para su caso «La conexión idónea»



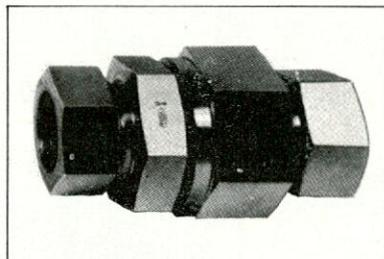
- Racores de anillo cortante DIN 2353
- Para tubos métrico y GAS
 - Roscas GAS, métrica, NPT y UNF
 - Racores para altísima presión
 - Racores en acero inoxidable
 - Tapones desde 1/8" hasta 1 1/2"
 - Tubería hidráulica DIN 2391



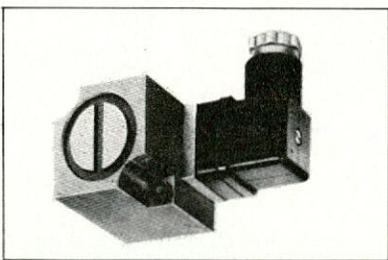
- Bridas SAE
- Con y sin soldadura
- Desde 1/2" a 3"
- Presiones 3000 y 6000 PSI



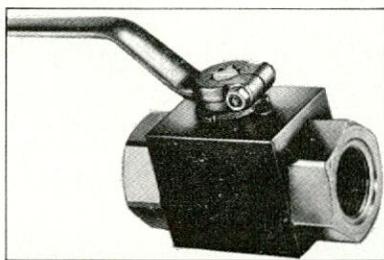
- VOSS-MESS
- Tomas testigo para medida de la presión
 - Sirven para purga de cilindros
 - Tubos capilares para medida de presión, presostatos, pilotajes
 - Estuches completos para mantenimiento



- Válvulas antirretorno
- Salidas directas para tubo
- Facilidad de montaje
- Taraje varios muelles
- Válvulas antirretorno con estrangulación de caudal regulable



- Presostato de pistón PN 100; 320; 640 (bar)
- Montaje directo en bloque, placa o intermontaje vertical u horizontal
- Pequeño y compacto
- Baja histéresis
- Con o sin drenaje



- Llaves de esfera alta y baja presión
- Dos, tres y cuatro vías
- Válvulas para montaje en bloque
- Mínimo esfuerzo de apertura incluso a altas presiones
- Válvulas de acero inoxidable

ATA

VOSS, S.A.

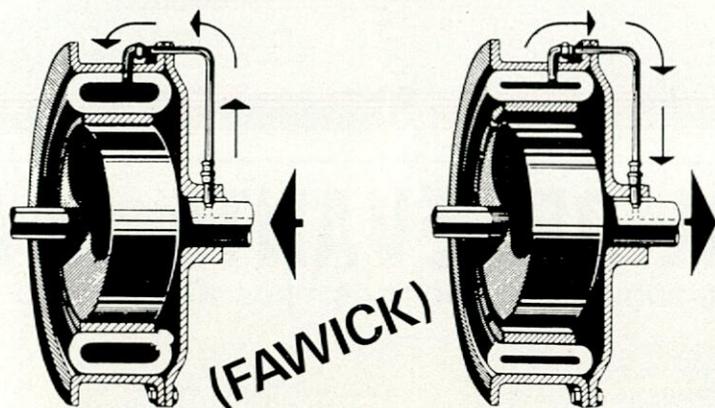
VOSS, S.A.
Vergos, 16
Sabadell Tel. 710 62 62 Telex: 59841

Racores
y Válvulas

PARA LA INDUSTRIA NAVAL

frenos y embragues neumáticos

EATON-AIRFLEX®



- Arranque progresivo
- Embrague completo
- Refrigeración rápida
- Acoplamiento elástico
- Auto-regulables
- Sin engrase



*Una sola pieza
hace el trabajo:
La cámara de caucho
dilatada por el aire
comprimido apoya
suavemente las zapatas
sobre el tambor.*

VARIADOR DE VELOCIDAD "FU" IBERICA, S.L.

DOMICILIO SOCIAL, DIRECCION, VENTAS Y OFICINAS: Trafalgar, 4 planta 5/B • Tel. 318 80 00 • Telegramas: VARIAFU
• Telex 51288 E • BARCELONA - 10 ALMACEN: Diputación, 349 • BARCELONA 9

FONDO EDITORIAL DE INGENIERIA NAVAL

Asociación de Ingenieros Navales de España

LIBROS DISPONIBLES:

«**VOCABULARIO DE CONSTRUCCION NAVAL**» (Reeditado)

Autor: Rafael Crespo Rodríguez. Dr. Ing. Naval

«**CALCULO MATRICIAL DE ESTRUCTURAS**»

Autor: José M.ª Sáez de Benito. Dr. Ing. de Caminos, Canales y Puertos

«**LECCIONES DE ELECTRICIDAD APLICADA AL BUQUE**»

Autor: Manuel Baquerizo Pardo. Dr. Ing. Naval

«**TRAFICO MARITIMO**»

Autor: Javier Pinacho y Bolaño-Rivadeneira. Dr. Ing. Naval

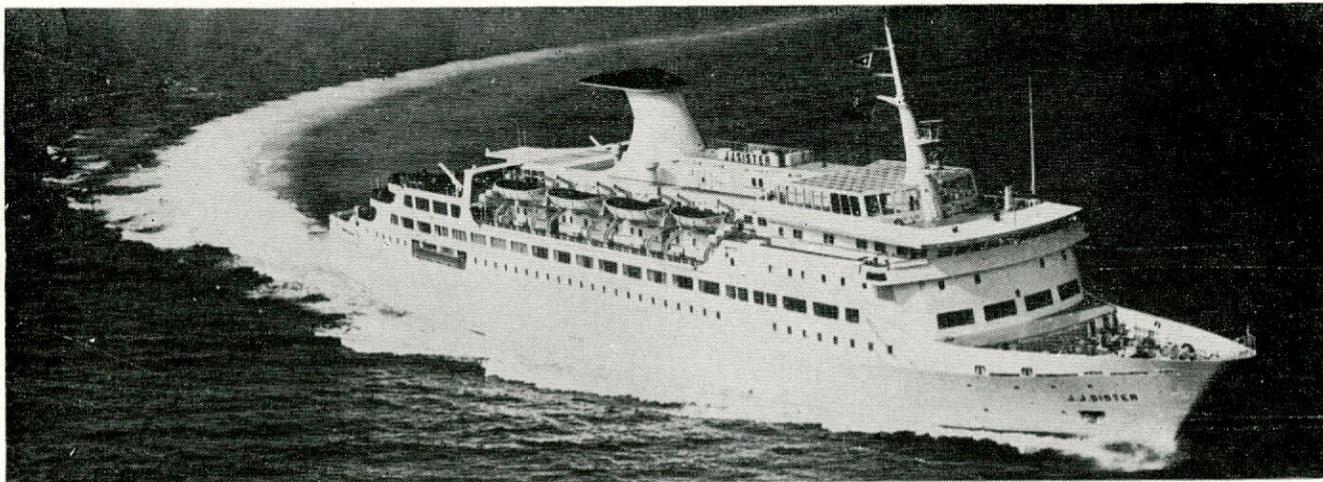
«**DIRECCION DE LA FUNCION INFORMATICA**»

Autor: Guillermo Serrano de Entrambasaguas. Dr. Ing. Naval

PEDIDOS A: **Fondo Editorial de Ingeniería Naval**

Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales

Avda. del Arco de la Victoria, s/n. Ciudad Universitaria. Madrid-3



UNION NAVAL DE LEVANTE, S. A.

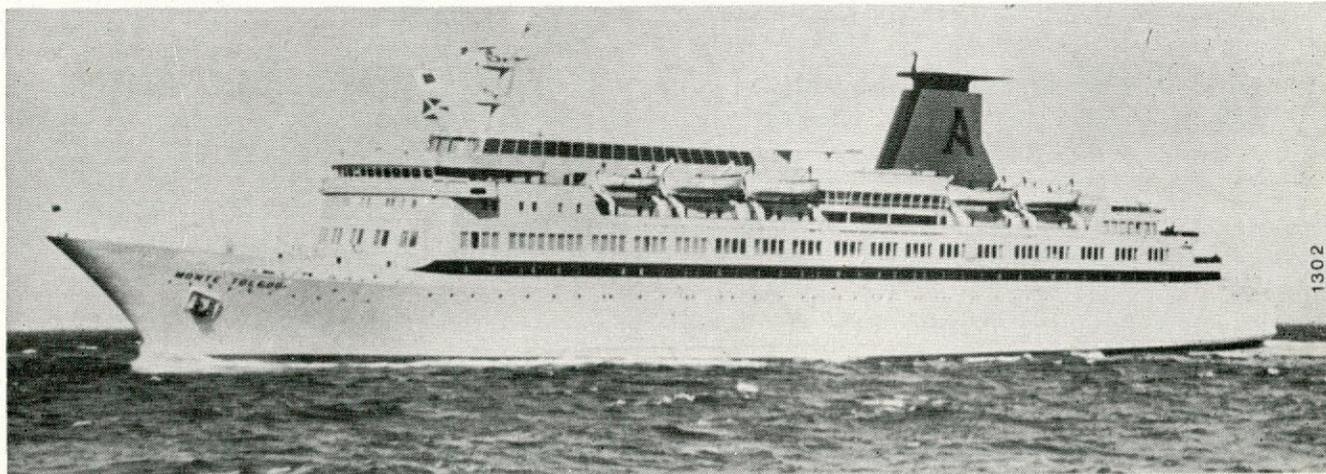
PROYECTO Y CONSTRUCCION DE BUQUES DE TODOS LOS TIPOS HASTA 22.000 TRB

- | | | |
|---------------------|--------------------------|--|
| ● Pasaje | ● Frigoríficos | ● Reparación de buques y maquinaria |
| ● Pasaje y carga | ● Transporte de G. P. L. | ● Diques flotantes de 8.000 Tons. en Valencia y 6.000 (J. O. P.) y 4.000 Tons. en Barcelona (Fuerza ascensional) |
| ● Carga seca | ● Madereros | |
| ● Petroleros | ● Dragas | |
| ● Transbordadores | ● Ganguiles | |
| ● Buques especiales | ● Etc., etc. | |

OFICINAS CENTRALES: ALCALA, 73 - TEL. 2268605/06/07 - TELEX 43892 UNALE-E - MADRID-9

ASTILLEROS Y TALLERES DE VALENCIA
 APARTADO 229 - TELEFONO 3230830
 TELEX 62877 UNALE

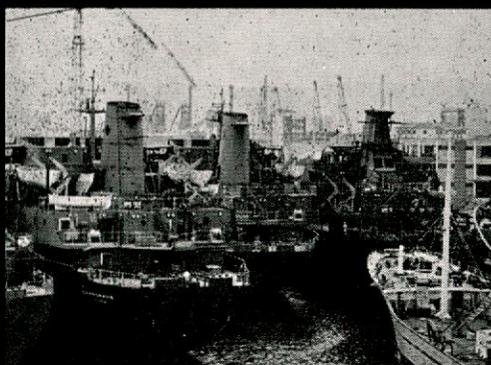
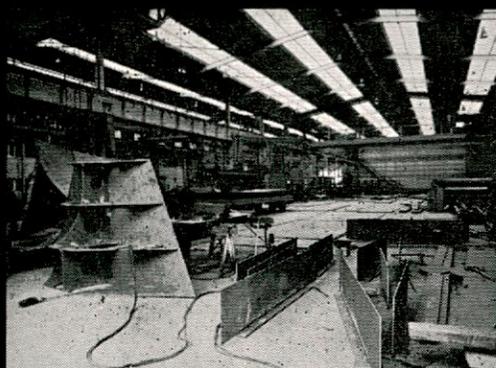
TALLERES NUEVO VULCANO
 APARTADO 141 - BARCELONA - TEL. 319 42 00
 TELEX 52030 UNALE



S. A. JULIANA

CONSTRUCTORA GIJONESA

(Filial de Astilleros Españoles, S.A.)



**CONSTRUCCION de todo tipo de buques
hasta 15.000 Tons. PM.**

**REPARACION de buques
hasta 25.000 Tons. PM.**

**DIQUES SECOS de 125 y 170 m.
DOS GRADAS de 180 m.**

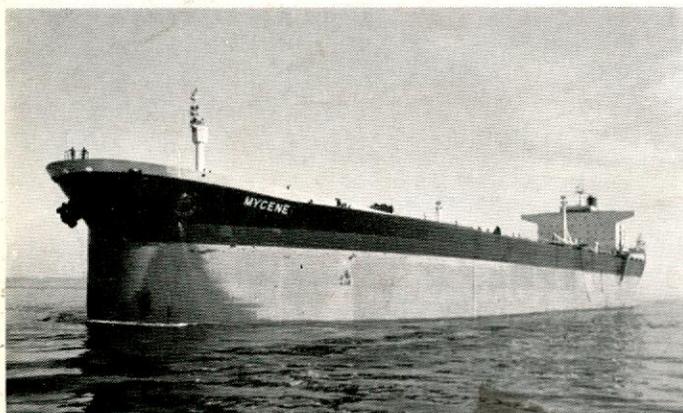


S.A. JULIANA CONSTRUCTORA GIJONESA - GIJON
Apartado 49 - Tel. 32 12 50 • Telex 87409 - JUNA-E
Telegramas: JULIANA



ASTILLEROS ESPAÑOLES, S.A.

BUQUES



CARGUEROS DE LINEA
POLIVALENTES
GRANELEROS
MINERALEROS
PETROLEROS DE CRUDO
PETROLEROS DE PRODUCTOS
OBOS
CEMENTEROS

CEMENTEROS/GRANELEROS
PORTACONTENEDORES
ROLL-ON/ROLL-OFF
ROLL-ON/ROLL-OFF Y
LIFT-ON/LIFT-OFF
FRIGORIFICOS
LPG
LNG

PESQUEROS
REMOLCADORES Y
EMBARCACIONES AUXILIARES
BUQUES DE PASAJE,
VELEROS Y YATES
DIQUES FLOTANTES
EQUIPOS DE DRAGADO
INSTALACIONES FLOTANTES

SOLICITE INFORMACION A: ASTILLEROS ESPAÑOLES, S.A.

OFICINAS CENTRALES: PADILLA, 17-MADRID-6-Apartado 815

Teléfono 225 21 00/01-Telex 27690 Astil E-27648 Astil E-Telegramas ASTILLEROS-MADRID