AÑO XLVI - NUM. 513
MARZO 1978

Ingeniería Naval

Pruebas de mar del petrolero «VALENCIA» de 176.056 T.P.M. construido para C.E.P.S.A. por la Factoría de El Ferrol del Caudillo, de la Empresa Nacional «Bazán» de C.N.M., S. A.

Use siempre recambios originales, construídos con las mismas máquinas y las mismas normas de fabricación y control, homologadas internacionalmente, con las que ha sido construído su motor. Injertando cuerpos extraños en su motor, reducirá la capacidad de trabajo y acelerará el envejecimiento. **Gutiérrez Ascunce Corporación S.A.**, distribuidor exclusivo para España de motores de fabricación nacional **Baudouin-Interdiesel** y **Pegaso-Interdiesel**, le ofrece su amplia red de servicios oficiales y talleres autorizados, que con independencia del lugar de compra del motor, pondrán a su disposición piezas originales garantizadas para mantener el rendimiento y la conservación del motor, **evitando costosos rechazos.**

departamento propio

INTERDIESEL

Licencia BAUDOUIN

GUASCOR, S.A.

Solicitud de: Información general ☐ Visita ☐
Nombre ..... Cargo .....
Empresa ..... Dirección .....

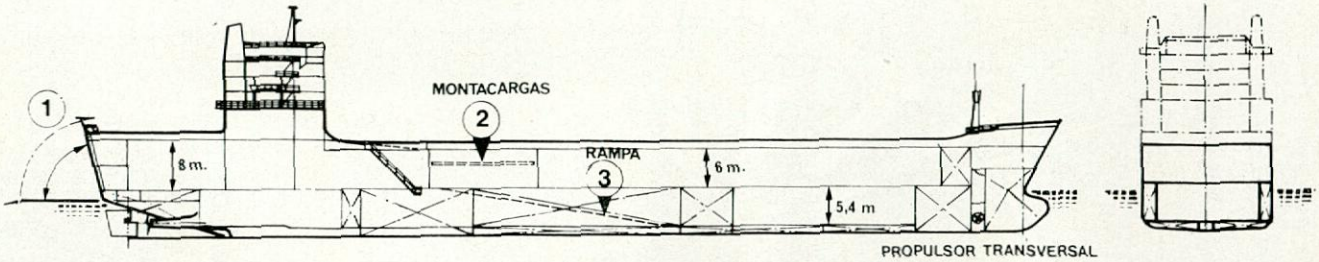
Pegaso-Interdiesel

Gutiérrez Ascunce Corporación, S.A./Edificio Guascor/Tel.(943)*861940/P.O.BOX-30/Zumaya/Spain

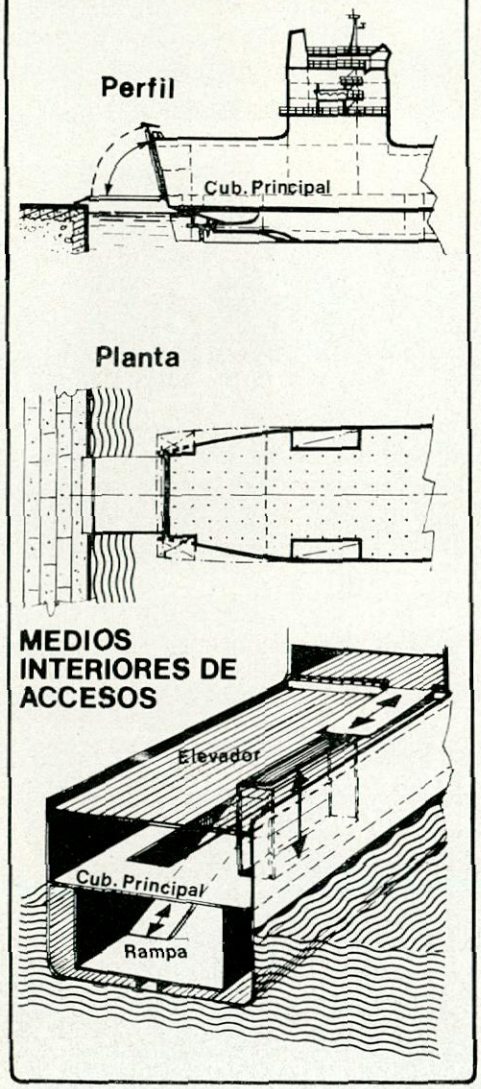
ASTILLEROS ESPAÑOLES, S.A.

nuevos buques Roll-on/Roll-off

De 12.000 T.P.M. a 7,40 m. de calado y 18,5 nudos de velocidad en Servicio.



RAMPA DE EMBARQUE AXIAL



CARACTERISTICAS

— Eslora total	179,00 m.	— Motores (AESA-PIELSTICK 12-PC-2V)	2 x 7.800 BHP
— Manga	24,20 m.	— Velocidad en servicio a plena carga ...	18,5 nudos
— Puntal	15,60 m.	— Arqueo	7.500 TRB
— Calado	7,40 m.		
— Peso muerto	12.000 Tm.		

RENDIMIENTO ECONOMICO EN SU EXPLOTACION POR:
VERSATILIDAD DE CARGA
FACILIDAD DE ACCESOS PARA LA OBTENCION DE UN TRAFICO FLUIDO.

TRAILERS, MAFIS, CONTENEDORES DE 20' Y 40', MAQUINARIA MOVIL DE OBRAS PUBLICAS, CARGAS PESADAS SOBRE PLATAFORMAS «NICOLAS O SIMILARES», COCHES, ETC.

188 TRAILERS de 40' de longitud en 2.300 m. de camino de rodadura de 3 m. de ancho.

Dispone de cubiertas móviles para transporte de automóviles con espacio inferior para dos filas de contenedores o cargas rodantes.

Cargas uniformes de 5 Tm./m² en el doble fondo, 3,5 Tm./m² en la cubierta garage y 2,3 Tm./m² en la cubierta superior.

ACCESOS

Se han cuidado especialmente los accesos dentro del buque con el fin de obtener un tráfico fluido, a la vez que sencillo y con soluciones económicas. Para ello el acceso al buque se hace por la cubierta principal o cubierta garage, mediante una rampa axial de 14 m. de anchura libre, dimensión que permite el tráfico en dos direcciones.

Desde la cubierta principal se llega a la cubierta superior, mediante un elevador de 50 toneladas de fuerza y capacidad para containers y trailers.

La comunicación entre doble fondo y cubierta principal se realiza mediante una rampa fija, que lleva incorporada una rampa móvil para distintas posiciones de la cubierta de coches.

Opcionalmente puede disponerse cuatro grandes escotillas en la cubierta superior, de tipo enrasado, para cargas verticales de grandes piezas, incorporando dos grúas montadas en los costados de cubierta con capacidad de elevación de 25 Tm. c/u.

PROPULSION

Dos motores propulsores de velocidad media, de 7.800 BHP cada uno (AESA-PIELSTICK 12 PC 2V).

Para facilitar la maniobra, los propulsores son de paso controlable, disponiéndose además en proa un propulsor transversal.

Automatización de servicios.

EL ROLL-ON/ROLL-OFF DE 12.000 T.P.M. ES UN BUQUE DE GRAN FUTURO COMERCIAL AL AUNAR A UNAS BRILLANTES CARACTERISTICAS UN PRECIO COMPETITIVO:

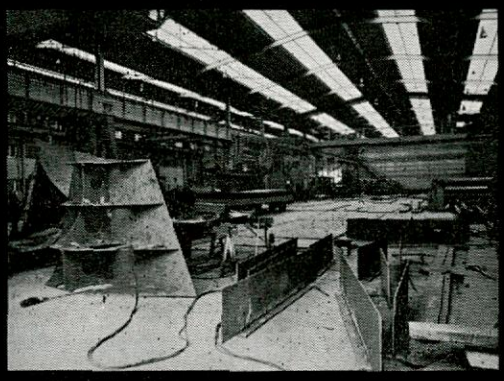
PARA INFORMACION DIRIGIRSE A:

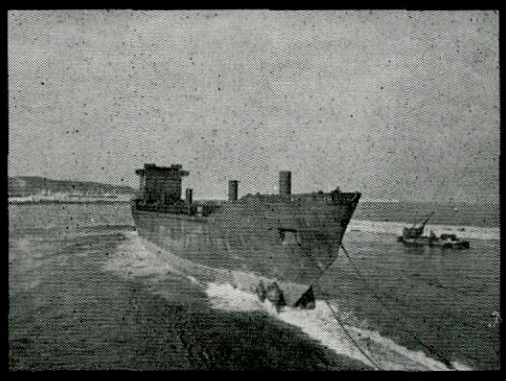
PADILLA, 17 - MADRID-6 - Apartado 815
Teléfono 225 21 00/01
Telex 27690 Astil E-27648 Astil E
Telegramas ASTILLEROS - MADRID

S. A. JULIANA

CONSTRUCTORA GIJONESA

(Filial de Astilleros Españoles, S.A.)





CONSTRUCCION de todo tipo de buques hasta 15.000 Tons. PM.

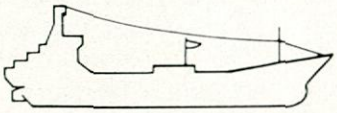
REPARACION de buques hasta 25.000 Tons. PM.

DIQUES SECOS de 125 y 170 m.
DOS GRADAS de 180 m.

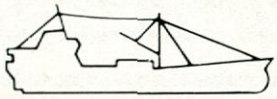
S.A. JULIANA CONSTRUCTORA GIJONESA - GIJON
Apartado 49 - Tel. 32 12 50 • Telex 87409 - JUNA-E
Telegramas: JULIANA

1.101

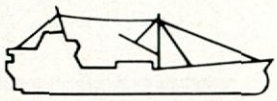
BUQUES CEMENTEROS



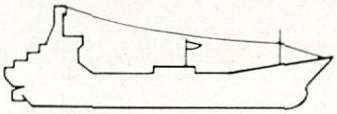
CEMENMAR UNO 2.100 T.



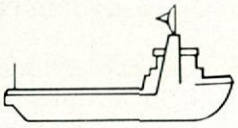
ARQUITECTO GAUDI 1.300 T.



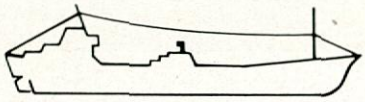
REZOLA GALICIA 1.300 T.



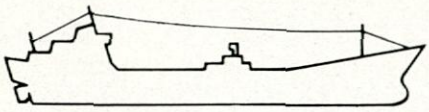
CEMENMAR DOS 2.600 T.



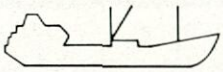
AMATISTA 135 T.



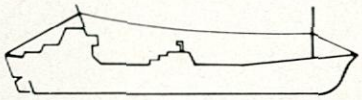
CEMENTADOR 2.700 T.



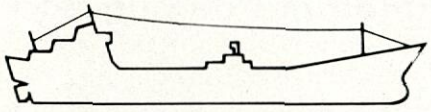
CEMENMAR TRES 5.450 T.



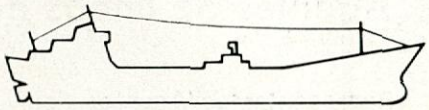
MARIEL 1.150 T.



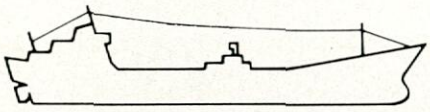
FRAGUADOR 2.700 T.



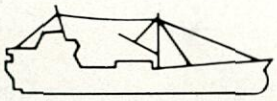
CEMENMAR CUATRO 5.450 T.



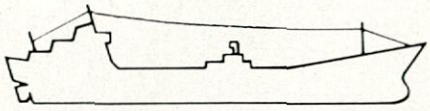
ISLAS UNO 5.450 T.



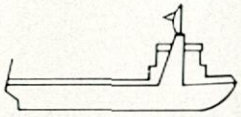
ISLAS DOS 5.450 T.



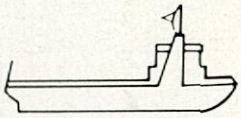
ARGUINEGUIN UNO 1.600 T.



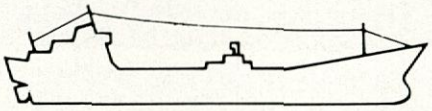
CANTABRICO UNO 5.450 T.



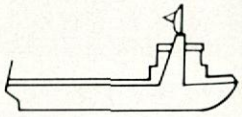
AMAPOLA 135 T.



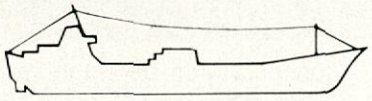
OFF. BARCELONA 270 T.



ARQUITECTO HERRERA 5.650 T.



OFF. BILBAO 270 T.



VILO ACUÑA 2.600 T.

equipados por :

GATX-FULLER

PASEO DE LOS OLMOS, 14 - BIDEBIETA
SAN SEBASTIAN
Tel. 39 68 40 (5 líneas) - Telex 36210

DELEGACIONES: BARCELONA - PALENCIA, 14-16. Tel. 340 05 95 - Barcelona-13
MADRID - GENERAL PERON, 26-25 Q. Tel. 455 03 37 - Madrid-20

MARITIMA INTERNACIONAL, S. A.
(GRUPO: PEREZ Y COMPAÑIA, S. A.)

Edificio MARINTER
Serrano, 143
MADRID-6

Teléfono 262 52 10 (15 líneas)

Telex 27655, 27787, 22477

Corredores para fletamentos y compra-venta de buques
Agentes de líneas de carga y pasaje-Consignatarios de buques

Representantes/Agentes de:

— Castañer y Ortiz, S. A.
— Compañía Trasatlántica Española, S. A.
— Companhia Nacional de Navegaçao
— Companhia Portuguesa de Transportes Marítimos
— Compañía Sud-Americana de Vapores
— Empresa Cubana de Fletes - Empresa de Navegación Mambisa
— Keller Line
— Línea Transmare, S. p. A.
— Nautilus Line
— Prodromos Line
— S. E. A. S. - Services Europe Atlantique Sud
— Scindia Steamship Navigation Company
— Zim Israel Navigation Co.

con servicios de línea regular entre puertos españoles y:

— Norte de Europa y Reino Unido
— Portugal
— Canarias
— Mediterráneo
— América del Sur
— América Central
— América del Norte
— Africa del Norte
— Africa Occidental y Oriental
— Golfo Pérsico - India - Japón

AGENCIAS PROPIAS EN TODOS LOS PUERTOS ESPAÑOLES

PEREZ Y COMPAÑIA, S. A.

Dirección telegráfica en Madrid y en todos los puertos: «MARINTER» y «GELPEREZ»

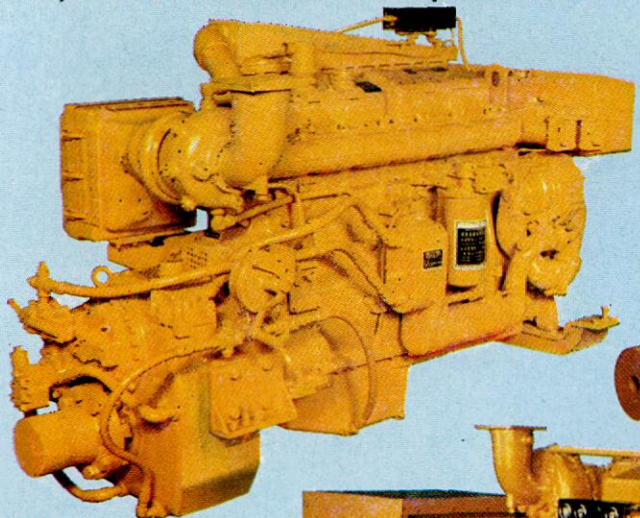
Vea las posibilidades que le ofrecen los motores de la serie 3400

Los motores de 6 cilindros en línea y de 8 y 12 cilindros en V forman una gama de seis potencias como propulsores y otras seis como motores auxiliares. Todos ellos se sirven con la reductora o el generador de una misma procedencia: Caterpillar.

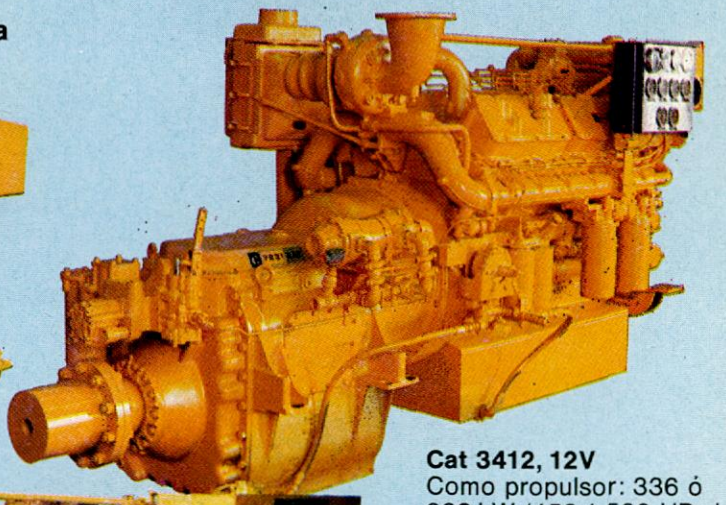
Los motores 3400 están diseñados de forma que puedan instalarse en cámaras de máquinas reducidas. Incluso los modelos 3408 y 3412 en V de 65° son tan estrechos que pueden instalarse en espacios donde antes sólo podían instalarse motores de cilindros en línea. Esta configuración permite disponer de más espacio para la carga o el combustible de reserva.

La simplicidad de su diseño hace que se invierta menos tiempo en su mantenimiento y reparación. Los motores 3400 tienen sistemas de combustible que no precisan de ajustes y filtros de combustible, aceite y aire, que se sustituyen con suma facilidad y rapidez. Además, ofrecen distintas posibilidades para la instalación del arranque y de la varilla medidora de nivel a fin de facilitar su acceso.

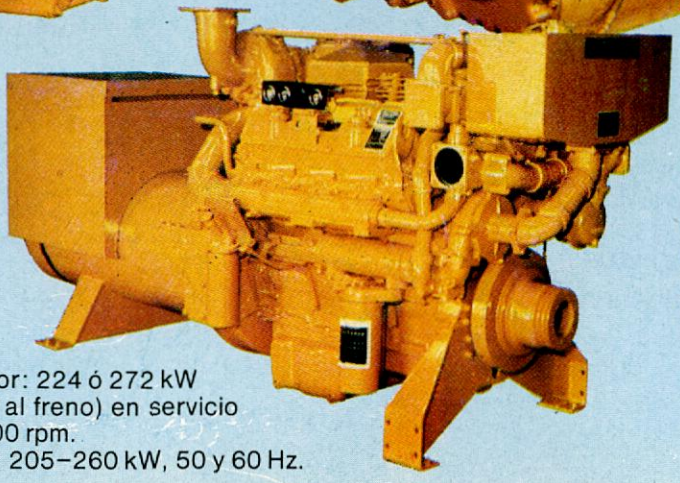
Pero aun hay más... los motores de la serie 3400 están respaldados por los servicios de asistencia técnica de la red de distribuidores Caterpillar. Pida a su distribuidor Caterpillar nuestra Guía Mundial de Servicio de Motores Marinos.



Cat 3406, 6L
Como propulsor: 187 ó 205 kW (250 ó 275 HP al freno) en servicio continuo a 1800 rpm. Como auxiliar: 155–210 kW, 50 y 60 Hz.



Cat 3412, 12V
Como propulsor: 336 ó 388 kW (450 ó 520 HP al freno) en servicio continuo a 1800 rpm. Como auxiliar: 290–395 kW, 50 y 60 Hz



Cat 3408, 8V
Como propulsor: 224 ó 272 kW (300 ó 365 HP al freno) en servicio continuo a 1800 rpm.
Como auxiliar: 205–260 kW, 50 y 60 Hz.

Su distribuidor Caterpillar
FINANZAUTO S.A.
Plaza de las Cortes, 6
Madrid-14
✆ 448 27 00 y 445 71 50

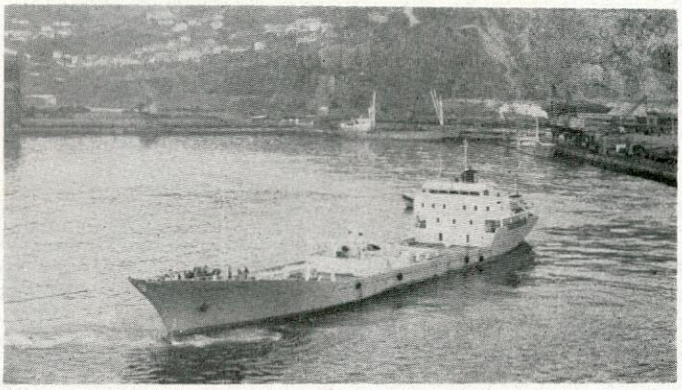
EME 7067

Caterpillar, Cat y ⊞ son marcas de Caterpillar Tractor Co.

ASFALTERO DE 9.000 TPM Para: C. E. P. S. A.

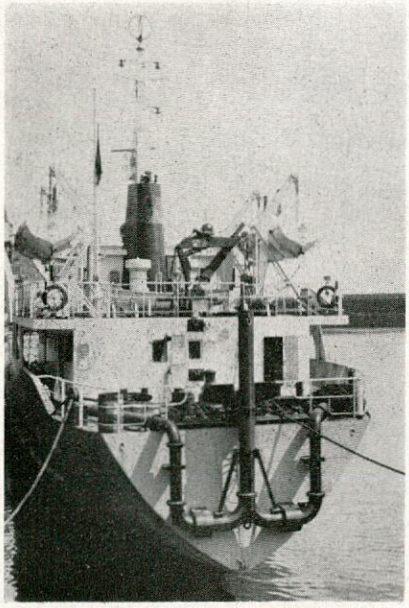
BULK-CARRIER DE 3.900 TPM
Para: NAVIERA PENINSULAR

CEMENTERO DE 5.600 TPM
Para: CEMENTOS DEL MAR

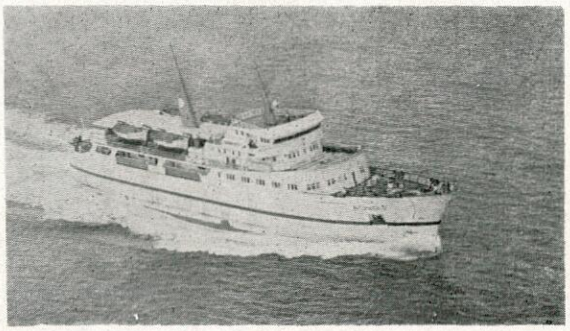


TANQUE QUIMICO
DE 3.300 TPM
Para: MOBIL

MADERERO
PORTA CONTENEDORES
DE 9.000 TPM
Para: A. MENCHACA Y CIA.



BUQUE DE 900 TPM DE VERTIDO DE
RESIDUOS LIQUIDOS
Para: AUXTRAMARSA



FERRY ROLL-ON ROLL-OFF
(Coches y Pasajeros)
Para: INTUMACA (Venezuela)

ASTILLEROS DEL CANTABRICO Y DE RIERA, S. A.

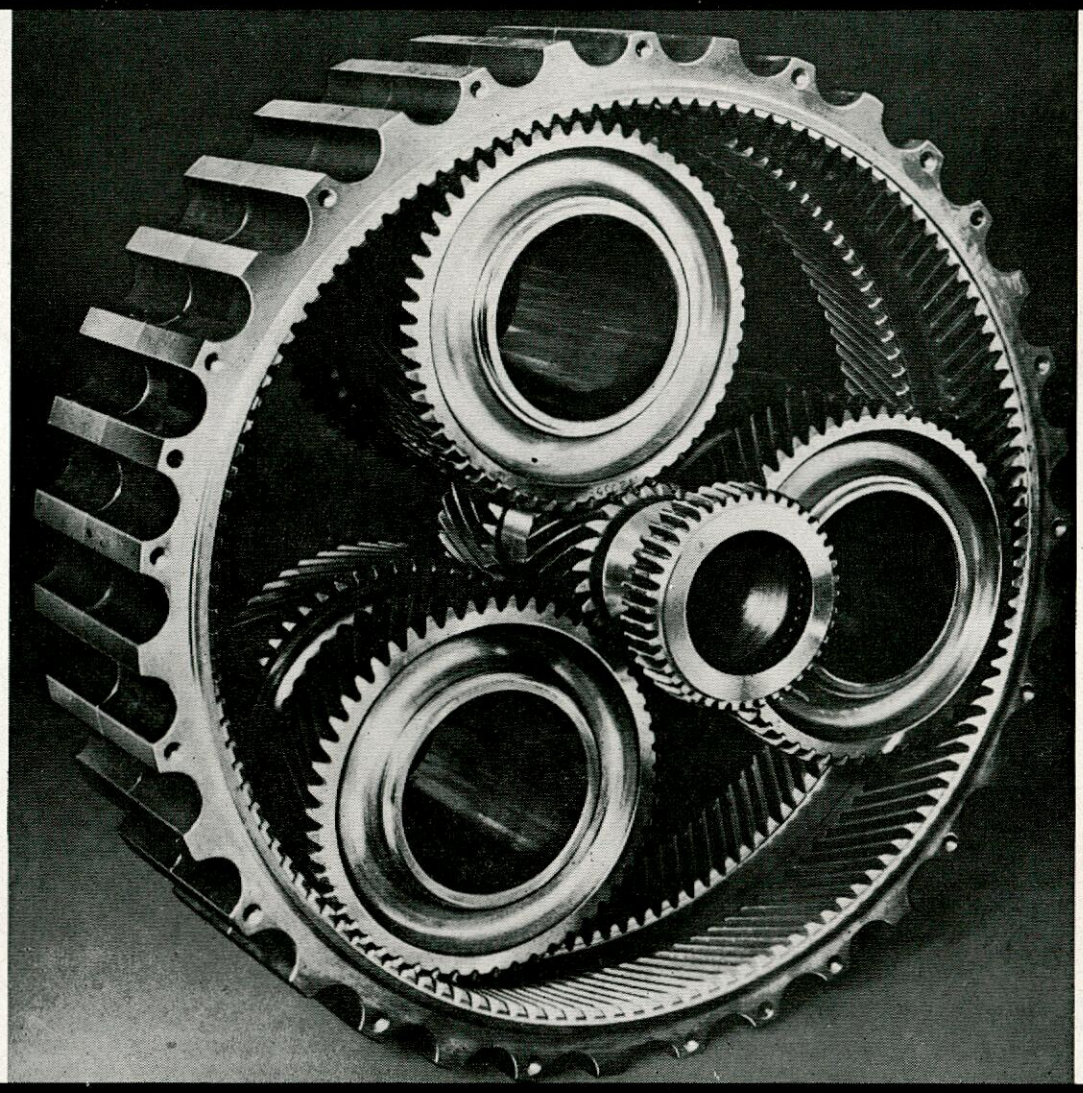
GIJON

APARTADO 319

TELEFONO 32 01 50 TELEX 87353

RENK

encontró la solución...



Ventajas del reductor planetario:

- **Poco empacho, debido a que el esfuerzo está distribuido en engranajes coaxiales.**
- **Total compensación de cargas entre todos los elementos fijos y móviles que componen el reductor.**
- **Gran elasticidad a la torsión y flexión, debido a que la corona es soportada sobre anillos elásticos.**
- **Alta eficiencia, baja refrigeración de aceite, debido al piñón principal flotante entre los tres planetarios.**
- **Bajo nivel de ruido debido a la precisión del mecanizado y los muelles anulares montados sobre manguitos laminados de la suspensión elástica.**

Fabricación en España bajo licencia

PASCH Y CIA S.A.

BILBAO
Alameda de Recalde, 30
MADRID
Capitán Haya, 9
BARCELONA
Tusset, 8-10
GIJON
General Mola, 52

RENK

Productos en los que puede Ud. confiar para mantener limpio su motor diesel

EL ACEITE TEXACO TARO ESPECIAL PARA CILINDROS PROPORCIONA LAS SIGUIENTES VENTAJAS DE IMPORTANCIA:

- estabilidad en el almacenamiento
- desgastes reducidos en aros y camisas
- mínima cantidad de depósitos—máquina limpia
- protección del cigüeñal contra la corrosión

EL ACEITE DE CARTER TEXACO DORO-AR ES:

- resistente a la oxidación y al ataque por ácidos
- resistente a la formación de espuma
- excelente desde el punto de vista de separación del agua
- una protección contra la corrosión

TEXACO LIMITED
199, Knightsbridge. LONDON SW7 1DE
Teléfono: 01-584 5000
Telex: 919430/916605/916921
Telegramas: Texmaroil London

TEXACO CANARIAS, S. A.
Avda. del Generalísimo, 59-trip. MADRID-16
Teléfono: 279 15 15. Telex: 23677

TEXACO CANARIAS, S. A.
Apartado 2121. Explanada Tomás Quevedo
LAS PALMAS DE GRAN CANARIA
Teléfono: 26 06 50. Telex: 95176

COMPAÑIA GENERAL DE CARBONES, S. A.
Alfonso XII, 18, 2.° Apartado 905. MADRID-14
Teléfono 221 83 75. Telex: 27715

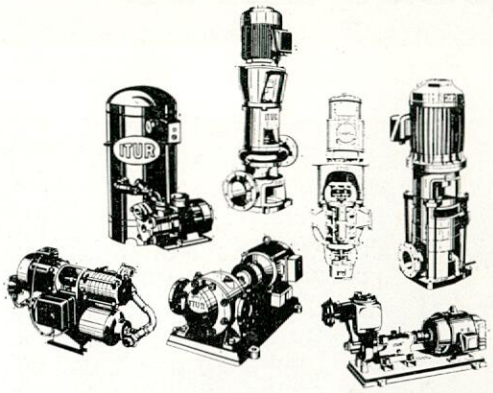
TEXACO
WORLD WIDE

COMBUSTIBLES Y LUBRICANTES MARINOS

Ya hay más de 40.000 bombas ITUR instaladas en buques

Esta es la prueba más evidente de que constructores navales y armadores de todo el mundo confían en la calidad ITUR, única marca de bombas que ha conseguido el Trofeo Internacional a la Calidad y, además, por tres veces.

Por su amplio programa de fabricación, ITUR es capaz de solucionar a la perfección todos los problemas de bombeo que pueden presentarse en un barco.



Lubricación y refrigeración, por agua salada o dulce, de los motores navales. Trasiego de combustibles. Achique de sentinas, lastre, baldeo y contraincendios. Limpieza del parque de pesca, circulación de viveros y salmuera, bombeo de vísceras y residuos de pescado.

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

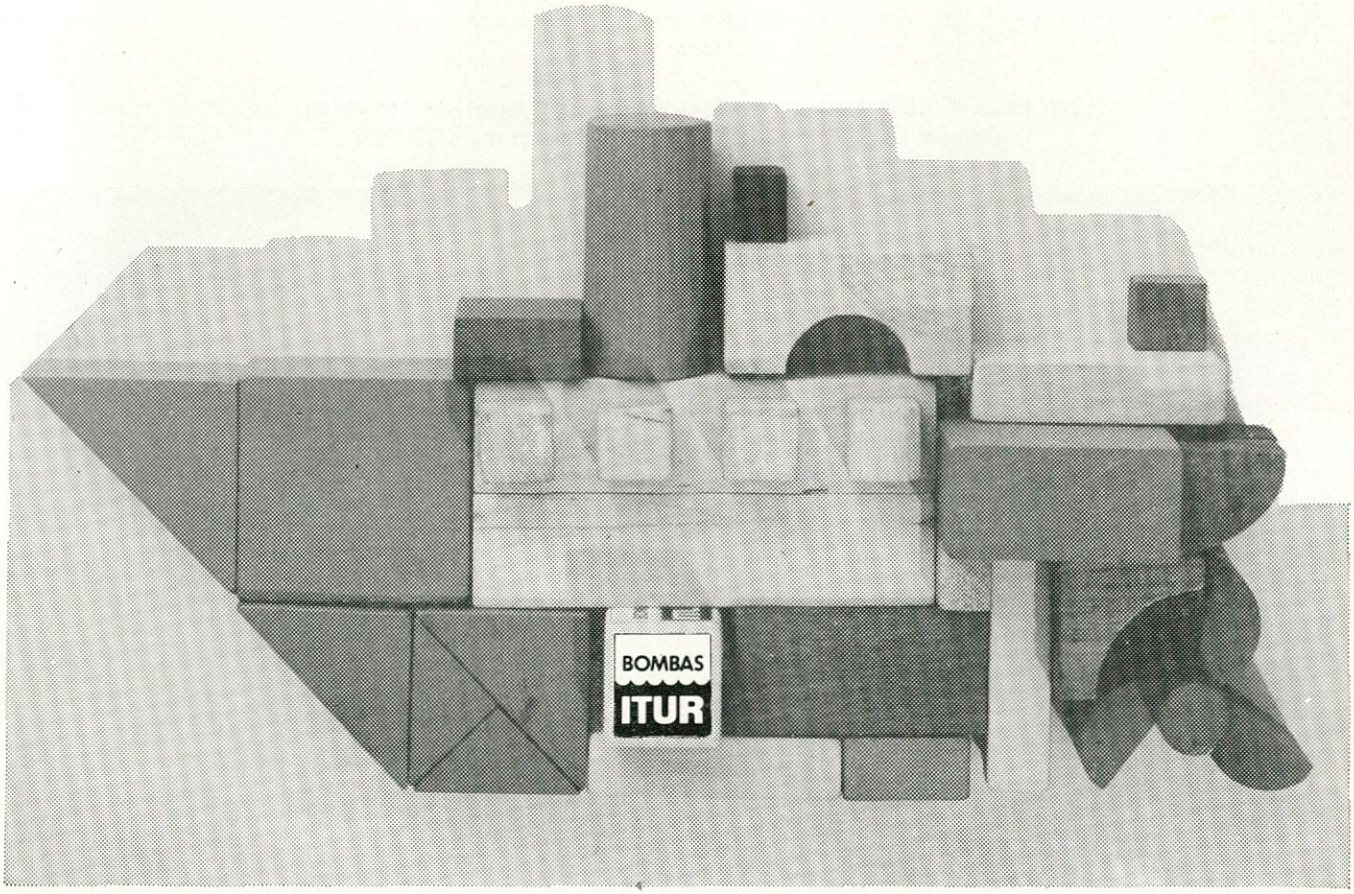
Confianza, calidad y capacidad de servicio. Tres buenas razones para que también Vd. se interese por ITUR.

Solicite más amplia información a su proveedor habitual o al fabricante.

BOMBAS ITUR

MANUFACTURAS ARANZABAL, S. A.
Apartado, 41 - Telegramas: ITUR
Teléfonos (943) 85 13 45* - 85 12 45* (10 líneas)
Telex: 36.335 - ARANZ - E
ZARAUZ (Guipúzcoa) España

Representantes y servicio post-venta en todo el país.



construcciones navales santodomingo

expertos en buques pesqueros

CARACTERISTICAS DEL ASTILLERO

Taller de Herreros de Ribera
Superficie: 800 m² cubiertos.
Capacidad media:
450 T/mes

Superficie de prefabricación
Cubiertos: 1.700 m²
Intemperie: 700 m²

Grada n.º 1
Intemperie:
Eslora ..... 35 m.
Manga ..... 9 m.
Peso muerto aprox..... 350 T.

Grada n.º 2
Cubierta:
Eslora ..... 90 m.
Manga neta ..... 19,70 m.
Peso muerto aprox..... 7.000 T.

Varadero
Eslora ..... 70 m.
Manga ..... 13 m.
Capacidad de elevación. 1.000 T.

Grúas en Muelle:
2 grúas con cap. máx. de 12,5 T.

Grúas en Grada n.º 2
2 grúas puente de ..... 20 T.
con gancho auxiliar de . 5 T.

Grúas puente en Prefabricación
2 grúas de ..... 10 T.

Grúas puente en Grada n.º 1
2 grúas de ..... 10 T.

Grúas puente en Taller de Herreros
2 grúas de ..... 3 T.

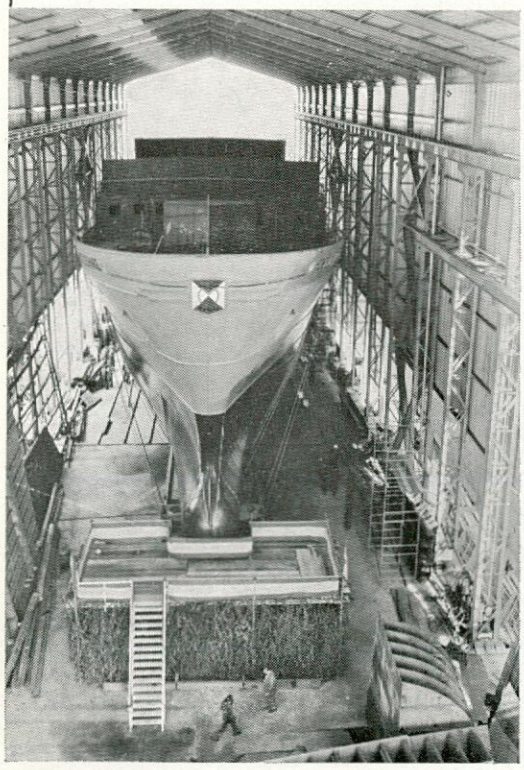
BUQUES TERMINADOS DURANTE 1977 (TRB)

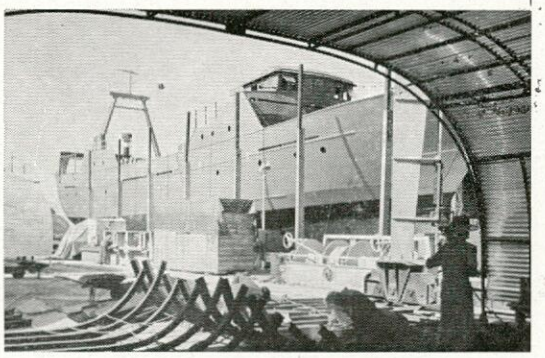
417 - MANUEL NORES .	331
430 - PUENTE LOURIDO	350
433 - CAP JUBY UNO. .	280 *
439 - GAROYA	856
440 - CIEISA SIETE ...	280
441 - CIEISA NUEVE ..	280
444 - PESCAVIGO UNO	1.570
448 - CIEISA OCHO ...	280
517 - VIRXEN D'ARCOS	213
522 - IRQA	182 *
523 - BALHAF	182 *
525 - MARRAKECH II ..	257 *

* BUQUES EXPORTADOS.

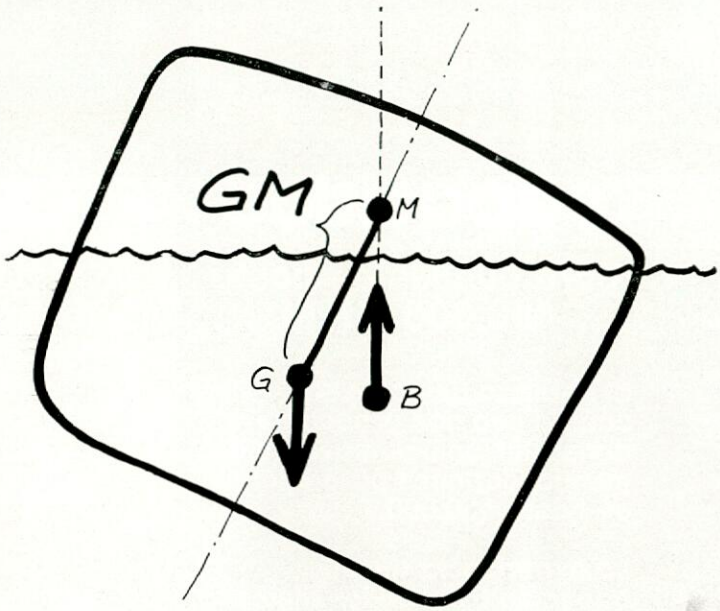
OFICINAS Y ASTILLEROS: Avda. Orillamar, 191 Apartado 614 - VIGO
Teléfonos: 23 56 01 / 02 / 03 • 23 29 68 Telegramas TRIPLE

2001





La estabilidad es vital
Como el nuevo LMC G70.



En el mar, para actuar con eficacia y seguridad, se necesitan decisiones rápidas, exactas, previsoras ...Y la seguridad depende a menudo de la estabilidad del buque o en otras palabras: de una distribución óptima de la carga.

La cuestión es: ¿Pueden mejorarse las decisiones acerca de la distribución de la carga?

Sí, con seguridad, pueden. Gracias a la ayuda de nuestro nuevo Computador Loadmaster G70, un analizador de estabilidad pequeño, para buques de todos los tamaños y toda la gama de desplazamientos.

Kockums LMC G70 es una pequeña inversión. ¡Que hace un gran trabajo!

KOCKUMS
Marine Division

El LMC G70 sustituye los métodos tradicionales, laboriosos e inciertos de calcular la distribución de la carga. El LMC G70 proporciona, de forma rápida y sencilla, información acerca de cuál de las posibilidades de distribución de la carga nos proporciona una estabilidad óptima. Y suministra también el G70 información acerca del peso muerto, calado medio y asiento. Dicha información puede recogerse en una pantalla o en una tira de papel impreso, de forma que los resultados pueden archivarse.

El LMC G70 es una pequeña inversión. ¡Que hace un gran trabajo!

Rellene el cupón adjunto y envíenoslo. Son razones de seguridad.

Envíenme, por favor, información detallada, acerca del nuevo Computador Loadmaster G70

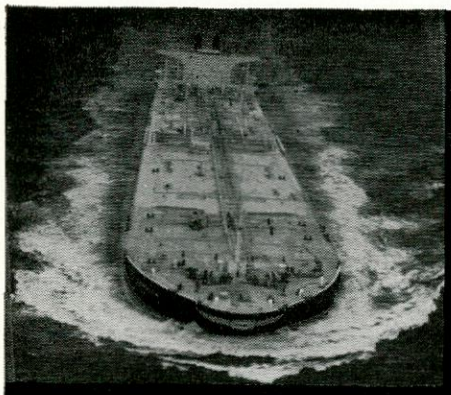
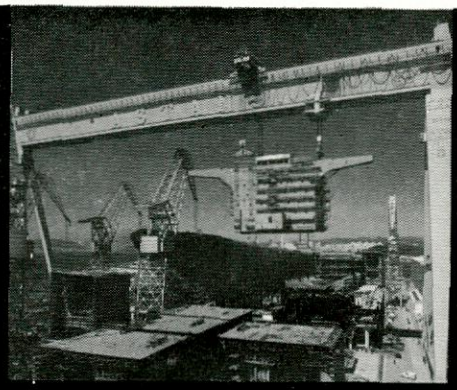
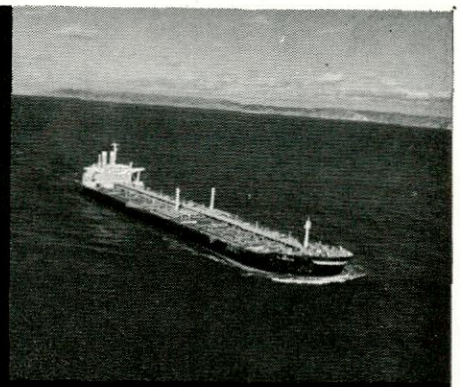
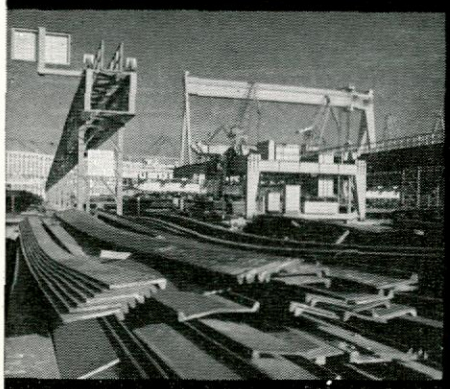
Nombre. . . . . .
Compañía . . . . . .
Dirección. . . . . .
País. . . . . .

Kockums Automation AB, Marine Division, Fack, S-201 10 Malmö, Sweden.

Representante en España:

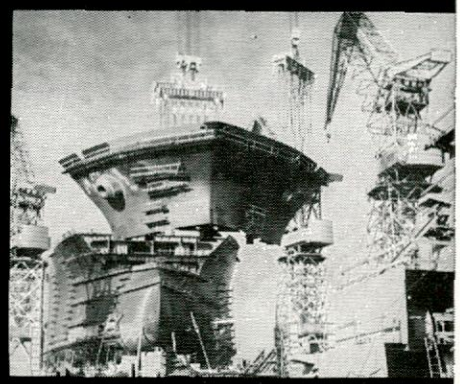
NIFE España S.A.

HERMOSILLA, 117 TELS. 91/401 47 47-401 37 23-401 73 58
MADRID-9 TELEX: ANIFE E 23018

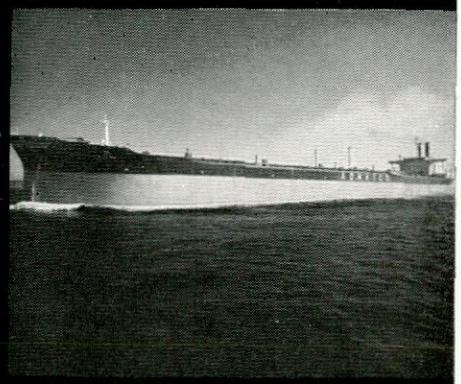





capacidad

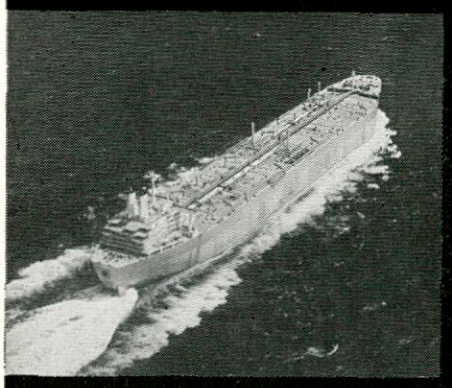
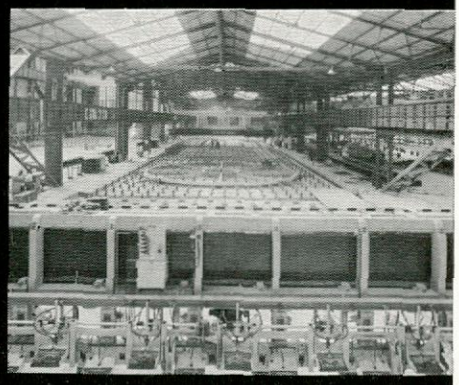
para buques de hasta 450.000 T.P.M.



El Astillero de ASTANO cuenta con dos gradas de construcción (las mayores del mundo) capaces para buques de hasta 450.000 T.P.M.



La experiencia técnica, capacidad y grandes medios de producción con que cuenta ASTANO, le permiten construir cualquier tipo de buques tales como VLCC, Bulckarriers, Cargueros, LNG, LPG, Transporte de Productos Químicos, Multipurposes, Portacontenedores, Plataformas petrolíferas, etc.

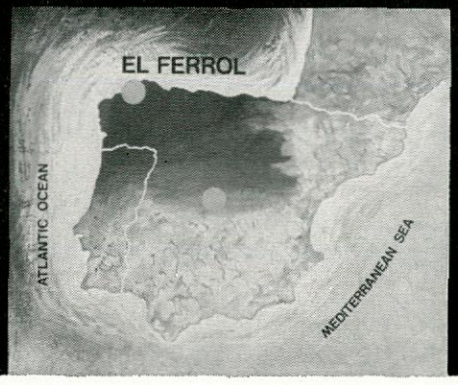



ASTANO

OFICINA CENTRAL:
GENERAL PERON, 29
MADRID-20
TELEFONO 455 49 00
TELEGRAMAS:
ASTANO-MADRID
TELEX 27608-E

ASTILLERO:
EL FERROL DEL CAUDILLO
TELEFONO 34 07 00
TELEGRAMAS:
ASTANO-FERROL

103



Ingeniería Naval

AÑO XLVI - NUM. 513
MARZO 1978

ORGANO OFICIAL DE LA ASOCIACION DE INGENIEROS NAVALES DE ESPAÑA

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 Ingenieros Navales). Ciudad Universitaria. Madrid-3.

Dirección postal: Apartado 457.

Teléfs. 244 06 70 / 244 08 07 (*)

SUSCRIPCION ANUAL

España y Portugal	**1.000**	**pesetas**
Países hispanoamericanos	**1.100**	»
Demás países	**1.400**	»
Precio del ejemplar	**100**	»

NOTAS

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

PUBLICACION MENSUAL

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

INDICE DE MATERIAS

Págs.

Artículos Técnicos

Ventajas que se derivan de la instalación de motores de velocidad media en la planta propulsora de grandes portacontedores, por **José Luis Martínez Rubio** ... 112

Cálculo de los movimientos del buque en olas regulares longitudinales, por **Angel Rodríguez-Rubio** ... 122

Noticias

BARCOS

Los precios de los buques ... 142

ASTILLEROS

La construcción naval mundial en 1977 ... 143

Actividad de los astilleros nacionales durante el mes de enero de 1978 ... 143

Las reparaciones de buques en 1977 ... 144

Malas perspectivas para Japón en 1979 ... 144

TRAFICO MARITIMO

Nuevos acuerdos de la I. M. C. O. ... 144

El mercado de fletes ... 145

REUNIONES Y CONFERENCIAS

Agenda ... 146

Bibliografía.—Marzo 1978.—13. Mecánica, incluyendo la mecánica de fluidos, la resistencia de materiales y ondas materiales en general ... 148

Actualización del Anuario del Colegio Oficial de Ingenieros Navales ... 149

Portada

Pruebas de mar del petrolero «Valencia», de 176.056 TPM, construido para C. E. P. S. A. por la factoría de El Ferrol del Caudillo de la Empresa Nacional Bazán de C. N. M., S. A.

VENTAJAS QUE SE DERIVAN DE LA INSTALACION DE MOTORES DE VELOCIDAD MEDIA EN LA PLANTA PROPULSORA DE GRANDES PORTACONTENEDORES

Por José Luis Martínez Rubio
Ing. Naval

INDICE

0. INTRODUCCIÓN.

1. PROYECTO DEL BUQUE.

1.1. *Dimensiones principales.*

1.2. *Formas.*

1.3. *Disposición estructura.*

1.4. *Disposición cámara de máquinas.*

1.5. *Disposición general.*

2. ESTUDIO ECONÓMICO.

2.1. *Diferencia de coste de la inversión inicial.*

2.2. *Diferencia de consumos.*

2.3. *Diferencia de mantenimiento.*

3. CONCLUSIÓN.

0. INTRODUCCIÓN

Con el fin de proyectar un buque portacontenedores de 1.100 unidades de 40', tuvimos que estudiar en el Departamento de Prototipos de la Dirección Técnica de Construcción Naval de A. E. S. A., por su incidencia económica, la selección de maquinaria propulsora óptima para este tipo de buques, que por necesitar para su normal operación de una gran velocidad requieren una potencia anormalmente alta.

Generalmente los buques portacontenedores de este porte llevan una instalación de turbinas de vapor, aunque se han construido algunos con instalación de turbinas de gas.

En el momento actual, de crisis de energía, los requerimientos de los armadores, en cuanto a velocidad se refiere, han ido reduciéndose gradualmente. A pesar de ello, un buque portacontenedores de este tamaño necesita todavía para ser rentable una velocidad de servicio de 24 a 25 nudos, velocidad que requiere una potencia propulsora de unos 45.000 HP, potencia que, indudablemente, está en la gama de utilización de las turbinas de vapor.

Sin embargo, como todo el mundo conoce, el consumo de las turbinas de vapor suele ser alto con relación al consumo de un motor lento, y todavía mayor si lo comparamos con el de un motor de velocidad media. Por ello, en este trabajo se realiza un estudio comparativo de la instalación propulsora, constituida bien por maquinaria de vapor o por motores de velocidad media engranados, tanto desde el punto de vista económico propio de la instalación en sí como de la incidencia de la misma sobre el proyecto del buque.

1. PROYECTO DEL BUQUE

1.1. *Dimensiones principales*

Una vez fijado el número de contenedores a transportar, el tamaño del buque encajaba en el tipo de manga máxima para el paso por el Canal de Panamá. Por tanto, al ser el calado un dato, las únicas variables a considerar eran la eslora y el bloque.

La decisión del armador de disponer en bodegas solamente guías para contenedores de 40' está en línea con la actual tendencia de la eliminación gradual de los contenedores de 20'. Esta tendencia viene motivada por el mejor aprovechamiento volumétrico que se alcanza con las cargas actuales en los contenedores de 40', así como por el beneficio que supone la reducción de las operaciones de carga-descarga. Sin embargo, desde el punto de vista del proyectista de buques, este requerimiento influye negativamente en el aprovechamiento del espacio de bodegas, especialmente en las zonas de proa, donde tradicionalmente se realizan quiebros en los mamparos

longitudinales del doble casco para acomodar los contenedores, siendo en este caso necesario mantener superficies paralelas al diametral en longitudes superiores.

Con relación a la utilización de un buque portacontenedores con guías de 40', y considerando el período de transición actual, en el que se usan tanto contenedores de 40' como de 20', este buque puede adaptarse perfectamente al transporte de contenedores de 20' mediante el uso de piezas de unión que transformen dos unidades de 20' en una unidad de 40' y manejándolos con "spreader" ya comunes en el mercado, que pueden elevar dos contenedores de 20' simultáneamente (conectados o no).

La eslora preliminar del buque se determinó suponiendo una longitud standard para cámara de máquinas y piques y después de realizar una disposición de bloques de contenedores de 40'. Al mencionar una eslora standard de cámara de máquinas nos referimos a la requerida para la instalación de una planta propulsora de motores de velocidad media de una potencia aproximada de 45.000 HP, ya que, en caso de disponerse una planta propulsora de vapor o un motor lento, esta eslora sería bastante mayor.

Dado que el estudio que se pretendía hacer era fundamentalmente de comparación entre dos plantas propulsoras, fue necesario realizar un encaje preliminar de cámara de máquinas, suponiendo en principio una misma potencia, tanto para la solución de turbinas como para la solución de motores de velocidad media. De este encaje se dedujo que la eslora del buque debía ser diez metros mayor en el caso de instalar una planta de vapor. Por tanto, parecía lógico iniciar el proyecto considerando una planta propulsora con motores de velocidad media.

Una vez estimado el peso en rosca para esta eslora preliminar, y fijado el calado en 32', se realizó un cálculo de velocidad para determinar la potencia necesaria y poder fijar la longitud final de cámara de máquinas y, consecuentemente, la eslora del buque.

En este caso, y por tener fijados el calado, la manga y, aproximadamente, el coeficiente de bloque, la eslora óptima venía determinada como la mínima necesaria para poder disponer los contenedores requeridos. Un aumento adicional de eslora y, consecuentemente, una disminución de coeficiente de bloque, podría suponer, evidentemente, una mejora de potencia. Sin embargo, ésta no sería aprovechable en el caso de disponer motores, debido a que su potencia se escalona en grandes saltos, según su número de cilindros, y, por el contrario, supondría un encarecimiento por aumento innecesario de las dimensiones del buque.

El puntal se definió para acomodar siete contenedores en altura, considerando un doble fondo no excesivamente alto, ya que los polines que pensábamos disponer en su unión con el doble casco rigidizaban suficientemente la estructura. Para fijar el puntal también se tuvo en cuenta la altura de la brazola de escotillas, de forma que, una vez cargados los contenedores de cubierta, y por llegar éstos hasta el costado, quedase un paso con una altura libre de 1,90 metros.

1.2. *Formas*

Una vez decidida la iniciación del proyecto con una planta propulsora de dos motores de velocidad media, y con el fin de obtener un rendimiento adicional de esta instalación, se dispusieron dos líneas de ejes acopladas cada una mediante un reductor planetario a su respectivo motor propulsor.

Con esta idea, y con independencia de la variación de los coeficientes de casco y rotativo-relativo al pasar de la solución de una hélice a la solución de dos hélices, se puede conseguir, al reducir a la mitad la potencia por propulsor, un mayor rendimiento propio de los mismos (en aguas libres). Para ello es necesario disminuir las revoluciones, hasta conseguir que el diámetro óptimo para la nueva potencia (mitad) coincida con el diámetro máximo permisible por el calado, que es similar, evidentemente, al correspondiente al caso de un propulsor único.

Sin embargo, en los buques tradicionales los coeficientes de succión y estela variaban sustancialmente si se disponía una o dos hélices, hasta el punto de que el rendimiento de casco era considerablemente menor en el caso de dos hélices. Esto se debía fundamentalmente a que en este último caso las hélices quedaban colocadas prácticamente fuera del campo de la estela del casco, mientras que la succión de las mismas seguía siendo importante e incluso mayor que en el caso de una hélice única.

En este proyecto, y con objeto de mantener un rendimiento de casco lo más próximo posible al que le correspondería a un buque de una hélice, hemos con-

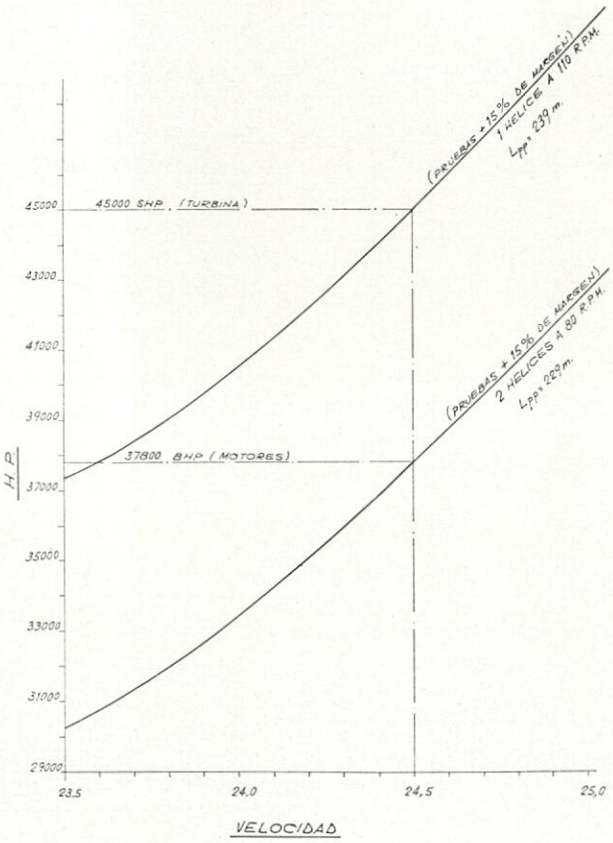


Figura 1.

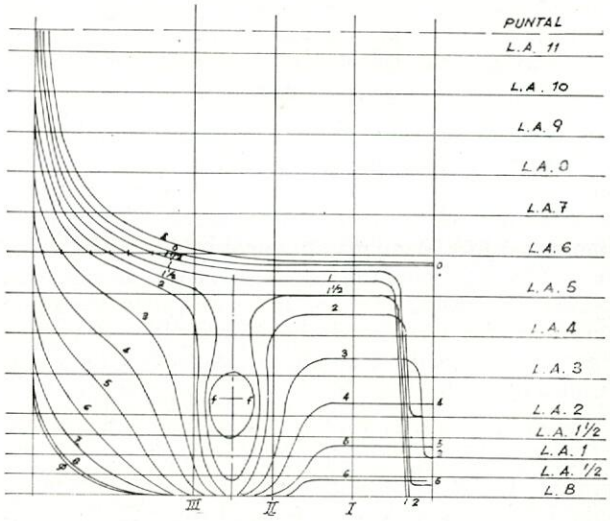
siderado necesario, de acuerdo con las investigaciones realizadas por el Departamento Central de Hidrodinámica de A. E. S. A., modelar dos popas en la zona baja, para aumentar la estela del flujo que llega a los propulsores, a pesar de que ello supone un ligero aumento de la resistencia de remolque. También se ha dispuesto un quillote central para evitar interferencias entre propulsores.

El resultado previsible con esta disposición, según ensayos realizados en un Canal de Experiencias, supone una mejora del orden de un 26 por 100 en el rendimiento propio de los propulsores (aguas libres), que se traduce finalmente en una reducción del 18 por 100 en la potencia entregada a los mismos, según se muestra en la figura 1, en comparación con el buque propulsado por turbinas de vapor con un propulsor único y con diez metros más de eslora.

De esta figura se deduce que puede conseguirse la velocidad de 24,5 nudos, suponiendo un 15 por 100 de margen por ensuciamiento y mala mar, con una potencia al freno de los motores de 37.800 BHP y girando los propulsores a 80 revoluciones por minuto, mientras que en la solución turbinas, con un propulsor único a 120 revoluciones por minuto, era necesaria una potencia en el eje de 45.000 SHP.

Hay que tener en cuenta que si se hubiera dispuesto una sola línea de ejes en esta solución de motores engranados, habría sido necesario instalar un embrague entre cada motor y el reductor, embragues que para esta gama de potencias deberían ser de tipo hidráulico, con una pérdida adicional de potencia del orden del 3 por 100 como mínimo.

Debemos mencionar que esta mejora, obtenida disponiendo dos líneas de ejes, es sólo posible con la



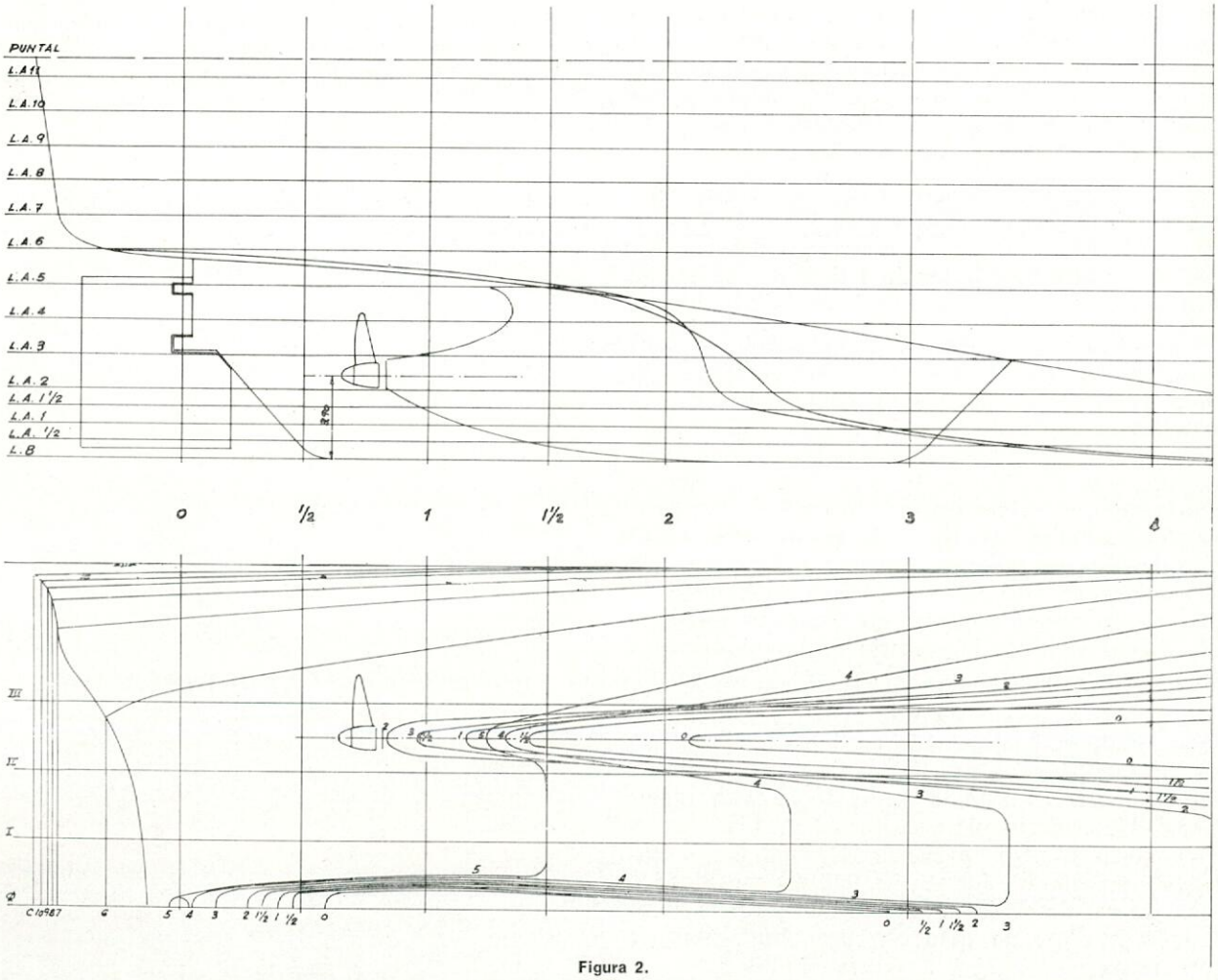


Figura 2.

instalación de dos motores de velocidad media, ya que con una instalación de vapor o se duplican las turbinas, con el consiguiente encarecimiento, o se dispone una línea de ejes conectada a la turbina de alta y otra a la turbina de baja, instalación muy complicada y cuyos resultados no son hasta el momento satisfactorios.

En la zona de proa se ha procurado dar, por encima de la flotación, una buena salida al agua para disminuir la resistencia por formación de olas, y además para evitar los desperfectos que se producen como consecuencia de las altas presiones que se originan en esta zona por el cabeceo.

Las formas de popa mencionadas se muestran en la figura 2.

1.3. *Estructura*

Con una manga limitada para el paso por el Canal de Panamá, la distribución idónea en manga de contenedores dentro de bodegas es de dos bloques laterales de tres y un bloque central de cuatro. Estos bloques están separados por vigas longitudinales que sirven únicamente para conseguir el cierre estanco de las tapas de escotillas. Las tapas de escotilla que así se consiguen, considerando una eslora correspondiente a un contenedor de 40', no sobrepasan el límite de 25 toneladas de peso normalmente aceptado para ser manejadas por las grúas de puerto.

Hay que hacer notar que las vigas longitudinales antes mencionadas no son continuas, para evitar los problemas que en ellas se presentan debido a los altos esfuerzos a que están sometidas, por estar tan alejadas del eje neutro. Estas vigas se unen al mamparo a través de una pieza intermedia mediante pernos y orificios rasgados. Con esta filosofía, y al no apoyar las tapas de escotilla en estas vigas, éstas pueden disminuirse hasta el mínimo necesario para poder conseguir la estanqueidad, aprovechando el espacio transversal que así se gana en aumentar el doble casco. De esta forma se consigue una buena configuración desde el punto de vista de resistencia torsional, a la vez que se mejora la constructibilidad del doble casco.

Aunque si bien es cierto que con esta disposición las tapas de escotilla se hacen más pesadas, al tener que hacerlas resistentes en sentido longitudinal y, por tanto, aumentar el vano de los elementos resistentes de las mismas, hemos considerado esta solución más adecuada, por las ventajas que se derivan de una mejor construcción, mejor aspecto de la sección transversal y eliminación de los problemas ocasionados por las vigas longitudinales resistentes. Por otro lado, la "pérdida" de material que se produce al no considerarse en el módulo el material de estas vigas, por no ser continuas, es ficticia o mucho menor de lo que parece, ya que las Sociedades de Clasificación hacen descuentos de hasta el 50 por 100 del material en caso de hacerlas continuas, por presumir que, al no estar suficientemente empotradas en la estructura, su trabajo no es correcto.

En general, hemos aplicado a la estructura el sistema longitudinal por las ventajas que de él se derivan en cuanto a facilidad de construcción, obtención del módulo requerido por la Sociedad de Clasificación y disposición racional de apoyos de contenedores. Hay que hacer notar que, a pesar del aumento del doble casco anteriormente mencionado, ha sido necesario para conseguir con espesores normales el módulo reglamentario utilizar en la zona de cubierta acero de alto límite elástico y además disponer en el doble casco una cubierta plataforma cercana a la cubierta superior.

Esta plataforma, situada a la altura del piso del contenedor superior, tiene una gran importancia en la obtención del módulo reglamentario en las zonas de proa, donde, por motivo del afinamiento de las formas, es necesario realizar quiebros bruscos del material longitudinal para acomodar el espacio interior de bodegas a la configuración de los contenedores, perdiendo así la continuidad y no siendo apto para considerarlo en el módulo. Sin embargo, esta plataforma y sus refuerzos pueden mantenerse hasta las zonas más extremas de proa. Este punto tiene especial importancia, ya que, aunque la reducción reglamentaria de módulo es notoria en las zonas fuera del 0.4L, por otra parte la pérdida de material en buques finos es tanta, que se presentan grandes dificultades para conseguir el módulo requerido.

En el doble fondo se ha dispuesto para reforzar su unión con el doble casco un polín de dimensión semejante a un contenedor, cuidando de realizar correctamente la conexión entre estas zonas.

En la figura 3 se muestra la sección maestra de este buque.

1.4. *Disposición de cámara de máquinas*

General

La cámara de máquinas se sitúa lo más a popa posible, pero, debido a la forma tan especial de esta zona del buque (dos popas en la parte baja para aumentar la estela), resulta algo distinta a las soluciones clásicas. A pesar de ello se ha obtenido una buena disposición de las máquinas y una eslora pequeña de la cámara. Debido a su originalidad, creemos necesario hacer una descripción de la misma.

Propulsión

De la figura 1 se deduce que la potencia necesaria a instalar es de aproximadamente 37.800/0.9 = = 42.000 HP. Por tanto, se han dispuesto dos motores AESA-PIELSTICK, tipo 14PC4V, capaces cada uno de desarrollar 21.000 BHP a 400 r. p. m.

Cada uno de estos motores se acopla a su correspondiente línea de ejes a través de un reductor de engranajes planetario, que reduce la velocidad máxima del propulsor a 80 r. p. m. La conexión de cada reductor a su correspondiente motor se realiza mediante un acoplamiento flexible. Cada reductor de engranajes lleva incorporada su correspondiente chumacera de empuje.

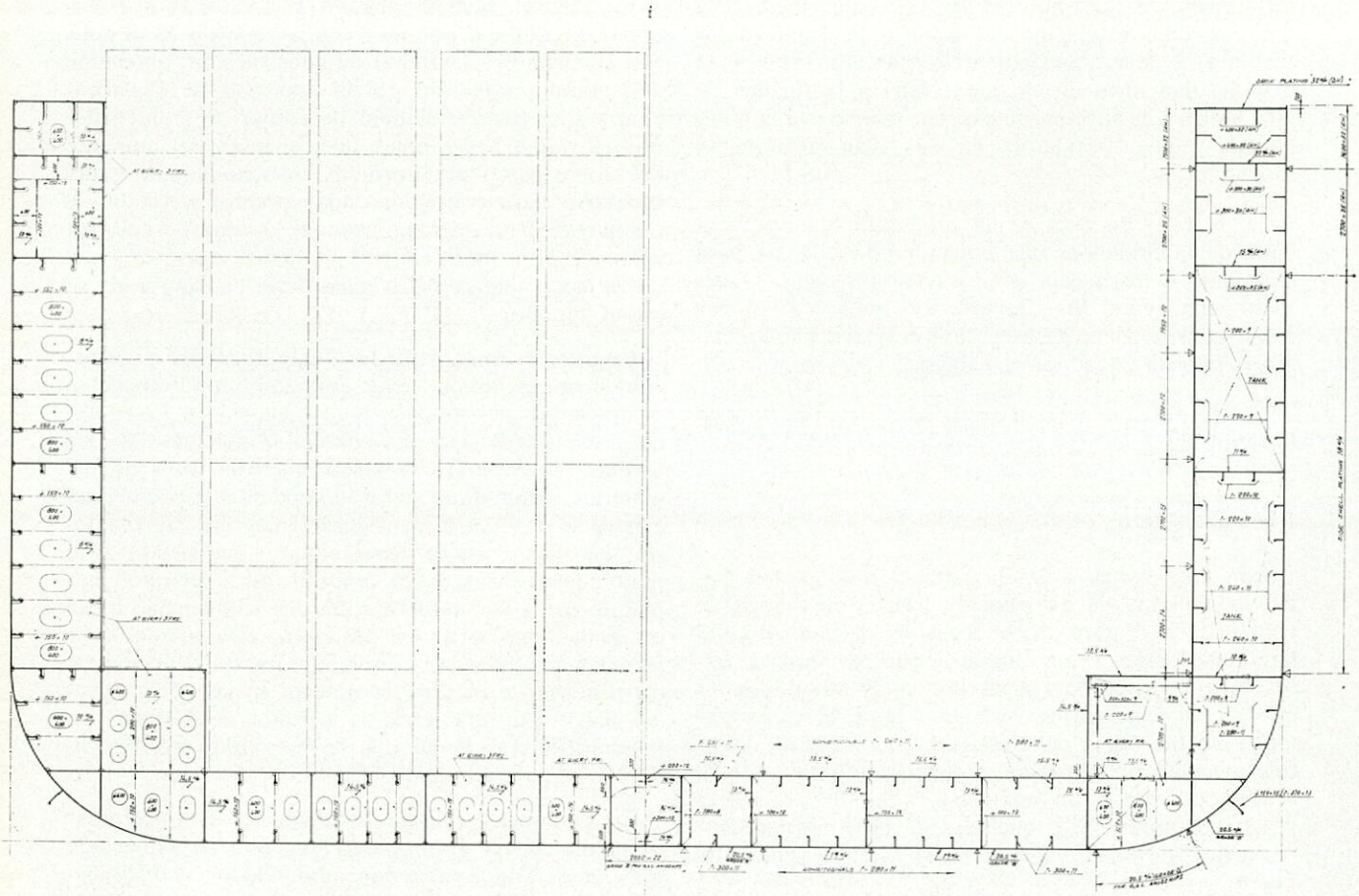


Figura 3.

Como la separación entre las hélices es de 16 metros, los motores propulsores están situados muy cercanos al forro del casco.

Debido a la configuración de la zona de popa, cada eje de cola va dispuesto como si se tratara de un buque con una sola línea de ejes, es decir, no precisa arbotante y no está en contacto con el agua del mar.

Cada motor dispone de todos los auxiliares necesarios, incluidos sus reservas, de acuerdo con las recomendaciones de PIELSTICK, para su funcionamiento totalmente independiente del otro motor.

Generación de electricidad

Para la generación de la electricidad necesaria se disponen tres grupos electrógenos, capaz cada uno de suministrar unos 1.500 KW a 440 V y 60 Hz.

Uno de estos grupos es un turboalternador de vapor, que en condiciones normales de navegación atiende todas las necesidades de energía eléctrica necesaria a bordo.

Los otros dos grupos son accionados por motores diesel y atienden las necesidades de energía en maniobra y en puerto, así como la correspondiente a 260 contenedores refrigerados. Cualquiera de estos dos grupos pueden hacer de reserva del turboalternador. Para el servicio de agua salada de circulación de estos grupos se disponen dos electrobombas centrífugas de 200 m^3/h. cada una a 20 m. c. a.

También se dispone fuera de la cámara de máquinas de un grupo electrógeno de emergencia de 150 KW a 440 V y 60 Hz, accionado por motor diesel y totalmente autónomo.

Aire de arranque

Para el arranque de los motores propulsores y demás servicios de aire de a bordo se disponen dos electrocompresores de 210 m^3/h. de aire libre cada uno a 30 kg/cm^2 y dos botellas de 7 m^3 cada una a 30 kg/cm^2.

Para el arranque de los motores diesel de los grupos electrógenos principales se dispone un compresor de aire de 15 m^3/h. de aire libre a 30 kg/cm^2 y una botella de 500 litros a 30 kg/cm^2.

Generación de vapor

Con objeto de obtener el mayor rendimiento de la instalación se disponen dos calderetas de tubos de agua y circulación forzada para funcionar con los gases de exhaustación de los motores propulsores.

Cada una de estas calderetas recibe, por conductos separados, los gases procedentes de las dos turbo-

soplantes de un motor propulsor. Funcionan como economizadores y están conectadas al colector de vapor de la caldera de mecheros.

Con esta disposición, y debido a la alta temperatura de los gases de exhaustación de los motores de cuatro tiempos, se pueden obtener unos 16.000 kg/h. de vapor, que son suficientes para accionar un turboalternador de unos 1.500 KW. Así en navegación normal no es necesario poner en funcionamiento ningún grupo electrógeno diesel.

Las calderetas actúan siempre como silenciadores, y para la regulación de la cantidad de vapor se dispone un condensador de control, con lo que se simplifica mucho la instalación.

Purificación

El equipo de purificación de combustible está compuesto por tres purificadoras autolimpiantes de una capacidad unitaria de 5.000 l/h. de fuel - oil de 1.500 seg. Redwood N.º 1 a 100º F. Si se desea, dos de estas purificadoras pueden funcionar en serie, una para purificación, otra para clarificación del fuel-oil y la tercera, además de hacer de reserva de cualquiera de las anteriores, puede purificar el diesel-oil.

El equipo de purificación de aceite está compuesto por tres purificadoras, con una capacidad unitaria de 5.000 l/h. de aceite. Normalmente servirá una a cada motor y la tercera permanecerá de reserva de ambas.

Cada una de estas purificadoras dispone de su correspondiente calentador de vapor.

Trasvase de combustible

Para el trasvase de combustible se disponen dos electrobombas rotativas de 50 m^3/h. cada una a 30 m. c. a.

Servicios del buque

Para los servicios de lastre, sentina y contraincendios se disponen los siguientes aparatos:

— Tres electrobombas centrífugas de 300 m^3/h. cada una a 25 m. c. a.
— Una electrobomba centrífuga de 90 m^3/h. a 70 m. c. a.
— Una electrobomba alternativa de 90 m^3/h. a 70 m. c. a.
— Una electrobomba alternativa de 10 m^3/h. a 25 m. c. a.
— Un separador estático de agua aceitosa de 10 m^3/h.

Para los servicios de agua sanitaria se disponen los siguientes aparatos:

— Dos electrobombas centrífugas de 5 m^3/h. cada a 50 m. c. a.
— Un taque hidróforo de 1.500 l.
— Una electrobomba centrífuga de 2 m^3/h. a 15 m. c. a.
— Un tanque calentador de 500 l.

También se dispondrán los siguientes elementos:

— Planta séptica.
— Unidades frigoríficas para aire acondicionado y gambuza.
— Máquinas-herramientas.
— Puentes-grúas para desmontajes.

Doble fondo

El doble fondo en las bandas es paralelo a la línea de base y adaptado en forma y alturas a los motores propulsores y reductores.

En estas zonas se ubican los tanques de retorno y aceite sucio de los motores propulsores, el de agua aceitosa y el de rebose de fuel-oil.

En la parte central se ha dispuesto un doble fondo, formando un plano inclinado de acuerdo con la silueta del casco en esta zona.

Este doble fondo se utiliza para tanques de almacén de diesel-oil y de agua destilada.

Los pisos y tecles se adaptan en cada zona como conviene para el mejor servicio de la instalación.

Disposición del piso

Sobre el piso se encuentran las bombas y demás auxiliares de los motores.

También se disponen a este nivel las bombas para los servicios del buque (lastre, sentina, contraincendios y trasvases).

En la zona de popa se dispone la cámara de purificadoras, donde se sitúan las purificadoras de combustible, las purificadoras de aceite, las bombas de baja de combustible, los calentadores y la bomba de lodos.

Disposición de la primera plataforma

Sobre la primera plataforma se disponen los grupos electrógenos, tanto los accionados por motores diesel como el accionado por turbina de vapor; los generadores de agua dulce, las botellas y los compresores de aire y los equipos hidróforos de agua sanitaria.

A este nivel el doble casco del buque se utiliza para tanques almacenes de fuel-oil.

Disposición de la segunda plataforma

Sobre la segunda plataforma se disponen las calderetas de gases de exhaustación, la caldera de mecheros, los auxiliares del servicio de vapor, la planta séptica, las unidades frigoríficas para el aire acondicionado y la gambuza, la cabina de control, los talleres y pañoles y algunos tanques de aceite y diesel-oil.

Dentro de la cabina de control están situados el cuadro eléctrico principal y el pupitre de control.

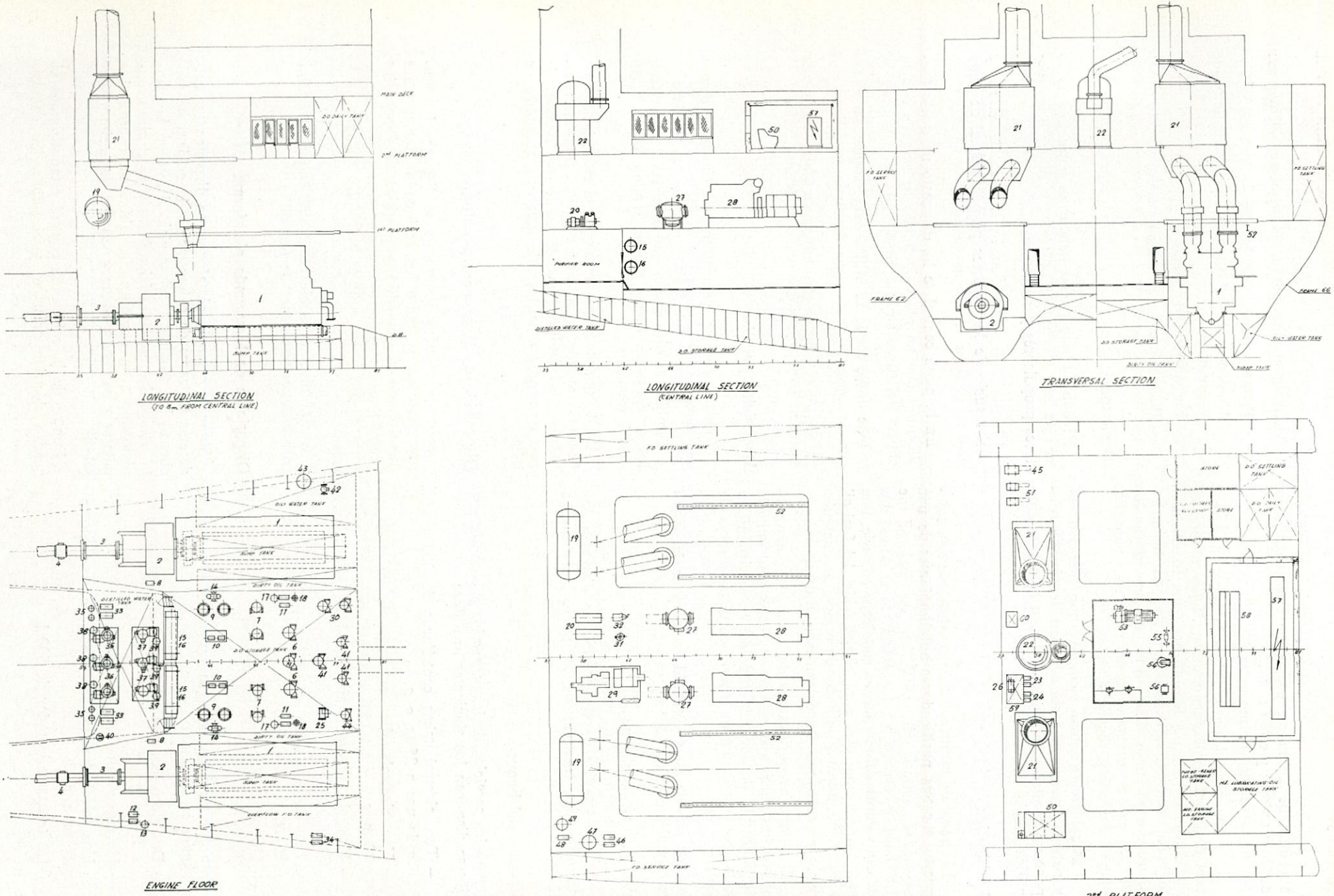

LONGITUDINAL SECTION
(10 m FROM CENTRAL LINE)
LONGITUDINAL SECTION
(CENTRAL LINE)
TRANSVERSAL SECTION
ENGINE FLOOR
1st PLATFORM
2nd PLATFORM

Figura 4.

ITEM	DESIGNATION	PARTICULARS	No
1	Main engine Pielstick 14 PC 4 V	21000 BHP at 400 r.p.m.	2
2	Reduction gear	400/80 r.p.m.	2
3	Intermediate shaft		—
4	Bearing block		—
5	Propeller		2
6	Circulating seawater pump	650 m^3/h at 20 m w h	3
7	Refrigerating freshwater pump	448 m^3/h at 20 m w h	4
8	L. O. transfer pump	5 m^3/h at 30 m w h	2
9	Lubricating-oil pump	252 m^3/h at 70 m w h	4
10	Rocker-arm lub-oil pump	700 l/h at 20 m w h	4
11	Fuel-valve refrig. freshwater pump	3,15 m^3/h at 40 m w h	4
12	Distilled water pump	2 m^3/h at 20 m w h	2
13	Distilled water pressure tank	500 l	1
14	Lubricating-oil filter	Duplex	2
15	Refrigerating freshwater cooler	137 m^2	2
16	Lubricating-oil cooler	156 m^2	2
17	Fuel-valve refrig. f. w. cooler		2
18	Refrigerating f. w. preheater		2
19	Air vessel	7 m^3 at 30 Kg/cm^2	2
20	Air compressor	210 m^3/h at 30 Kg/cm^2	2
21	Exhaust-gas boiler	8000 Kg/h at 12 Kg/cm^2	2
22	Oil-fired boiler	2000 Kg/h at 65 Kg/cm^2	1
23	Boiler feedwater pump	25 m^3/h at 16 Kg/cm^2	2
24	Boiler water circulating pump		2
25	Ballast stripping, bilge and fire pump	90 m^3/h at 70 m w h	1
26	Control condenser		1
27	Freshwater generator	30 Tons/day	2
28	Diesel-generator set	1500 KW	2
29	Turbo-generator set	1500 KW	1
30	Aux. circ. seawater pump	200 m^3/h at 20 m w h	2
31	Aux. air vessel	500 l at 30 Kg/cm^2	1
32	Aux. air compressor	15 m^3/h at 30 Kg/cm^2	1
33	M. E. fuel-oil booster pump	85 m^3/h at 70 m w h	4
34	Fuel-oil transfer pump	50 m^3/h at 30 m w h	2
35	M. E. fuel-oil heater		4
36	Fuel-oil separator	5000 l	3
37	Lub-oil separator	5000 l	3
38	Fuel-oil separator heater		3
39	Lub-oil separator heater		3
40	Sludge pump	3 m^3/h at 40 m w h	1
41	Bilge and ballast pump	300 m^3/h at 25 m w h	3
42	Bilge pump	10 m^3/h at 25 m w h	1
43	Oil water separator	10 m^3/h	1
44	Fire pump	90 m^3/h at 70 m w h	1
45	Air conditioned unit		1
46	Sanitary freshwater pump	5 m^3/h at 50 m w h	2
47	Sanitary freshwater pressure tank	1500 l	1
48	Sanitary hot freshwater pump	2 m^3/h at 15 m w h	1
49	Freshwater heater tank	500 l	1
50	Septic plant		1
51	Provision room frigorific compres.		2
52	Travelling crane	5 tonnes	2
53	Lathe	1500 m. m. b. c.	1
54	Driller	32 ∅ mm	1
55	Grinder	2 × 250 ∅ mm	1
56	Welding equipment	200 - Amp	1
57	Main switchboard		1
58	Control console		1
59	Boiler feed water tank		
60	Inspection tank		

Tambucho

En la zona correspondiente a las calderetas se ha dispuesto un tambucho para conseguir la altura necesaria para su instalación.

Sobre este tambucho se disponen dos chimeneas, por cuyo interior van los tubos de exhaustación de los motores principales y auxiliares, así como de la caldereta de mecheros.

La figura 4 muestra la disposición de cámara de máquinas de este buque.

1.5. *Disposición general*

De acuerdo con lo mencionado anteriormente, se preparó la disposición general del buque, considerando una clara única de 800 milímetros.

A proa se ha dispuesto un rompeolas suficientemente elevado para defender los contenedores que van situados sobre la escotilla de la bodega número 1. También a proa se ha dispuesto un propulsor transversal, común en buques de este tipo y porte.

La disposición de bodegas se realizó considerando la misma clara longitudinal para mamparos estancos y no estancos, con el fin de evitar problemas de torsión y obtener una cubierta más uniforme.

La acomodación se dispuso a tres cuartos y sobre la cámara de máquinas, situando a popa y fuera de la misma, para evitar ruidos y vibraciones, dos chimeneas.

Con esta configuración, y para alcanzar la cifra de 1.100 unidades de 40', es necesario disponer tres alturas de contenedores sobre tapas de escotilla, excepto sobre la bodega número 1, donde solamente se disponen dos alturas para no entorpecer la visión desde el puente de navegación.

La disposición general se muestra en la figura número 5.

2. Estudio económico

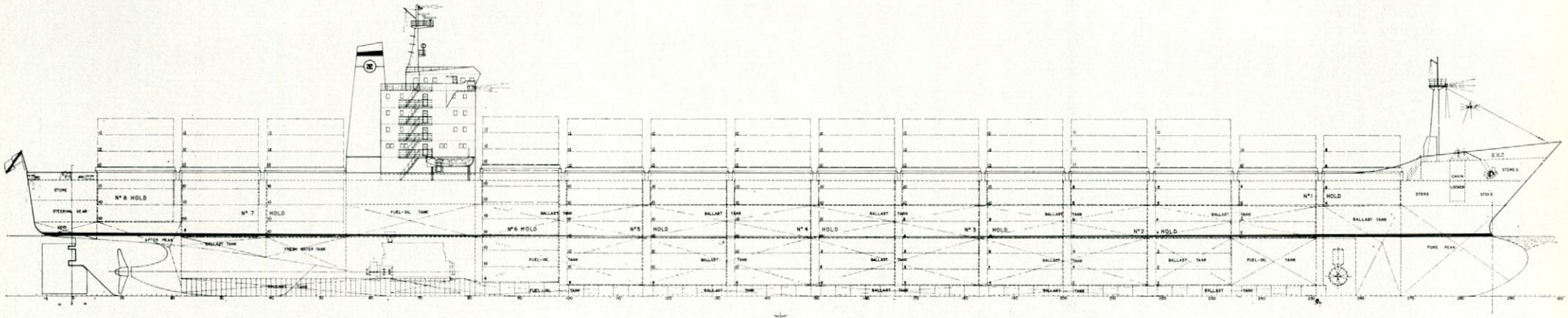
Siendo el fin fundamental de este estudio conocer el resultado económico de la instalación de dos plantas propulsoras diesel en un mismo buque en lugar de una planta única de vapor para igual velocidad y peso muerto o número de contenedores, será necesario considerar los factores que como consecuencia de este cambio presentan alguna variación en el balance económico.

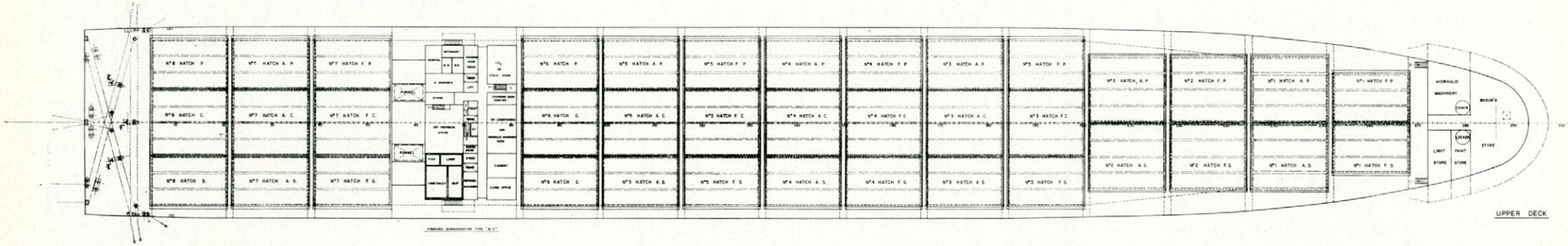
Estos factores, en esencia, son:

1) Diferencia de coste de la inversión inicial.
2) Diferencia de consumos.
3) Diferencia de gastos de mantenimiento.

2.1. *Diferencia de coste inicial*

En nuestro caso particular, la diferencia en el coste inicial se debe fundamentalmente a la disminución de 10 metros en eslora en el caso de instalar motores de velocidad media, así como a la diferencia de precio que supone la maquinaria propiamente dicha y también la debida a la disposición de dos popas.





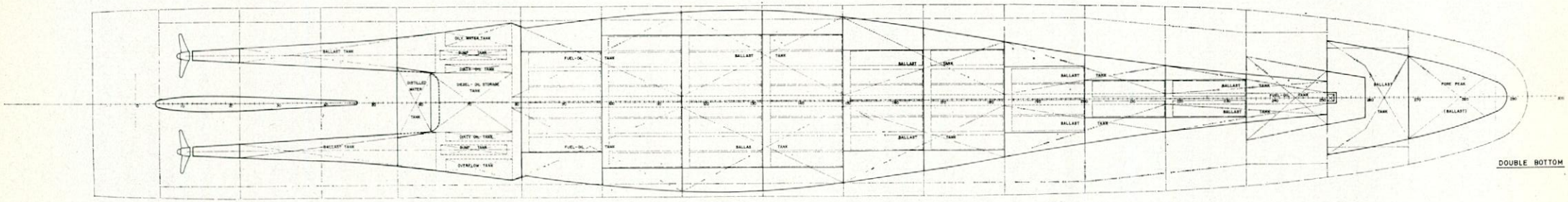


Figura 5.

Hemos despreciado la influencia que sobre el coste puedan tener otros factores, como pintura, tuberías, equipo, etc., como consecuencia de la variación de eslora.

En nuestro buque, la diferencia de 10 metros en eslora supone una disminución del peso de acero de 640 toneladas. Por el contrario, la disposición de dos popas supone un incremento del peso de acero de 200 toneladas.

El balance total por acero puede estimarse en una disminución del orden del 1 por 100 en el precio del buque.

Igualmente se ha estimado que la instalación de motores de velocidad media, con una potencia total de 42.000 BHP, supone una disminución del orden del 8 por 100 en el precio del buque en comparación con una instalación de vapor de 45.000 SHP.

Por tanto, el ahorro que se obtiene en el precio del buque con la solución propuesta es del orden del 9 por 100.

2.2. *Diferencia de consumos*

De la figura número 1 se deduce, como ya se ha visto, que la potencia necesaria para conseguir una velocidad de 24,5 nudos con una hélice (considerando un margen por ensuciamiento del casco y mala mar del 15 por 100) es de 45.000 SHP. Sin embargo, con la solución de dos popas y motores de velocidad media engranados, la potencia necesaria para obtener la misma velocidad se reduce a 37.800 BHP.

Como es tradicional en el caso de las turbinas, el consumo que debe considerarse incluye todos los servicios necesarios en la mar, incluso el turbo-generador principal. En la planta de motores prevista para estos buques se han dispuesto, como ya se ha explicado, calderas alimentadas por los gases de escape, que producen todo el vapor necesario para un turbogenerador y para los demás servicios en la mar, por lo que en cuanto se refiere a consumo total de combustible ambas instalaciones son equivalentes.

Por consiguiente, los consumos de las plantas propulsoras que debemos comparar son:

Instalación de vapor:

Potencia instalada: 45.000 SHP.
Potencia continua: 45.000 SHP.
Consumo específico: 206 gr/SHP/h.
Consumo total: 9,270 T/h.

Instalación de motores:

Potencia instalada: 42.000 BHP.
Potencia continua: 37.800 BHP.
Consumo específico: 147 gr/BHP/h.
Consumo total: 5,557 T/h.

Teniendo en cuenta la diferencia de precio del combustible utilizado por las calderas y los motores, se obtiene un ahorro en coste del 37,4 por 100 en consumo de combustible con la solución de motores, ya que:

$$\frac{5557}{9270} \times 1.04476 = 0.626$$

Sin embargo, hay que tener también en cuenta el consumo de aceite lubrificante de los motores, que en el caso particular de motores de velocidad media varía entre 0,8 a 1,6 gr/BHP/h. Por tanto, y considerando un consumo medio de 1,2 gr/BHP/h., con la potencia de servicio de esta planta diesel el consumo será de 45 kg/h. Los aceites recomendados para motores de cuatro tiempos son detergentes con ciertos aditivos y su precio oscila alrededor de un dólar por kilogramo.

Teniendo en cuenta el citado consumo de aceite lubrificante, el ahorro obtenido por combustible queda reducido al 32 por 100 aproximadamente.

2.3. *Diferencia de mantenimiento*

Al realizar un balance económico de este tipo es justo tener en cuenta otros factores que, aunque suelen ser difícilmente medibles, tienen relativa importancia, como, por ejemplo, los gastos de mantenimiento, que suelen ser muy pequeños en las plantas de vapor.

En efecto, los motores de velocidad media tienen el inconveniente de necesitar un entretenimiento importante, causado por el mayor desgaste de los cilindros y de los aros de pistón, al no llevar cruceta, y por el gran número de cilindros que normalmente hay que disponer para conseguir una potencia alta.

Por ello, la instalación de motores de velocidad media requiere mayores trabajos de entretenimiento y reparaciones, que, sin embargo, pueden ser realizados en gran parte por la propia tripulación de máquinas y con los medios de a bordo, dado el peso relativamente pequeño de las piezas de estos motores. Sin embargo, debe estimarse que el aumento de los gastos correspondientes, en comparación con los gastos normales en una planta de vapor, puede ser del orden de 170.000 dólares al año. Cifra que puede considerarse como un límite máximo.

3. Conclusión

Puede suponerse que el coste actual del flete por contenedor para un buque con instalación de vapor del tamaño que nos ocupa y considerando viajes redondos de 12.000 millas está formado por los siguientes conceptos:

1) 23,6 por 100 corresponde a gastos de capital, suponiendo un precio del buque de 42,2 millones de dólares, amortización en veinte años y un valor residual del 10 por 100.
2) 23,8 por 100 corresponde a gastos de tripulación, respetos, reparaciones, seguros, agencias, administración, etc.
3) 52,6 por 100 corresponde a gastos de combustible.

Por tanto, con la solución estudiada de motores de velocidad media, y según lo expuesto anteriormente, puede obtenerse un ahorro del orden del 16,6 por 100 en el flete por contenedor, ahorro suficientemente importante para tomarlo en consideración en cualquier situación y mucho más en la crisis que actualmente venimos padeciendo.

XV SESIONES TECNICAS DE INGENIERIA NAVAL

Palma de Mallorca, junio 1977

Cálculo de los movimientos del buque en olas regulares longitudinales

Angel Rodríguez-Rubio. Dr. Ing. Naval

RESUMEN

Uno de los tráficos de cabotaje en España que podrían resultar más interesantes es el de pasajeros. Al turista le gusta viajar en barco, pero pretende no sólo llegar al puerto de destino, sino disfrutar del viaje. Por eso, si se marea, no repetirá la experiencia.

El mareo es producido fundamentalmente por los movimientos del buque. Naturalmente, el efecto nocivo de dichos movimientos se extiende a los buques de carga.

Puede decirse que hoy día se dispone de medios para reducir el balanceo a niveles aceptables. Quedan como movimientos más graves el cabeceo y la oscilación vertical.

Actualmente el cálculo de movimientos requiere determinar la función de respuesta en frecuencia, que expresa el movimiento producido por olas regulares, en función de la frecuencia de encuentro.

En este trabajo se explica el método, desarrollado por el autor, para calcular las funciones de respuesta en frecuencia del cabeceo y la oscilación vertical para olas longitudinales. La novedad que presenta el método es que, en lugar de basarse en teorías de rebanadas modificadas, como los métodos conocidos, se base en la pura teoría de rebanadas, y solamente al final del cálculo se corrige la oscilación vertical por efecto giroscópico.

Seguidamente se muestra la aplicación práctica del método (mediante un programa de ordenador desarrollado asimismo por el autor) y se comparan resultados de cálculo con medidas experimentales.

SUMMARY

This work explain the method, developed by the author, for the calculation of the frequency response functions of pitching and heaving for longitudinal waves. The method is not based on any «modified strip theory» but on the pure strip theory. Only at the end of the calculation a correction for gyroscopic efect, is made to heaving.

So the practical application of the method (by means of a computer program also developed by the author) is demonstrated, and results of calculation are tested with experimental measures.

«Se dice que un barco es bueno
no cuando está pintado con colores extravagantes,
ni cuando su roda es de oro o de plata,
o sus amuradas de marfil labrado,
sino cuando es estable y firme,
de costuras estancas al agua,
fuerte para resistir la embestida del mar,
obediente al timón,
veloz
e insensible al viento.»

SENECA

Este trabajo va dedicado
a todas las personas
que pasan una parte, más o menos grande, de su vida
a bordo de buques u otros artefactos flotantes en la mar,
y especialmente a quienes buscan en ellos
descanso,
serenidad
o diversión.

1. INTRODUCCION

El comportamiento del buque en la mar, que, como es natural, ha constituido, en todos los tiempos y para todas las personas que han tenido contacto directo con los barcos, el criterio para juzgar la calidad de los mismos, tiene en nuestros días básicamente los mismos tres aspectos que señala Séneca en el párrafo, más o menos bien traducido, que encabeza este trabajo: capacidad para mantener la ruta y la velocidad, resistencia estructural y movimientos. No se trata, desde luego, de aspectos independientes, y así, por ejemplo, los movimientos dan lugar a cargas adicionales sobre la estructura, modifican las características de resistencia al avance y propulsión, así como las de estabilidad de ruta, y pueden, por otra parte, inducir al capitán del barco a una reducción de velocidad o a un cambio de rumbo voluntarios.

Los tres aspectos citados pueden contemplarse, a su vez, desde el punto de vista del estado del mar. El comportamiento del buque en mares gruesas define, junto con otras situaciones, la seguridad del mismo, cuya importancia no creo necesario destacar. Pienso, en cambio, que el comportamiento del buque en mares ligeras no recibe frecuentemente la consideración que merece. En la actualidad, una proporción elevada de buques y otros artefactos flotantes pasan la mayor parte de su vida en mares ligeras, contribuyendo a aumentar cada vez más dicha proporción, la exactitud de las predicciones meteorológicas y la facilidad de comunicación, por una parte, y las aplicaciones a que se destinan los productos de la construcción naval, por otra. Por ello creo que así como el comportamiento del buque en mares gruesas define su seguridad, el comportamiento del buque en mares ligeras define (al menos en gran medida) su calidad y que, en consecuencia, la condición de servicio en mares ligeras debiera ser la básica para el proyecto. Por supuesto, no existe un punto de división entre mares gruesas y mares ligeras, sino una zona de transición que podemos llamar de mares moderadas.

La clasificación de los estados del mar en mares ligeras, moderadas y gruesas, aunque un tanto imprecisa, clasifica también nuestras posibilidades de estudiar, teórica o experimentalmente, el comportamiento del buque en la mar. La razón de ello es que el estudio científico (teórico o experimental) del comportamiento en la mar requiere disponer de una teoría sobre la propia mar que permita ordenar los datos de nuestros experimentos o desarrollar nuestras teorías sobre el comportamiento. No es que la existencia de esta teoría sobre la mar sea indispensable en principio. Si no se dispone de ella, siempre se puede recurrir al análisis estadístico de los datos y a la obtención de fórmulas empíricas, pero esto es sumamente largo y penoso cuando se trata de fenómenos complejos, como los que estamos considerando.

Hasta hace veinticinco años no existía ninguna teoría o modelo matemático capaz de describir los estados del mar observables en la naturaleza. Como consecuencia de ello, el comportamiento del buque en la mar tenía que estudiarse mediante fuertes correcciones empíricas, aplicadas a los resultados de ensayos o cálculos bastante rudimentarios. En lo que se refiere a los movimientos, el de balance es el que recibió mayor atención, por ser el más importante desde el punto de vista de la seguridad del buque, habiéndose desarrollado diversos dispositivos para mantenerlo dentro de límites aceptables en el caso de que la estabilidad propia del buque no fuera adecuada.

En la actualidad se dispone de un modelo matemático lineal para las mares ligeras que precisamente cumple este año sus bodas de plata con la profesión, ya que fue ideado por Willard J. Pierson Jr. en 1952 e incorporado inmediatamente a la ciencia naval por Manley St. Denis. La teoría de Pierson, que expondré brevemente un poco más adelante, permite tratar el comportamiento del buque en mares ligeras, no demasiado poco profundas, de una manera científica, lo que hace que mi opinión de que la condición de servicio en mares ligeras debiera ser básica para el proyecto del buque no deba tomarse como un síntoma de crueldad mental, sino como una posibilidad realizable. Desgraciadamente, sigue sin existir una teoría para las mares gruesas. En cuanto a la mar moderada, puede describirse, hasta cierto punto, mediante modelos no lineales resultantes de aplicar la técnica de perturbación al modelo de Pierson. Por supuesto, la técnica de perturbación es útil solamente cuando el problema es poco, no lineal; es decir, en nuestro caso, para mares bastante moderadas.

La combinación (el producto cartesiano podríamos decir) de los tres aspectos del comportamiento del buque (capacidad de mantenimiento de velocidad y ruta, resistencia estructural y movimientos) con los tres estados de la mar (ligera, moderada y gruesa) que hemos considerado nos da un total de nueve temas a tratar. De ellos me ocuparé de uno sólo: los movimientos en mares ligeras, y aun de éste solamente trataré con cierta profundidad una parte. Las razones de elegir las mares ligeras están ya dadas. Para elegir los movimientos, dentro del comportamiento en mares ligeras, tengo también varias razones, aparte de la muy poderosa de ser éste el aspecto del que entiendo un poco más. Otra razón es que los movimientos tienen más influencia sobre los otros dos aspectos que la que éstos tienen sobre aquéllos, lo que hace que, en un orden lógico, el estudio de movimientos deba ser previo. Pero la más importante para mí es que, como el valor a los militares, a los buques la resistencia estructural y la capacidad para mantener la ruta y la velocidad se les supone. Quiero decir que el armador exigirá, y, en consecuencia, el constructor procurará por todos los medios, que el buque sea bueno en estos aspectos. En cambio los movimientos, salvo en la medida en que afectan a los otros dos aspectos o a la seguridad del buques, se consideran frecuentemente como de importancia secundaria, lo que en mi opinión constituye un grave error. Explicaré por qué.

La decadencia del negocio de los barcos (englobando en estos términos el negocio naviero y la industria naval) es consecuencia de que este negocio no ha sabido (porque sería absurdo pensar que no ha querido) adaptarse a la evolución del mundo, y la inadaptación al medio ambiente produce la marginación de las personas, las civilizaciones, los negocios o cualquier otra manifestación de vida, conduciéndolos a la desaparición o, por lo menos, a un estado letárgico de mera vida vegetativa. Creo que éste es el caso del negocio de los barcos, que, a mi modo de ver, procede de un equivocado planteamiento del mismo que viene de siglos y que posiblemente sea debido en gran parte a haber gozado durante mucho tiempo del monopolio de un sector del transporte. No soy yo persona cualificada para establecer el síndrome del negocio de los barcos, por lo que todo lo que puedo hacer es instar a quienes se consideren capacitados para ello a que no desaprovechen la favorable oportunidad que brinda la actual crisis y aportar un síntoma característico de la patología empresarial que se aprecia claramente en dicho negocio: la escasa atención al elemento humano. En la ingeniería naval (que al menos en nuestro idioma no tiene la desfachatez de denominarse arquitectura), el síntoma citado se manifiesta en la poca importancia que se le da a las condiciones de habitabilidad de los buques. Teniendo en cuenta que en un buque se viaja, se trabaja y se vive, sus condiciones de habitabilidad deben ser, por lo menos, las mínimas exigidas a los medios de transporte, a las fábricas y a las viviendas. Porque si no el barco es malo, aunque su roda sea de oro y sus amuradas de marfil. Y si el barco es malo, no viajará, trabajará o vivirá en él más que el que no pueda evitarlo, y el negocio de los barcos seguirá vegetando marginado del mundo. Por supuesto, el concepto de condiciones mínimas de habitabilidad ha cambiado bastante desde la época de las cavernas, aunque parece que los ingenieros navales apenas nos hemos dado cuenta de ello.

Estoy firmemente convencido de que la decadencia del negocio de los barcos no tiene por qué continuar. No albergo muchas esperanzas respecto al transporte marítimo clásico porque pienso que lo que ha perdido frente a los transportes terrestre y aéreo no han sido batallas, sino la guerra. Pero a cambio se abren nuevas perspectivas que, si no se las deja escapar, auguran un futuro no sólo tranquilizador, sino incluso brillante. Aparte de la ingeniería naval submarina, con sus innumerables posibilidades, que van desde el mero transporte bajo el agua hasta la arquitectura submarina de ciudades sumergidas, bajando (mejor dicho, subiendo en este caso) a tocar tierra (o más bien aire), hay al menos dos campos perfectamente abordables con la tecnología actual.

Uno de ellos es el de las plataformas. No sólo para la extracción de yacimientos minerales, que, en mi opinión, será a la larga una aplicación secundaria, sino, sobre todo, para la estabulación de los peces. Aunque sea tópico, no debemos olvidar que en lo que a la utilización de los animales marinos, como medio de alimentación, se refiere, estamos prácticamente a la altura del hombre primitivo. Los conflictos sobre aguas jurisdiccionales a efectos de pesca me resultan muy similares a las luchas de los indios y americanos en el Far West. Lo malo es que tengo la penosa impresión de que en este caso somos nosotros lo que estamos haciendo el indio oregón. Creo que la solución del problema del hambre en el mundo está, al menos en parte, en un aprovechamiento más racional de los recursos del océano; es decir, en las granjas marinas.

Otro campo de espléndido porvenir para el negocio de los barcos es el de los barcos de recreo, que va desde la barca utilitaria hasta los cruceros de placer. Es lamentable que éste sea un campo que en cierto modo habrá que reconquistar por haberse abandonado el transporte de pasajeros prácticamente sin resistencia. Pero creo que la reconquista será fácil, porque a la gente le gusta ir en barco o por lo menos sueña con ello como una experiencia exótica.

Los dos campos citados, que por cierto representan tráficos y buques de cabotaje, en un sentido amplio, pueden salvar de la decadencia al negocio de los barcos, siempre que éste modifique su planteamiento, adaptándose al mundo de hoy y a su evolución. En particular, es necesario mejorar las condiciones de habitabilidad de los buques, y para ello es preciso, entre otras cosas, que sus movimientos, al menos en mares ligeras, no resulten penosos para las personas que se encuentren a bordo. Esto es evidente para los pasajeros, pero no es menos

cierto para la tripulación. El que un marinero, por habituación, resista el mareo mejor que una señora de Valladolid, pongo por caso, no significa que aquél no se maree y que en esta situación su rendimiento en el trabajo no baje considerablemente respecto al que daría en un estado normal y sus condiciones de vida no afecten a su salud psico-somática. Probablemente un estudio médico demostraría que el carácter áspero y huraño típico del marino no es más que una neurosis producida por el exceso de fatiga a que se ve sometido en su vida a bordo.

Las consideraciones que acabo de exponer justifican, al menos para mí, la inclusión en las especificaciones de proyecto de los buques de los movimientos en mares ligeras. Convencido de ello, elegí como tema de mi tesis doctoral (ref. 1) el comportamiento del buque en la mar, y desde 1970 vengo dedicando al estudio de los movimientos la mayor parte de mi actividad investigadora y docente (refs. 2, 3 y 4), combinando este estudio con el de otros aspectos del mismo tema.

El objeto de este trabajo es ofrecer a la profesión una parte de los resultados de mi estudio, que está basado en la teoría del mar de Pierson, por lo que para poner en situación a quienes no se hayan ocupado del tema con anterioridad me parece conveniente hacer una breve descripción de dicha teoría.

El modelo matemático de la mar de Pierson es el proceso estocástico, gausiano de valor medio nulo, ergódico, de banda estrecha, definido en el dominio de la frecuencia por el espectro de su varianza. Más que definir directamente las palabras que acabo de emplear, traduciré a un lenguaje más asequible el concepto total, lo que resultará más efectivo para su comprensión. Si consideramos un sistema de coordenadas geográficas o atadas a la tierra (es decir, un sistema fijo) $0, \bar{\bar{x}}, \bar{\bar{y}}, \bar{\bar{z}}$, tal que el plano $0\,\bar{\bar{x}}\,\bar{\bar{y}}$ coincida con la superficie del agua en reposo, la elevación de la superficie del mar $\bar{\bar{z}}_w$ en el punto genérico $(\bar{\bar{x}}, \bar{\bar{y}})$ y en el instante t viene dada, según la teoría de Pierson, por:

$$\bar{\bar{z}}_w(\bar{\bar{x}}, \bar{\bar{y}}; t) = \int_0^{\infty} \int_{-\pi}^{\pi} (S_w(\omega, \delta) \,.\, d\delta \,.\, d\omega)^{1/2} \,.$$

$$.\ \mathrm{sen}\,(K\,\bar{\bar{x}} \cos\delta + K \,.\, \bar{\bar{y}} \,.\, \mathrm{sen}\,\delta + \omega \,.\, t - \Phi(\omega, \delta)) \qquad [1]$$

donde:

ω es la pulsación o frecuencia circular.

δ es el ángulo que forma una recta genérica del plano $0\,\bar{\bar{x}}\,\bar{\bar{y}}$ y que pasa por el punto $(\bar{\bar{x}}, \bar{\bar{y}})$, con una dirección fija que es la dirección dominante del oleaje, o sea, la dirección del viento, por lo que se llama ángulo de dispersión.

$K = \dfrac{\omega^2}{g}$ es el número de ola correspondiente a la frecuencia ω.

En consecuencia, la fórmula [1] representa la elevación de la superficie del mar, como la suma o superposición (por eso la teoría es lineal) de olas elementales de Airy de amplitud $(S_w(\omega, \delta) \,.\, d\delta \,.\, d\omega)^{1/2}$ y de fase $\Phi(\omega, \delta)$. Esta fase es aleatoria con una distribución equiprobable, es decir, que $\Phi(\omega, \delta)$ puede tomar cualquier valor comprendido entre 0 y 2π con la misma probabilidad. Por tanto, $\bar{\bar{z}}_w(\bar{\bar{x}}, \bar{\bar{y}}; t)$ es una variable aleatoria y la elevación de la superficie del mar un proceso aleatorio o estocástico. La variable aleatoria $\bar{\bar{z}}_w(\bar{\bar{x}}, \bar{\bar{y}}; t)$ es una suma de variables aleatorias (olas elementales con fase aleatoria) de valor medio nulo y definidas por un solo parámetro (la amplitud $(S_w(\omega, \delta) \,.\, d\delta \,.\, d\omega)^{1/2}$). Si todas estas variables contribuyen, en una proporción comparable, a $\bar{\bar{z}}_w(\bar{\bar{x}}, \bar{\bar{y}}; t)$, es decir, si no hay una componente cuya amplitud sea mucho más grande que la amplitud de las demás, por el Teorema Central del Límite del Cálculo de Probabilidades, $\bar{\bar{z}}_w(\bar{\bar{x}}, \bar{\bar{y}}; t)$ tendrá una distribución normal y el proceso estocástico será normal o gausiano de valor medio nulo. En estas condiciones, $S_w(\omega, \delta) \,.\, d\delta \,.\, d\omega$ es la varianza de las olas componentes, con frecuencias comprendidas entre ω y $\omega + d\omega$, y con ángulos de dispersión comprendidos entre δ y $\delta + d\delta$. $S_w(\omega, \delta)$ es, por lo tanto, la densidad de varianza para la frecuencia ω y el ángulo de dispersión δ, y la función $S_w(\omega, \delta)$ se llama por ello función de densidad espectral de la varianza, o más abreviadamente espectro de la varianza. Como la energía por unidad de superficie de una ola elemental de amplitud «a» vale $\rho \,.\, g \,.\, a^2/2$, siendo ρ la densidad del agua y g la aceleración de la gravedad, $S_w(\omega, \delta)$ recibe también el nombre de espectro de energía. Su denominación más común es la de espectro de potencia, que proviene de otras aplicaciones y no tiene ningún significado en relación con la mar. Si la mar es estadísticamente estable o estacionaria respecto al espacio y al tiempo, es decir, si los parámetros estadísticos que definen $\bar{\bar{z}}_w(\bar{\bar{x}}, \bar{\bar{y}}; t)$, en nuestro caso el espectro de energía $S_w(\omega, \delta)$, no dependen de ni de $\bar{\bar{x}}$, ni de $\bar{\bar{y}}$, ni de t, el proceso se llama ergódico y $S_w(\omega, \delta)$ se puede obtener de un registro temporal tomado en cualquier punto $(\bar{\bar{x}}, \bar{\bar{y}})$. Finalmente, si $S_w(\omega, \delta)$ es no nulo solamente para un intervalo de valores de ω de anchura reducida, es decir, si la mar está desarrollada, lo que significa que ha sido originada por un viento de intensidad constante, que ha soplado durante un tiempo suficientemente largo por que las olas de frecuencia alta se hayan disipado y las de frecuencia baja se hayan alejado de la zona de interés, el proceso es de banda estrecha. Para un estudio más detallado de la teoría de Pierson, puede recurrirse a la abundante bibliografía sobre el tema, por ejemplo, a las referencias 15 y 16.

El carácter probabilístico del modelo de Pierson y de la teoría del Comportamiento del Buque en la Mar basada en el mismo, ha provocado la desconfianza o el desconcierto en muchos ingenieros navales. Y sigue provocándolo. Hace solamente dos años que en un Simposium sobre Estructuras de Buques, uno de los especialistas invitados para mantener la discusión final del simposium, finalizaba su intervención con las siguientes palabras, que transcribo literalmente para no estropear su estupendo contenido, del más fino humor: «One other comment on the direction the new technology is taking us, that into the probabilistic world of statistical risk as the measure for designing our new vessels. This should sit well with the classification agencies and the underwriters who operate on a similar basis now. It is also good for designing washing machines or similar enterprises where thousands of units are considered. But psicologically I cannot yet bring myself to the point of looking a client in the eye and saying: «Your ship has a 95 percent chance of remaining afloat». Thank you». Por otra parte, el modelo, y los métodos relacionados con él, han tenido, sobre todo al principio, partidarios que pueden calificarse de auténticos «hinchas», como aquel prestigioso profesor que comunicó haber identificado, mediante el análisis espectral, una ola de 1 Km. de longitud y 1 mm. de altura. Quiero aclarar que este eminente colega no es andaluz, ni siquiera latino.

La teoría de Pierson, anécdotas aparte, ha demostrado su utilidad a lo largo de sus veinticinco años de existencia, dentro de los límites que imponen las hipótesis en que se basa, e incluso a veces fuera de dichos límites. Desde el punto de vista del ingeniero naval, la razón principal de su utilidad es la sencillez con que permite tratar el comportamiento del buque, en mares que puedan representarse adecuadamente mediante la misma. Puesto que, en esencia, el modelo consite en una superposición de olas elementales, cualquier respuesta r(t) del buque a las olas (movimiento, momentos flectores y fuerzas cortantes, deformaciones o tensiones elásticas, etcétera) que se pueda considerar lineal, se puede obtener superponiendo las respuestas a las olas elementales componentes, lo que reduce el estudio del comportamiento del buque en mares ligeras, en lo que a estas respuestas se refiere, a estudiar el comportamiento en olas elementales de Airy. Es decir, en olas regulares sinusoi-

dales. Dicho de una manera formalmente más correcta, si la mar es de Pierson, las respuestas lineales son también procesos estocásticos, gausianos de valor medio nulo, ergódicos, de banda estrecha, definidos en el dominio de la frecuencia por el espectro $S_r(\omega)$ de su varianza, que está relacionado con el $S_w(\omega, \delta)$ de la mar por la expresión:

$$S_r(\omega) = \int_{-\pi}^{\pi} S_w(\omega, \delta) \cdot \left| H_{wr}(\omega, \delta) \right|^2 \cdot d\delta \qquad [2]$$

donde la función de respuesta en frecuencia o función de transferencia en el dominio de la frecuencia, $H_{wr}(\omega, \delta)$, es la que se obtiene, mediante cálculo de ensayos, para olas regulares. Esto se demuestra matemáticamente (ver, por ejemplo, la ref. 4) y se comprueba experimentalmente (ver por ejemplo la ref. 7).

En este trabajo explicaré un método para calcular las funciones de transferencia de los movimientos de oscilación vertical y cabeceo para olas longitudinales, que es una variante de otros métodos existentes (ver, por ejemplo, las refs. 8, 9, 10 y 15). Lo que caracteriza al método que expondré es su sencillez conceptual, que si desde un punto de vista práctico posiblemente represente poca ventaja respecto a los otros métodos existentes, es importante porque facilita su comprensión por el usuario, así como la comprensión de los otros métodos, lo que, como ya he manifestado en alguna otra ocasión, me parece que constituye el camino para el desarrollo tecnológico. La razón de haberme limitado a olas longitudinales es que no he querido presentar solamente resultados de cálculo, sino compararlos con ensayos, una parte de los cuales han sido realizados por Honorio Sierra en el Canal de Experimentación Hidrodinámica de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales, dentro de una investigación realizada por la Asociación de Investigación de la Construcción Naval, de la que asimismo forman parte mis estudios sobre Comportamiento del Buque en la Mar. El limitarme a olas longitudinales me ha obligado a restringirme a los movimientos de oscilación vertical y cabceo, que son los que producen dichas olas. Esta restricción no es grave, ya que, como he dicho anteriormente, mi intención es fundamentalmente probar la posibilidad de reducir los movimientos, de forma que mejore la habitabilidad de los barcos, y en el caso del balance, que es el otro movimiento de importancia, la corrección mediante los dispositivos de estabilización existentes, me parece que es, por el momento, mejor solución que tratarlo por el método que voy a exponer. En las referencias 1, 2 y 3 me he ocupado también de los movimientos de oscilación vertical, balance y guiñada.

2. METODO DE CALCULO DE LOS MOVIMIENTOS DEL BUQUE EN OLAS REGULARES LONGITUDINALES

En el apartado anterior, hemos visto que el estudio de los movimientos (siempre que sean lineales) en una mar ligera o de Pierson, se reduce a obtener las funciones de transferencia, en el dominio de la frecuencia, de los mismos. Estas funciones de transferencia, es decir, los movimientos en olas regulares elementales de amplitud unidad, son por sí mismos indicadores de la calidad del buque, desde el punto de vista de los movimientos en la mar, de una forma análoga a como las características de propulsión en aguas tranquilas y las frecuencias propias de la estructura, son indicadores de la calidad, desde los puntos de vista de la propulsión en servicio y de las vibraciones, respectivamente.

Seguidamente voy a exponer un método, hasta cierto punto original, para calcular las funciones de transferencia en olas longitudinales. Pero antes debo hacer una observación respecto a la fórmula [2] del apartado anterior. En ella el espectro del mar $S_w(\omega, \delta)$ aparece en función del ángulo de dispersión δ, que forma la dirección de un tren de olas con la dirección dominante del oleaje. En consecuencia, la función de transferencia de la respuesta $H_{wr}(\omega, \delta)$ aparece también en función de δ. Cuando se trata del comportamiento del buque, es adecuado emplear en lugar del ángulo de dispersión δ, la marcación del tren de olas respecto al buque γ. Por ello sustituiremos (mediante el cambio de variable correspondiente la fórmula [2] por la

$$S_r(\omega) = \int_{-\pi}^{\pi} S_w(\omega, \gamma) \cdot \left| H_{wr}(\omega, \gamma) \right|^2 \cdot d\gamma \qquad [3]$$

Representado por z(t) la oscilación vertical y por $\theta(t)$ el cabeceo, lo que vamos a calcular son las funciones $H_{wz}(\omega, 0)$ y $H_{w\theta}(\omega, 0)$.

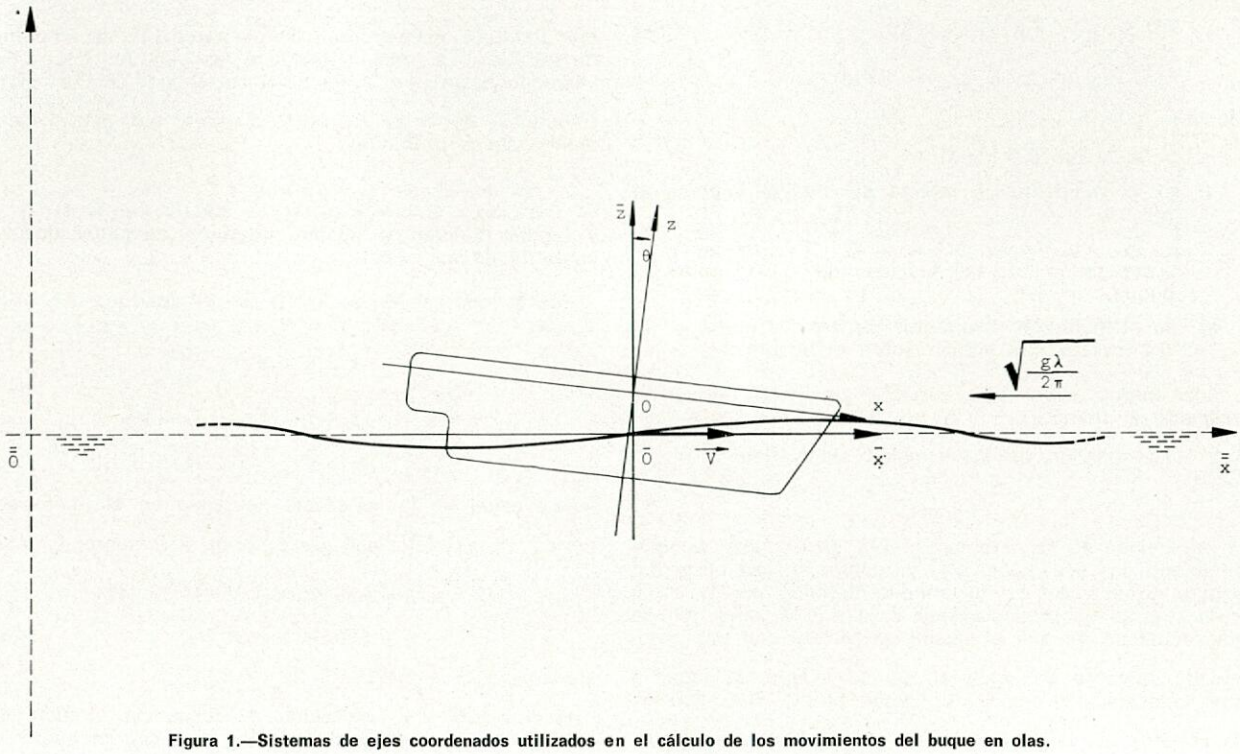


Figura 1.—Sistemas de ejes coordenados utilizados en el cálculo de los movimientos del buque en olas.

2.1. Ejes coordenados

Haremos uso de tres sistemas coordenados dextrógiros (ver figura 1):

El sistema fijo $\overset{=}{0}, \overset{=}{x}, \overset{=}{y}, \overset{=}{z}$, al que hemos hecho referencia en la Introducción, que tomaremos de manera que las olas regulares avancen en el sentido negativo del eje $\overset{=}{0}\overset{=}{x}$. El plano $\overset{=}{0}\overset{=}{x}\overset{=}{y}$ coincide con la superficie del agua en reposo (en la figura 1 el eje $\overset{=}{0}\overset{=}{y}$ es perpendicular al plano del papel y su sentido positivo es hacia dentro del mismo). El sentido positivo del eje $\overset{=}{0}\overset{=}{z}$ es hacia arriba.

El sistema $\bar{0}, \bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$, que se mueve con la velocidad constante V con que suponemos que avanza el buque (ya que despreciamos la oscilación longitudinal). La dirección y el sentido positivo del eje $\bar{0}\bar{x}$ coinciden con las del eje $\overset{=}{0}\overset{=}{x}$. Suponemos que el buque avanza con velocidad constante V en el sentido positivo del eje $\overset{=}{0}\overset{=}{x}$. Los ejes $\bar{0}\bar{y}$ y $\bar{0}\bar{z}$ son paralelos a los $\overset{=}{0}\overset{=}{y}$ y $\overset{=}{0}\overset{=}{z}$.

El sistema 0, x, y, z, que está solidariamente unido al buque y se mueve con él. Si no hubiera oscilación vertical ni cabeceo, este sistema coincidiría idénticamente con el $\bar{0}, \bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$, y su origen 0, que coincidiría con $\bar{0}$, sería el pie de la perpendicular trazada desde el centro de gravedad del buque al plano de la flotación, es decir, el sistema 0, x, y, z es paralelo al formado por los ejes centrales de inercia del buque.

2.2. Ecuaciones del movimiento

Los movimientos del buque se pueden expresar respecto a cualquiera de los tres sistemas de coordenadas que acabamos de definir. Nosotros lo haremos respecto al 0, x, y, z, con lo que el movimiento total será la suma de dos componentes:

1.º La solución de las ecuaciones dinámicas de Euler, trasladadas al sistema 0, x, y, z:

$$m \cdot (\ddot{z} - V \cdot \dot{\theta}) = Z \qquad [4]$$
$$I_y \cdot \ddot{\theta} = M$$

donde:

- m es la masa del buque.
- I_y es el momento de inercia del buque respecto al eje 0 y.
- Z es la componente, según el eje 0 z, de la resultante general de las fuerzas que ectúan sobre el buque.
- M es el momento resultante, respecto al eje 0 y, de las fuerzas que actúan sobre el buque.

Los puntos sobre una variable significan derivación respecto al tiempo.

2.º La solución de la ecuación cinemática:

$$\dot{z} = V \cdot \theta \qquad [5]$$

a cuya solución llamaremos efecto giroscópico, aunque realmente las ecuaciones [4] ya contienen una parte del efecto giroscópico. El movimiento definido por la ecuación [5], no es producido por Z ni por M, sino que es consecuencia de que el buque se mueve con una velocidad constante V según el eje $\bar{0}\bar{x}$. Esto da lugar a una velocidad $V \cdot \cos\theta \simeq V$ según el eje 0 x, que es la responsable del término $-V \cdot \dot{\theta}$ en la primera ecuación [4], y a una velocidad $V \cdot \operatorname{sen}\theta \simeq V \cdot \theta$ según el eje 0 z, que es lo que expresa la [5]. Esta última corrección por efecto giroscópico no aparece en las referencias 1, 2 y 3.

Las fuerzas que ectúan sobre el buque, y por lo tanto Z y M, las descompondremos en dos grupos: las debidas a la acción de las olas y las producidas por los propios movimientos. Evidentemente esta división es un tanto arbitraria, pero nos servirá para nuestro propósito. Las fuerzas hidrostáticas de empuje en aguas tranquilas, no las tendremos en cuenta porque se hallan en equilibrio con el peso del buque, que tampoco consideraremos. En consecuencia, escribiremos:

$$Z = Z_w + Z_m$$
$$M = M_w + M_m \qquad [6]$$

donde el subíndice w se refiere a la acción de las olas, y el subíndice m a los movimientos.

No consideramos la interacción entre ambos tipos de fuerzas, porque suponemos que el efecto neto de esta interacción es nulo, o por lo menos pequeño.

2.3. Fuerzas debidas a la acción de las olas

Para calcular las fuerzas debidas a la acción de las olas, supondremos que éstas son de tipo potencial, es decir, prescindiremos de la viscosidad del agua. También admitiremos que se cumple la hipótesis de Froude-Kriloff, según la cual la presencia del buque no modifica el potencial y, por lo tanto, la presión en cada punto de la superficie mojada es la misma que la que habría si el buque no estuviese allí. Por esta razón, a la hipótesis de Froude-Kriloff se le llama también a veces hipótesis del buque fantasma.

Supongamos un tren de olas de Airy, de amplitud infinitesimal en comparación con su longitud, que avanzan en el sentido negativo del eje $\overset{=}{0}\overset{=}{z}$. Tomando como unidad la amplitud de las olas, la elevación de la superficie del agua en el punto genérico $(\overset{=}{x}, \overset{=}{y})$ del plano $\overset{=}{0}\overset{=}{x}\overset{=}{y}$, y en el instante t es:

$$\overset{=}{z}(\overset{=}{x}, \overset{=}{y};\ t) = \operatorname{sen}(K \cdot \overset{=}{x} + \omega \cdot t)$$

que tiene el mismo orden de magnitud que la amplitud de las olas. La presión debida a las olas (es decir, excluyendo la presión hidrostática correspondiente a aguas tranquilas) en el punto $(\overset{=}{x}, \overset{=}{y}, \overset{=}{z})$ será, por tanto, suponiendo aguas profundas:

$$p_w(\overset{=}{x}, \overset{=}{y}, \overset{=}{z};\ t) = \rho \cdot g \cdot e^{K \cdot \overset{=}{z}} \cdot \operatorname{sen}(K \cdot \overset{=}{x} + \omega \cdot t)$$

y tendrá también el mismo orden de magnitud que la amplitud de las olas.

Puesto que, según lo dicho en el apartado 2.1 y la figura 1:

$$\overset{=}{x} = \bar{x} + V \cdot t$$
$$\overset{=}{y} = \bar{y}$$
$$\overset{=}{z} = \bar{z}$$

la elevación de la superficie del agua en el punto genérico $(\bar{x}, \bar{y})$ del plano $\bar{0}\bar{x}\bar{y}$, y en el instante t será:

$$\bar{z}(\bar{x}, \bar{y};\ t) = \operatorname{sen}(K \cdot (\bar{x} + V \cdot t) + \omega \cdot t) =$$
$$= \operatorname{sen}(K \cdot \bar{x} + \omega_e \cdot t) \qquad [7]$$

siendo:

$\omega_e = \omega + K \cdot V$ la pulsación o frecuencia circular de encuentro de las olas con el buque.

La presión debida a las olas en el punto $(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$ será asimismo

$$p_w(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}; t) = \rho \cdot g \cdot e^{K \cdot \bar{z}} \cdot \text{sen}(K \cdot \bar{x} + \omega_e \cdot t) \qquad [8]$$

Consideremos ahora un punto genérico de la superficie mojada del buque, de coordenadas (x, y, z). Según lo dicno en el apartado 2.1 y la figura 1, sus coordenadas $(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$, en el instante t, serán:

$$\bar{x} = x \cdot \cos\theta(t) + z \cdot \text{sen}\,\theta(t) \simeq x + z \cdot \theta$$

$$\bar{y} = y$$

$$\bar{z} = z \cdot \cos(t) - x \cdot \text{sen}\,\theta(t) + \bar{z}_o \simeq z - x \cdot \theta + \bar{z}_o$$

donde θ (y por lo tanto $x \cdot \theta$ y $z \cdot \theta$) y $\bar{z}_o = \bar{0}\,0$ tienen el mismo orden de magnitud que la amplitud de las olas.

Una función cualquiera $f(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}; t)$ se puede desarrollar en serie de Taylor, en torno al valor $f(x, y, z; t)$. Reteniendo solamente los términos del desarrollo hasta el primer orden inclusive (es decir, hasta los términos del mismo orden de magnitud que la amplitud de las olas) queda:

$$f(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}; t) = f(x, y, z; t) + z \cdot \theta \cdot f_{\bar{x}}(x, y, z; t) + (\bar{z}_o - x \cdot \theta) \cdot f_{\bar{z}}(x, y, z; t)$$

y si $f(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}; t)$ es ya del orden de magnitud que la amplitud de las olas resulta simplemente para el desarrollo hasta el primer orden inclusive:

$$f(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}; t) = (f(x, y, z; t)$$

Aplicando esta fórmula a las [8] y [7] resultan, para la presión debida a las olas en el punto (x, y, z), y para la elevación de la superficie del agua en el punto genérico (x, y) del plano 0xy, en el instante t, las expresiones:

$$p_w(x, y, z; t) = \rho \cdot g \cdot e^{K \cdot z} \cdot \text{sen}(K \cdot x + \omega_e \cdot t) \qquad [9]$$

$$z_w(x, y; t) = \text{sen}(K \cdot x + \omega_e \cdot t) \qquad [10]$$

respectivamente, para el mismo orden de magnitud que la amplitud de las olas.

La fuerza debida a la acción de las olas, que actúa sobre un elemento de superficie mojada dS, situado alrededor del punto de coordenadas (x, y, z), vale:

$$\vec{dF} = p_w(x, y, z; t) \cdot \vec{n} \cdot dS$$

donde:

$\vec{n}$ es el versor normal a la superficie mojada en el punto (x, y, z), con sentido positivo hacia el interior del buque.

La componente de esta fuerza, en la dirección del eje 0z será:

$$dZ_w = P_w(x, y, z; t) \cdot dx \cdot dy$$

y la componente, según el eje 0z, de la resultante general de las fuerzas debidas a la sección de las olas, valdrá:

$$Z_w = \int_{L_w} \int_{B(x)} p_w(x, y, z; t) \cdot dy \cdot dx \qquad [11]$$

donde la primera integral es, respecto a la eslora en la flotación del buque, L_w, y la segunda respecto a la manga de la sección de abcisa x, B(x).

El momento resultante, respecto al eje 0y, de las fuerzas debidas a la acción de las olas, será la suma de los momentos debidos a las dZ_w:

$$M_w = -\int_{L_w} x \cdot \int_{B(x)} p_w(x, y, z; t) \cdot dy \cdot dx \qquad [12]$$

más la suma de los momentos debidos a las componentes de $\vec{dF}$ en la dirección del eje 0x. La contribución a este segundo sumando de la parte cilíndrica del buque es nula, y las de los finos de proa y de popa son de signos contrarios, por lo que su valor neto se puede considerar pequeño. Por ello, y sobre todo para que el cálculo de las fuerzas debidas a la acción de las olas sea acorde con el de las debidas a los movimientos, que veremos en el siguiente apartado, prescindiremos de este segundo sumando.

Sustituyendo la ecuación [9] en las [11] y [12] resulta:

$$Z_w = \rho \cdot g \cdot \int_{L_w} \int_{B(x)} e^{K \cdot z} \cdot \text{sen}(K \cdot x + \omega_e \cdot t) \cdot dy \cdot dx \qquad (13)$$

$$M_w = -\rho \cdot g \cdot \int_{L_w} x \cdot \int_{B(x)} e^{K \cdot z} \text{sen}(K \cdot x + \omega_e \cdot t) \cdot dy \cdot dx$$

y desarrollando $\text{sen}(K \cdot x + \omega_e \cdot t)$ se puede escribir:

$$Z_w = C_Z \cdot \cos(\omega_e \cdot t) + S_Z \cdot \text{sen}(\omega_e \cdot t)$$
$$M_w = C_M \cdot \cos(\omega_e \cdot t) + S_M \cdot \text{sen}(\omega_e \cdot t) \qquad [14]$$

donde:

$$C_Z = \rho \cdot g \cdot \int_{L_w} \text{sen}(K \cdot x) \cdot \int_{B(x)} e^{K \cdot z} \cdot dy \cdot dx$$

$$S_Z = \rho \cdot g \cdot \int_{L_w} \cos(K \cdot x) \cdot \int_{B(x)} e^{K \cdot z} \cdot dy \cdot dx$$

$$C_M = -\rho \cdot g \cdot \int_{L_w} x \cdot \text{sen}(K \cdot x) \cdot \int_{B(x)} e^{K \cdot z} \cdot dy \cdot dx$$

$$S_M = -\rho \cdot g \cdot \int_{L_w} x \cdot \cos(K \cdot x) \cdot \int_{B(x)} e^{K \cdot z} \cdot dy \cdot dx$$

Particularizando la expresión [10] para $x = 0$, tenemos la elevación de la superficie del agua en el punto 0, origen de coordenadas del sistema 0, x, y, z, que vale:

$$(z_w)_o = \text{sen}(\omega_e \cdot t) \qquad [15]$$

Si tomamos como referencia para definir la ola, esta elevación en el origen 0, S_Z y S_M representan las amplitudes de la fuerza y el momento, respectivamente, en fase con la ola. C_Z y C_M representan las mismas magnitudes en cuadratura con la ola, más exactamente, con un retraso de fase de $-\pi/2$ o $-90°$. Podemos escribir por lo tanto:

$$Z_w = a_{Z_w} \cdot \text{sen}(\omega_e \cdot t - \Phi_{Z_w}) \qquad [16]$$

$$M_w = a_{M_w} \cdot \text{sen}(\omega_e \cdot t - \Phi_{M_w})$$

donde:

$a_{Z_w} = (S_Z^2 + C_Z^2)^{1/2}$ es la amplitud de Z_w.

$a_{M_w} = (S_M^2 + C_M^2)^{1/2}$ es la amplitud de M_w.

$\Phi_{Z_w} = \text{arc tg} \dfrac{-C_Z}{S_Z}$ es el retraso de fase de Z_w respecto a la ola.

$\Phi_{M_w} = \text{arc tg} \dfrac{-C_M}{S_M}$ es el retraso de fase de M_w respecto a la ola.

2.4. Fuerzas debidas a los movimientos del buque

Para calcular las fuerzas debidas a los movimientos supondremos, tal como hicimos en el apartado anterior para calcular las debidas a la acción de las olas, que dichas fuerzas son de tipo potencial. Haremos, además, otra hipótesis, que realmente hemos hecho también en el apartado anterior al calcular el momento: supondremos que no hay flujo de agua, ni por lo tanto fuerzas, en la dirección del eje 0x. Es decir, que consideraremos el movimiento de cada sección transversal del buque (paralela al plano 0 y z) como bidimensional en su propio plano. Dicho de una manera más gráfica: cortaremos (con la imaginación, por supuesto) el buque en rebanadas, mediante planos transversales; sustituiremos cada rebanada real por una rebanada cilíndrica cuya sección sea la de uno de sus extremos; pegaremos las rebanadas cilíndricas tal como estaban las rebanadas reales, con lo que todas ellas se moverán como un conjunto rígido, y supondremos que las fuerzas debidas a los movimientos de cada rebanada, son las mismas que habría si ésta perteneciese a un cilindro infinitamente largo, de su misma sección, que oscilara como lo hace la rebanada. Esta hipótesis se conoce como teoría de rebanadas («strip theory») y aparece por primera vez en la literatura en el trabajo «The inertia of the water surrounding a vibrating ship», de Frank M. Lewis, publicado por la SNAME en 1929, es decir, en un trabajo sobre vibraciones.

La teoría de rebanadas reduce el problema de la oscilación tridimensional, por el momento sin resolver, salvo para cuerpos con una geometría muy sencilla, al de la oscilación bidimensional. Lewis obtuvo las fuerzas bidimensionales, mediante la transformación conforme de un semicírculo. Su trabajo ha sido continuado y perfeccionado por muchos investigadores. Para estudiar el cálculo de las fuerzas debidas a los movimientos, mediante la transformación conforme, puede verse por ejemplo la referencia 5. En la actualidad, además de la transformación conforme, se dispone de otro método para calcular las fuerzas debidas a los movimientos, debido a W. Frank. En el Apéndice que aparece al final de este trabajo se describe detalladamente mi versión del método de Frank, que sólo difiere de la original (ref. 6) en pequeños detalles.

Las fórmulas (A.7) del Apéndice dan la fuerza vertical de primer orden, por unidad de longitud, para un cilindro que realiza un movimiento de oscilación vertical sinusoidal, de amplitud infinitamente pequeña, definido por la fórmula (A.1). Las funciones $\Phi(y, z)$ y $\psi(y, z)$ que aparecen en las fórmulas (A.7), y que dependen de la geometría de la sección y de la frecuencia ω_e de la oscilación, pero no de su amplitud, se obtienen resolviendo el sistema de ecuaciones lineales (A.13).

Los movimientos de oscilación vertical z(t) y cabeceo θ(t), producidos por el tren de olas de Airy, de amplitud infinitesimal, considerado en el apartado anterior, tendrán una frecuencia ω_e, que es la de encuentro entre el buque y las olas. Sus expresiones serán, por lo tanto, de la forma:

$$Z = a_z \,.\, \text{sen}\,(\omega_e \,.\, t - \Phi_z) = a_{z_c} \,.\, \cos\,(\omega_e \,.\, t) + a_{z_s} \,.\, \text{sen}\,(\omega_e \,.\, t)$$

$$\theta = a_\theta \,.\, \text{sen}\,(\omega_e \,.\, t - \Phi_\theta) = a_{\theta_c} \,.\, \cos\,(\omega_e \,.\, t) + a_{\theta_s} \,.\, \text{sen}\,(\omega_e \,.\, t) \qquad [17]$$

donde a_z y a_θ (amplitudes); a_{z_s} y a_{θ_s} (amplitudes de las componentes en fase con la ola), y a_{z_c} y a_{θ_c} (amplitudes de las componentes en cuadratura con la ola) son del mismo orden de magnitud que la amplitud de la ola, que tomamos como unidad. Estas amplitudes y las fases Φ_z y Φ_θ son precisamente lo que queremos calcular.

Consideremos una rebanada elemental de longitud dx y abcisa x. Su movimiento, que podemos suponer vertical al ver θ un infinitésimo, será infinitesimal y vendrá definido por:

$$\bar{z}_c(t) = z - x \,.\, \theta$$

Sustituyendo esta expresión en A.7, la fuerza vertical por unidad de longitud de la rebanada será:

$$F_z(t) = -r \,.\, z - n \,.\, \dot{z} - m_a \,.\, \ddot{z} + x \,.\, r \,.\, \theta + x \,.\, n \,.\, \dot{\theta} + x \,.\, m_a \,.\, \ddot{\theta}$$

y el momento de dicha fuerza respecto al eje 0y:

$$M_y(t) = x \,.\, r \,.\, z + x \,.\, n \,.\, \dot{z} + x \,.\, m_a \,.\, \ddot{z} - x^2 \,.\, r \,.\, \theta - x^2 \,.\, n \,.\, \dot{\theta} - x^2 \,.\, m_a \,.\, \ddot{\theta}$$

Nótese que, de la misma forma que $\Phi(y, z)$ y $\psi(y, z)$, r, n y m_a dependen de la geometría de la sección y de ω_e, pero no de las amplitudes de z y θ. Integrando a lo largo de la eslora en la flotación L_w, resulta:

$$Z_m = -Z_z \,.\, z - Z_{\dot{z}} \,.\, \dot{z} - Z_{\ddot{z}} \,.\, \ddot{z} - Z_\theta \,.\, \theta - Z_{\dot{\theta}} \,.\, \dot{\theta} - Z_{\ddot{\theta}} \,.\, \ddot{\theta}$$

$$M_m = -M_z \,.\, z - M_{\dot{z}} \,.\, \dot{z} - M_{\ddot{z}} \,.\, \ddot{z} - M_\theta \,.\, \theta - M_{\dot{\theta}} \,.\, \dot{\theta} - M_{\ddot{\theta}} \,.\, \ddot{\theta} \qquad [18]$$

donde:

$Z_z = \int_{L_w} r(x) \,.\, dx$ es el coeficiente de fuerza restauradora del buque para oscilación vertical.

$Z_{\dot{z}} = \int_{L_w} m(x) \,.\, dx$ es el coeficiente de amortiguamiento de oscilación vertical del buque.

$Z_{\ddot{z}} = \int_{L_w} m_a(x) \,.\, dx$ es la masa añadida del buque para oscilación vertical.

$M_\theta = \int_{L_w} x^2 \,.\, r(x) \,.\, dx$ es el coeficiente de par restaurador del buque para cabeceo.

$M_{\dot{\theta}} = \int_{L_w} x^2 \,.\, n(x) \,.\, dx$ es el coeficiente de amortiguamiento de cabeceo del buque.

$M_{\ddot{\theta}} = \int_{L_w} x^2 \,.\, m_a(x) \,.\, dx$ es la inercia añadida del buque para cabeceo.

$$Z_\theta = M_z = -\int_{L_w} x \,.\, r(x) \,.\, dx$$

$$Z_{\dot{\theta}} = M_{\dot{z}} = -\int_{L_w} x \,.\, n(x) \,.\, dx$$

$$Z_{\ddot{\theta}} = M_{\ddot{z}} = -\int_{L_w} x \,.\, m_a(x) \,.\, dx$$

son coeficientes de acoplamiento entre la oscilación vertical y el cabeceo. Las igualdades

$$Z_\theta = M_z, \quad Z_{\dot{\theta}} = M_{\dot{z}} \quad \text{y} \quad Z_{\ddot{\theta}} = M_{\ddot{z}}$$

demuestran que se cumple el Principio de Reciprocidad de Betti-Maxwell, lo que no ocurre con los otros métodos de cálculo que conozco (refs. 8, 9, 10 y 15).

2.5. Solución de las ecuaciones de Euler

La sustitución de las ecuaciones [18] en [6] y de [6] en [4], conduce a las ecuaciones:

$$\begin{bmatrix} m + Z_{\ddot{z}} & Z_{\ddot{\theta}} \\ M_{\ddot{z}} & I_y + M_{\ddot{\theta}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z}(t) \\ \ddot{\theta}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Z_{\dot{z}} & Z_{\dot{\theta}} - m.V \\ M_{\dot{z}} & M_{\dot{\theta}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}(t) \\ \dot{\theta}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Z_z & Z_\theta \\ M_z & M_\theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z(t) \\ \theta(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_w \\ M_w \end{bmatrix} \quad [19]$$

que, teniendo en cuenta las [17] y [14], permiten determinar la oscilación vertical y el cabeceo. Sustituyendo estas ecuaciones en [19] e igualando por separado los términos en $\cos(\omega_e . t)$ y $\operatorname{sen}(\omega_e . t)$, resulta:

$$\begin{bmatrix} Z_z - \omega_e^2 (m + Z_{\ddot{z}}) & \omega_e Z_{\dot{z}} & Z_\theta - \omega_e^2 Z_{\ddot{\theta}} & \omega_e (Z_{\dot{\theta}} - mV \\ -\omega_e Z_{\dot{z}} & Z_z - \omega_e^2 (m + Z_{\ddot{z}}) & -\omega_e (Z_{\dot{\theta}} - mV) & Z_\theta - \omega_e^2 Z_{\ddot{\theta}} \\ M_z - \omega_e^2 M_{\ddot{z}} & \omega_e M_{\dot{z}} & M_\theta - \omega_e^2 (I_y + M_{\ddot{\theta}}) & \omega_e M_{\dot{\theta}} \\ -\omega_e M_{\dot{z}} & M_z - \omega_e^2 M_{\ddot{z}} & -\omega_e M_{\dot{\theta}} & M_\theta - \omega_e^2 (I_y + M_{\ddot{\theta}}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_{z_c} \\ a_{z_s} \\ a_{\theta_c} \\ a_{\theta_s} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_Z \\ S_Z \\ C_M \\ S_M \end{bmatrix} \quad [20]$$

Estas ecuaciones permiten obtener unos valores de las amplitudes de las componentes en fase y en cuadratura con las olas, que designaremos por

$$a'_{z_c} \quad , \quad a'_{z_s} \quad , \quad a'_{\theta_c} \quad y \quad a'_{\theta_s}$$

2.6. Corrección por efecto giroscópico

La solución de la ecuación [5], teniendo en cuenta los resultados del apartado 2.5 es:

$$a''_{z_c} = -V . a'_{\theta_s} / \omega_e$$
$$a''_{z_c} = V . a'_{\theta_c} / \omega_e \quad [21]$$

que supone un movimiento de oscilación vertical adicional:

$$a''_{z_c} . \cos(\omega_e . t) + a''_{z_s} . \operatorname{sen}(\omega_e . t)$$

La energía necesaria para mantener este movimiento es, al menos en parte, responsable del aumento de potencia necesario para mantener la velocidad V en olas.

2.7. Movimientos resultantes

Los movimientos totales son la suma de los que resultan de resolver [20] y de los dados por [21], es decir:

$$a_{z_c} = a'_{z_c} + a''_{z_c} = a'_{z_c} - V . a'_{\theta_s} / \omega_e$$
$$a_{z_s} = a'_{z_s} + a''_{z_s} = a'_{z_s} + V . a'_{\theta_c} / \omega_e \quad [22]$$
$$a_{\theta_c} = a'_{\theta_c}$$
$$a_{\theta_s} = a'_{\theta_s}$$

Los movimientos se expresan entonces en la forma:

$$z(t) = a_{z_c} . \cos(\omega_e . t) + a_{z_s} . \operatorname{sen}(\omega_e . t)$$
$$\theta(t) = a_{\theta_c} . \cos(\omega_e . t) + a_{\theta_s} . \operatorname{sen}(\omega_e . t) \quad [23]$$

```
FUNCIONES DE TRANSFERENCIA DEL MODELO SERIE 60-CB=0.70
******************************************************

NUMERO DE FROUDE= 0.208

LONGITUD DE OLA/ESLORA= 2.500
OSC.VER. MODULO=  0.98 M/M  FASE=  23.60 GR
CABECEO  MODULO= 78.78 GR/M = 1.33 GR/GR  FASE= 117.21 GR
DESFASE=  93.60 GR

LONGITUD DE OLA/ESLORA= 2.250
OSC.VER. MODULO=  1.00 M/M  FASE=  26.63 GR
CABECEO  MODULO= 86.45 GR/M = 1.31 GR/GR  FASE= 121.22 GR
DESFASE=  94.58 GR

LONGITUD DE OLA/ESLORA= 2.000
OSC.VER. MODULO=  1.04 M/M  FASE=  32.44 GR
CABECEO  MODULO= 97.86 GR/M = 1.32 GR/GR  FASE= 127.54 GR
DESFASE=  95.10 GR

LONGITUD DE OLA/ESLORA= 1.750
OSC.VER. MODULO=  1.11 M/M  FASE=  40.86 GR
CABECEO  MODULO=114.54 GR/M = 1.35 GR/GR  FASE= 136.09 GR
DESFASE=  95.22 GR

LONGITUD DE OLA/ESLORA= 1.500
OSC.VER. MODULO=  1.25 M/M  FASE=  60.21 GR
CABECEO  MODULO=134.98 GR/M = 1.37 GR/GR  FASE= 151.41 GR
DESFASE=  91.19 GR

LONGITUD DE OLA/ESLORA= 1.250
OSC.VER. MODULO=  1.36 M/M  FASE= 109.54 GR
CABECEO  MODULO=142.89 GR/M = 1.20 GR/GR  FASE= 175.68 GR
DESFASE=  66.13 GR

LONGITUD DE OLA/ESLORA= 1.000
OSC.VER. MODULO=  0.49 M/M  FASE= 215.82 GR
CABECEO  MODULO=113.51 GR/M = 0.76 GR/GR  FASE= 217.30 GR
DESFASE=   1.48 GR

LONGITUD DE OLA/ESLORA= 0.750
OSC.VER. MODULO=  0.11 M/M  FASE= 342.66 GR
CABECEO  MODULO= 28.67 GR/M = 0.14 GR/GR  FASE= 267.46 GR
DESFASE= 284.79 GR

LONGITUD DE OLA/ESLORA= 0.500
OSC.VER. MODULO=  0.01 M/M  FASE=  44.88 GR
CABECEO  MODULO=  5.16 GR/M = 0.01 GR/GR  FASE=  94.52 GR
DESFASE=  49.63 GR
```

Figura 2.

A veces resulta más útil expresar los movimientos mediante su amplitud y su fase, es decir:

$$z(t) = a_z \cdot \text{sen}\,(\omega_e \cdot t - \Phi_z)$$
$$\theta(t) = a_\theta \cdot \text{sen}\,(\omega_e \cdot t - \Phi_\theta) \qquad [24]$$

siendo:

$$a_z = (a^2_{z_c} + a^2_{z_s})^{1/2}$$
$$\Phi_z = \text{arc tg}\,\frac{-a_{z_c}}{a_{z_s}}$$
$$a_\theta = (a^2_{\theta_c} + a^2_{\theta_s})^{1/2}$$
$$\Phi_\theta = \text{arc tg}\,\frac{-a_{\theta_c}}{a_{\theta_s}}$$

donde a_{z_c}, a_{z_s}, a_{θ_c}, a_{θ_s} son los definidos en las fórmulas [22]. La figura 2, que se explica en el apartado siguiente, da los valores de

$$a_z,\ \Phi_z,\ a_\theta,\ \Phi_\theta \quad \text{y} \quad (\Phi_\theta - \Phi_z)$$

para un buque en olas longitudinales regulares de diferentes longitudes.

3. COMPARACION CON RESULTADOS EXPERIMENTALES Y CONCLUSIONES

La referencia 3 contiene los programas fuente de ordenador para calcular las funciones de transferencia de los movimientos de oscilación vertical y cabeceo, así como los de oscilación lateral, balance y guiñada para distintas marcaciones de las olas, junto con instrucciones para su uso. En estos programas no está incluida la corrección por efecto giroscópico de la fórmula (5) y el apartado 2.6, que he introducido en el método posteriormente a la publicación de aquel trabajo y que presento por primera vez en éste. El efecto de esta corrección es importante. Queda pendiente la inclusión de términos no lineales en el amortiguamiento de balance. Los programas de la referencia 3 dan las funciones de transferencia en la forma de las ecuaciones (23), es decir, las amplitudes de las componentes en fase y en cuadratura con la ola. Esta es la forma más adecuada para el cálculo de espectros y espectros cruzados, así como para imponer restricciones a los movimientos, absolutos o relativos al agua, aislados o combinados, en la elongación, en la velocidad o en la aceleración, para todo lo cual hay programa en la citada referencia. En cambio, para comparar con funciones de transferencia obtenidas experimentalmente, es preferible la forma de las ecuaciones (24), es decir, dar módulo y fase de cada movimiento. Por ello he desarrollado un nuevo programa que incluye ya la corrección por efecto giroscópico, y da los resultados en módulo y fase y con una presentación fácil de leer. La figura 2 es la hoja de salida de dicho programa para uno de los cálculos realizados sobre un modelo de 2,438 metros de eslora entre perpendiculares del buque serie 60, 0.70 de coeficiente de bloque, número 4212 W, que es el base de la serie para ese coeficiente de bloque. La figura 7 es la caja de cuadernas de dicho modelo, cuyas características aparecen en la tabla III y en las referencias 7 y 11.

Este mismo modelo ha sido ensayado por Gerritsma en el Canal del Shipbuilding Laboratory de la Universidad Tecnológica de Delft (ref. 7), y por Sierra en el de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales de Madrid, utilizando ambos prácticamente el mismo dispositivo de ensayo, en canales de dimensiones bastante parecidas, lo que representa una oportunidad poco frecuente de contrastar cálculos y experimentación. El aprovechar esta oportunidad ha resultado un poco caro, ya que el esperar a disponer de los resultados de los ensayos de Madrid ha supuesto, primero por dificultades en la adquisición del equipo necesario y, sobre todo, por haberse interpuesto las obras de ampliación del canal, que este trabajo vea la luz con cinco años de retraso, lo que evidentemente le resta importancia en el ámbito internacional. Sin embargo, este mismo retraso puede darle mayor actualidad en el ámbito nacional y hacerlo más adecuado para su presentación en sesiones técnicas, ya que ahora la profesión en general está más familiarizada con el tema y las discusiones pueden ser más interesantes, lo que al fin y al cabo es la razón de ser principal de las sesiones.

La tabla I da los resultados de los cálculos y de los ensayos de Gerritsma. En ella, como en la figura 2 y

Tabla I

FUNCIONES DE TRANSFERENCIA DEL MODELO SERIE 60-C_B = 0.70

		Oscilación vertical (M/M)		Cabeceo (GR/GR)		Desfase (cabeceo tras Os. Ver.) GR	
F_N	λ/L	Cálculo	Ensayos (7)	Cálculo	Ensayos (7)	Cálculo	Ensayos (7)
	0.75	0.14	0.15	0.23	0.12		
	1.00	0.74	0.82	0.83	0.77	53	50
0.15	1.25	1.00	0.90	1.21	1.10	92	43
	1.50	0.97	0.82	1.24	1.20	97	73
	1.75	0.95	0.86	1.22	1.12	96	75
	0.75	0.11	0.11	0.15	0.06		
	1.00	0.53	0.78	0.78	0.64	7	71
0.20	1.25	1.31	1.14	1.22	1.17	71	48
	1.50	1.20	1.10	1.35	1.32	92	59
	1.75	1.08	0.94	1.34	1.26	95	68
	0.75	0.08	0.11	0.10	0.06		
	1.00	0.31	0.51	0.60	0.51	338	82
0.25	1.25	1.34	1.38	1.17	1.00	32	64
	1.50	1.51	1.45	1.39	1.32	82	55
	1.75	1.29	1.06	1.45	1.31	94	60
	0.75	0.07	0.11	0.07	0.08		
	1.00	0.19	0.31	0.44	0.37	319	72
0.30	1.25	1.08	1.22	1.20	0.93	357	81
	1.50	1.76	1.65	1.27	1.16	60	66
	1.75	1.57	1.34	1.49	1.31	87	61

Tabla II

FUNCIONES DE TRANSFERENCIA DEL MODELO SERIE 60-C_B = 0.70 (ENSAYOS A. I. C. N.)

F_N	λ/L	Oscilación vertical (M/M)	Cabeceo (GR/GR)	Desfase (cabeceo tras os. ver.) GR
	0.69	0.04	0.21	
	0.96	0.37	0.47	55
0.15	1.20	0.79	1.06	20
	1.40	0.74	1.18	40
	1.62	0.77	1.21	65
	0.69	0.05	0.06	
	0.96	0.31	0.37	75
0.197	1.20	1.21	0.94	35
	1.38	1.16	1.41	50
	1.62	0.91	1.31	30
	0.69	0.06	0.10	
	0.96	0.27	0.34	65
0.252	1.20	1.20	0.83	55
	1.38	1.74	1.26	50
	1.62	1.40	1.55	45
	0.69	0.09	0.07	
	0.96	0.19	0.27	50
0.294	1.20	1.12	0.79	40
	1.41	1.84	1.09	35
	1.58	1.81	1.28	50

en las tablas y figuras que siguen, la amplitud de la oscilación vertical se da por unidad de amplitud de ola y la amplitud del cabeceo se da dividida por la pendiente máxima de la ola, que vale $2\pi a_w/\lambda$ siendo a_w la amplitud y λ la longitud de la ola. En la figura 2, la amplitud de cabeceo se da también en grados por metro de amplitud de la ola. La tabla II da los resultados de los ensayos de Sierra. Estos ensayos no pudieron realizarse exactamente a las velocidades y, sobre todo, a las longitudes de ola de los de Gerritsma, por lo que no cabe una comparación numérica entre los tres conjuntos de resultados, aunque sí una comparación gráfica, dando como buenas las velocidades de Sierra, que realmente son muy próximas a las de Gerritsma y a las de los cálculos.

En las figuras 3 a 6 se comparan gráficamente los resultados del cálculo, representados por aspas, con los experimentales de Gerritsma (ref. 7), representados por triángulos, y los de Sierra (ensayos AICN), representados por círculos. Cada figura corresponde a un número de Froude, F_N que aparece destacado en el ángulo superior izquierdo de la misma. Se han considerado números de Froude de 0.15, 0.20, 0.25 y 0.30. Por debajo de $F_N = 0.15$ los resultados experimentales podrían estar distorsionados debido al efecto de las paredes del canal, especialmente para las olas más largas (ref. 7). La velocidad de servicio del buque correspondería a un número de Froude de 0.208, por lo que, desde un punto de vista práctico, los resultados para los números de Froude más altos no son muy interesantes, pero sí lo son desde el punto de vista de contrastar la validez del método de cálculo. Las olas que se han utilizado en ambos grupos

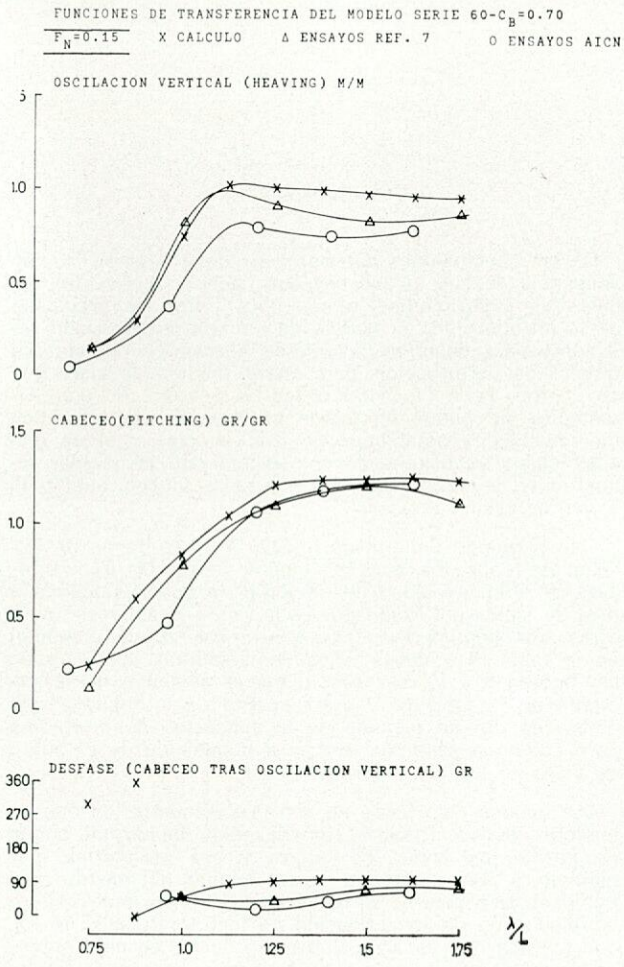


Figura 3.

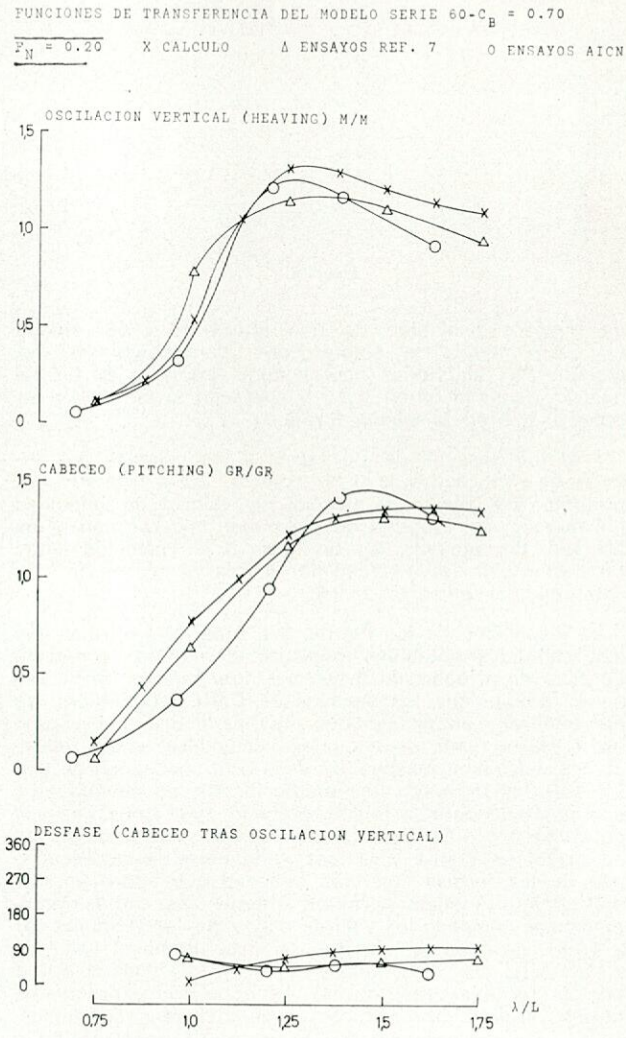


Figura 4.

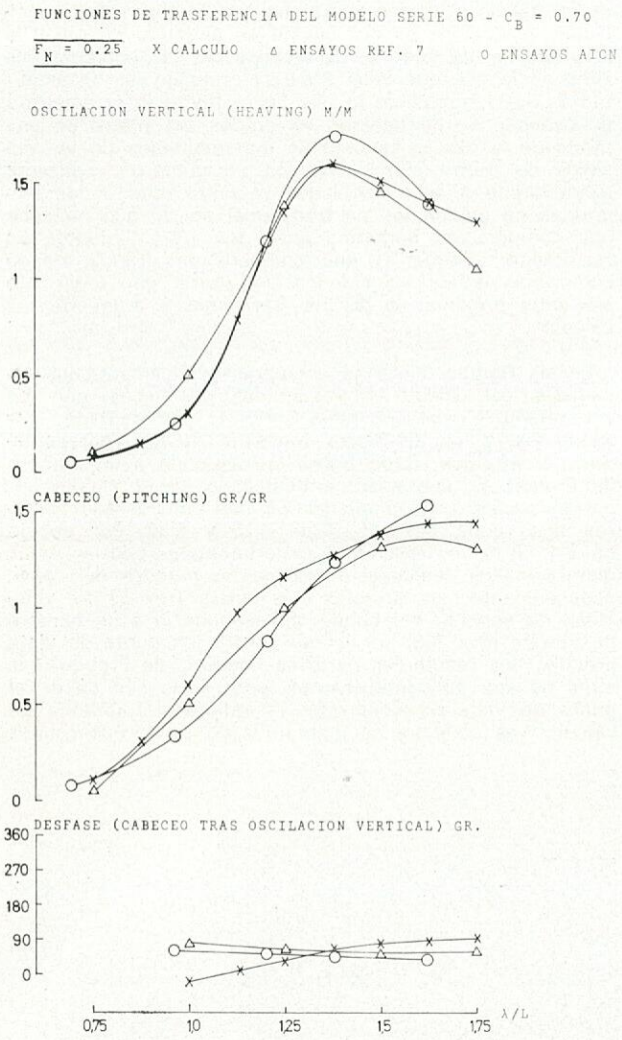


Figura 5.

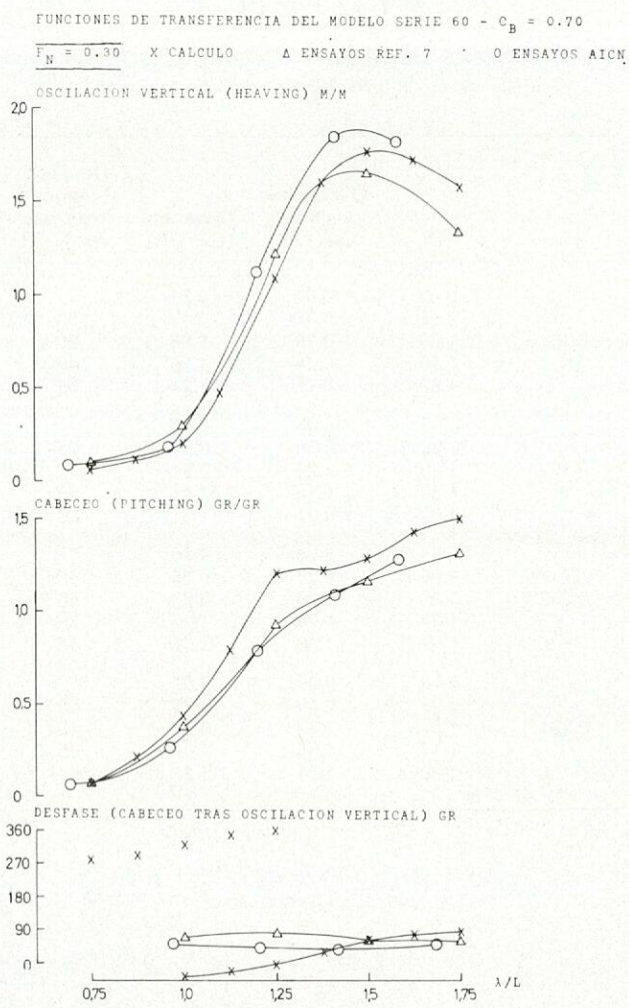


Figura 6.

de ensayos han sido de una altura de L/48, siendo L = 2,438 metros la eslora entre perpendiculares del modelo. Sus longitudes figuran numéricamente en las tablas I y II en la forma λ/L, y aparecen al pie de las figuras 3 a 6 en la misma forma.

Para los ensayos de Gerritsma y los cálculos, los valores de λ/L han sido 0.75, 1., 1.25, 1.5 y 1.75. Para el programa de cálculo, la elección de valores de velocidad del buque y de longitud de ola puede hacerse con plena libertad. Por ejemplo, en la figura 2 los cálculos están realizados para la velocidad de servicio y valores de λ/L comprendidos entre 0.5 y 2.5.

La inspección de las figuras 3 a 6 permite afirmar que los resultados obtenidos mediante el método de cálculo descrito en el apartado 2 son bastante buenos. Si se tiene en cuenta que los ensayos de Delft y de Madrid se han realizado en condiciones muy parecidas, por lo que hasta cierto punto se les puede considerar como repeticiones del mismo ensayo, se llega a la conclusión de que los cálculos permiten una predicción de los movimientos con prácticamente la misma precisión que unos ensayos de canal con olas, teniendo los cálculos las ventajas de su mayor economía y rapidez y de permitir modificaciones de las formas con más facilidad que sobre un modelo físico. Además permiten obtener las cargas hidrodinámicas sumando los valores dados por las fórmulas (9) y (A.6), después de sustituir en esta última el valor de $z_c(t) = z(t) - x \cdot \theta(t)$, donde $z(t)$ y $\theta(t)$ vienen dados por las fórmulas (23) o (24). La obtención experimental de las cargas hidrodinámicas es costosísima, requiriendo, en el menos ambicioso de los casos, la construcción e instrumentación de un modelo segmentado.

De las conclusiones anteriores no debe sacarse la consecuencia de que lo que hay que hacer es cerrar los canales de experimentación con olas. Como he precisado en la introducción, el modelo de Pierson es adecuado solamente para describir las mares ligeras y, mediante la técnica de perturbación, para mares moderadas, pero que se aparten poco de la linealidad. El estudio del comportamiento del buque en mares gruesas, el de la pérdida de velocidad y estabilidad de ruta en olas y el de muchos casos especiales de comportamiento en la mar requieren y seguirán requiriendo durante mucho tiempo la experimentación en canal.

Como epílogo del trabajo incluyo los resultados de los cálculos realizados para el modelo serie 60 - C_B = 0.74-4212 W a la velocidad de servicio, de cuyos cálculos la hoja de salida del ordenador es la figura 2, así como para otros tres buques cuyas características se dan también en la tabla III y cuyas cajas de cuadernas aparecen en las figuras 8 a 10. Los resultados se resumen numéricamente en la tabla IV y gráficamente en la figura 11. El objeto es dar un ejemplo de la aplicación del programa para comparar distintas formas o buques desde el punto de vista de los movimientos.

Los buques calculados no son precisamente los que yo hubiera elegido. Hubiera sido deseable incluir un buque de pasaje, un buque de guerra y una plataforma, por ejemplo, o preferiblemente varios buques del mismo tipo. Entonces la comparación hubiera tenido más interés. Pero la Asociación de Investigación de la Construcción Naval, que sufraga mis escarceos investigadores, es muy pobre, por lo que no he querido gravarla más, y, en consecuencia, no he calculado los buques cuyos resultados me hubiera

Tabla III

CARACTERISTICAS DE LOS BUQUES CALCULADOS

	Serie 60-C_B = 0.70 4212 W	VICTORY	Buque portabarcazas	Pesquero de arrastre por popa
Eslora entre perpendiculares: L (m.)	121.92 (2.438)	133.045	234.94	37.666
Relación de esbeltezll $L/\nabla^{1/3}$	5.593	5.392	5.645	4.024
Relación eslora/manga: L/B	7.00	7.04	7.34	3.96
Relación manga/calado: B/T	2.50	2.17	2.67	2.50
Coeficiente del bloque: C_B	0.700	0.6876	0.799	0.603
Coeficiente prismático: C_P	0.710	0.6964	0.870	
Coeficiente prismático vertical: C_{PV}	0.891	0.9303	0.876	0.757
Coeficiente de la maestra: C_X	0.986	0.9879	0.918	
Coeficiente de la flotación: C_W	0.785	0.7395	0.912	0.797
Número de Froude: F_N	0.208	0.220	0.193	0.321
Radio de giro para el cabeceo/L	0.25	0.25	0.25	0.25

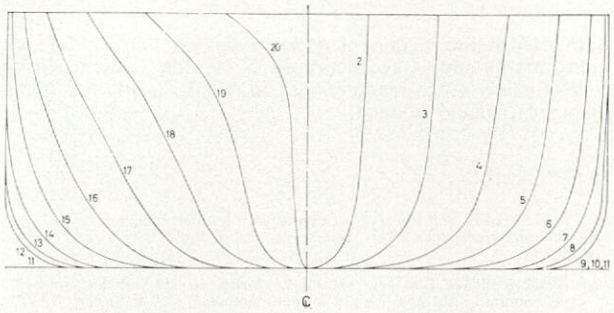


Figura 7.—Caja de cuadernas del modelo de la serie 60 de 0,70 C_B 4212 W.

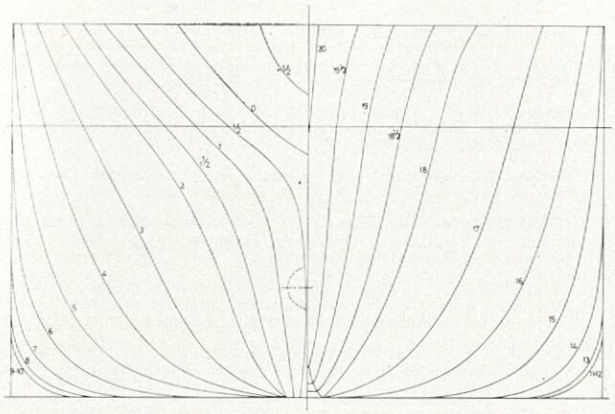


Figura 8.—Caja de cuadernas del VICTORY.

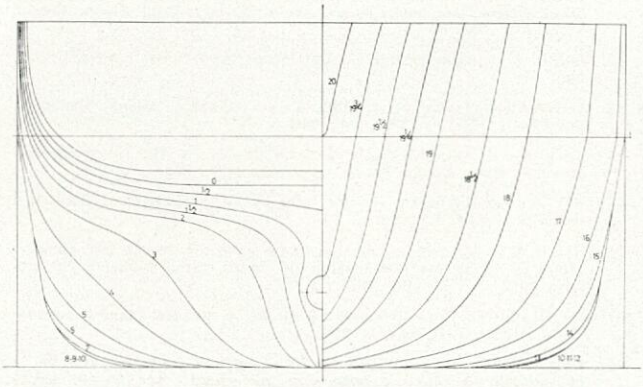


Figura 9.—Caja de cuadernas del buque portabarcazas, para el que se han calculado las funciones de transferencia de oscilación vertical y cabeceo.

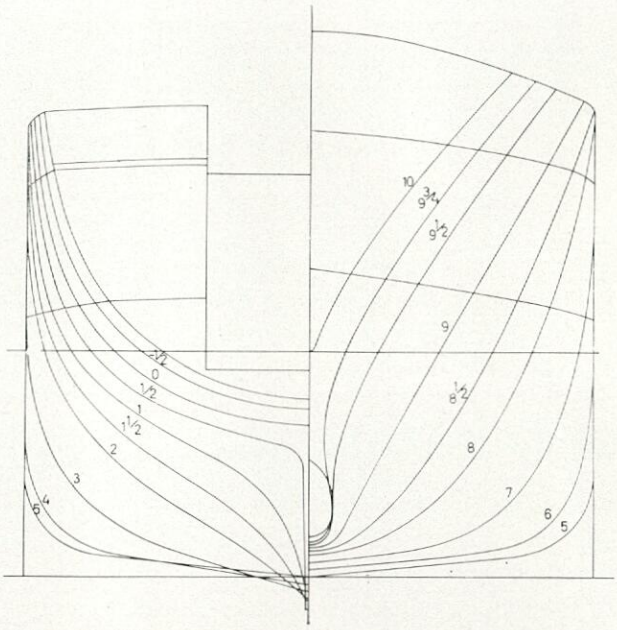


Figura 10.—Caja de cuadernas del pesquero de arrastre por popa, para el que se han calculado las funciones de transferencia de oscilación vertical y cabeceo.

gustado presentar como colofón del trabajo, sino que me he limitado a presentar buques que ya tenía calculados (aunque no había publicado los resultados) anteriormente por diversas causas: el VICTORY, porque es el que elegí en un principio para la comprobación del método de cálculo, aunque luego lo sustituí por el Serie 60 por haber encontrado contradicciones en los resultados publicados para aquél; el portabarcazas, porque lo calculé en relación con un proyecto de buques de este tipo realizado por Enrique Lecuona en la AICN (ref. 19), y el pesquero, porque es el que se empleó en el trabajo de Mazarredo y Lecuona, que aparece en la lista de referencias con el número 18, y en el que participé elaborando un modelo matemático, harto heurístico, en el que se partía de los valores de masa añadida y amortiguamiento calculados con mis programas.

Aun cuando los buques calculados no sean los más idóneos, creo que la tabla IV y la figura 11 son interesantes porque muestran las diferentes respuestas de los buques considerados. En particular, es notable la diferencia entre el Serie 60 y el VICTORY, que son buques bastante parecidos en lo que se refiere al cabeceo. De acuerdo con los cálculos, el VICTORY es considerablemente más confortable que el Serie 60, además de que

Tabla IV

FUNCIONES DE TRANSFERENCIA CALCULADAS PARA VARIOS BUQUES

	Oscilación vertical (heaving) M/M				Cabeceo (pitching) GR/GR				Desfase (osc. ver. tras cabeceo) GR			
λ/L	Serie 60-C_B = = 0.70	VICTORY	Portabarcazas	Pesquero arrastre	Serie 60-C_B = = 0.70	VICTORY	Portabarcazas	Pesquero arrastre	Serie 60-C_B = = 0.70	VICTORY	Portabarcazas	Pesquero arrastre
0.25		0.00	0.00			0.00	0.00			341.45	300.24	
0.5	0.01	0.07	0.05	0.00	0.01	0.13	0.12	0.01	49.63	289.79	276.52	304.51
0.75	0.11	0.13	0.18	0.04	0.14	0.23	0.12	0.02	284.79	275.30	197.98	278.17
1.	0.49	0.58	0.11	0.05	0.76	0.40	0.35	0.17	1.48	307.19	14.29	272.37
1.25	1.36	1.45	0.41	0.20	1.20	0.51	0.59	0.53	66.13	2.24	64.61	310.17
1.5	1.25	1.52	0.61	0.52	1.37	0.66	0.75	0.82	91.19	53.58	79.73	355.22
1.75	1.11	1.31	0.72	1.01	1.35	0.74	0.81	0.96	95.22	71.59	86.42	29.16
2.	1.04	1.20	0.79	1.29	1.32	0.83	0.91	1.07	95.10	77.54	88.24	62.10
2.25	1.00	1.12	0.82	1.34	1.31	0.85	0.93	1.24	94.58	82.12	90.27	79.79
2.5	0.98	1.08	0.85	1.28	1.33	0.88	0.96	1.31	93.60	84.07	91.15	88.23

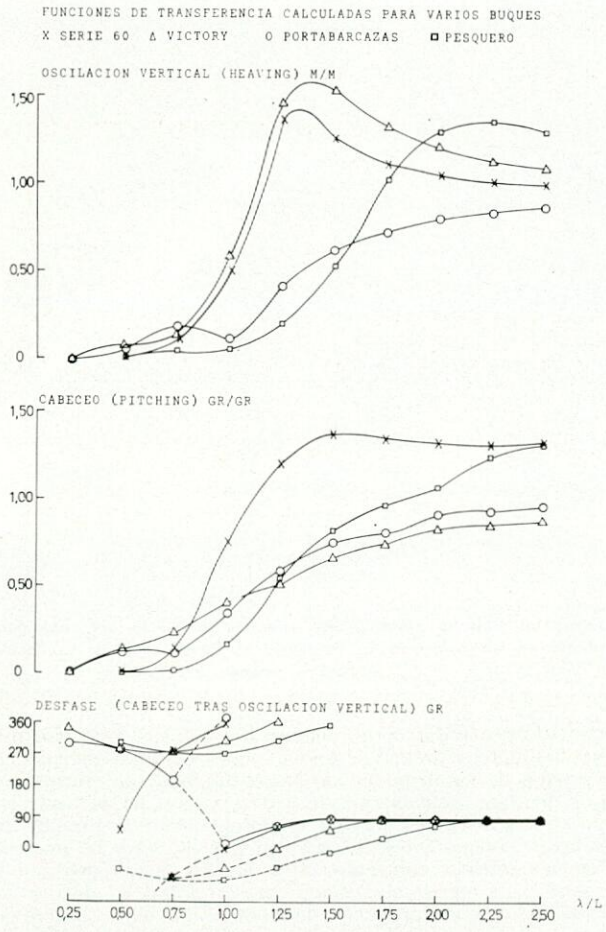


Figura 11.

su velocidad es mayor. Esto confirmaría el conocido dicho de que un camello es un caballo proyectado por un comité. Pero posiblemente el mayor interés de la tabla IV y la figura 11 es que pueden sugerir, con un poco de imaginación tal vez, las posibilidades de aplicación de los métodos de cálculo de los movimientos del buque y animar a los proyectistas a incluirlos en su bagaje de herramientas para diseñar buques óptimos, con lo que los buques, aunque pierdan algo de sus otras características, lo que, como es el caso de la velocidad del VICTORY, tampoco es necesario, serán más habitables, y esto contribuirá a que el negocio de los barcos deje de estar marginado y se incorpore a la vida estable, firme e insensible a las embestidas de viento y marea, como diría mi paisano Séneca.

REFERENCIAS

1. RODRIGUEZ RUBIO, A.: «Comportamiento del buque en la mar. Cálculo numérico». Tesis doctoral. Publicación AICN 7/71. Mayo 1971.
2. RODRIGUEZ RUBIO, A.: «Cálculo numérico de los movimientos del buque y de las cargas hidrodinámicas». INGENIERIA NAVAL. Febrero 1972, pág. 56.
3. RODRIGUEZ RUBIO, A., y VALLEJO HAYA, J.: «Programas de cálculo de los movimientos del buque». Publicación AICN 1/72. Febrero 1972.
4. RODRIGUEZ RUBIO, A.; SIERRA CANO, H., y FERNANDEZ-VEGA, J. L.: «Sistema de análisis espectral». Publicación AICN 2/76. Marzo 1976. APENDICE B: «Introducción al análisis espectral». Apartado B.5. Análisis espectral. Pág. B.65.
5. BERMEJO, R. T.: «Added Mass and Damping Coefficients for Ships Heaving in Smooth Water». Report n.º 65-5. Massachussetts Inst. of Technology. June 1965.
5. FRANK. W.: «Oscillation of Cylinders in or Below the free Surface of Deep Fluids». N. S. R. D. C. Report 2375, 1967.
7. GERRITSMA, J.: «Shipmotions in Longitudinal Waves». Publication n.º 14, Shipbuilding Laboratory. Technological University Delft. International Shipbuilding Progress. Vol. 7, n.º 66. February 1965.
8. GERRITSMA, J., y BEUKELMAN, W.: «Analysis of the Modified Strip Theory for the Calculation of Ship Motions and Wave Bending Moments». International Shipbuilding Progress n.º 14, 1967.
9. VUGTS, J. H.: «The Hydrodynamic Forces and Ship Motions in Oblique Waves». Netherlands Ship Research Centre. Report n.º 1508. 1971.
10. SALVENSEN, N.; TUCK, E. O., y FALTINSEN, O.: «Ship Motions and Sea Loads». S. N. A. M. E. n.º 78, 1970.
11. TODD, F. H.: «Series 60 Methodical Experiments With Models of Single-Screw Merchant Ships». David Taylor Model Basin. Report 1712. July 1963.
12. LAMB, H.: «Hydrodynamics». Cambridge Univ. Press. 6th ed. 1932. Pág. 161.
13. WEHAUSEN, J. V., y LAITONE, E. V.: «Surface Waves. Handbuch der Physik, BD. 9». 1960. Pág. 483.
14. THORNE, R. C.: «Multipole Expansions in the Theory of Surface Waves». Proc. Camb. Philos. Soc. 49, 1953. Págs. 707-716.
15. KORVIN-KROUKOVSKY, B. V.: «Theory of Seakeeping». Published by S. N. A. M. E. 1961.
16. ST. DENIS, M.: «Unas observaciones sobre la teoría del comportamiento en la mar de buques de forma convencional». Publicación AICN 1/75. Enero 1975.
17. O'DOGHERTY, P.: «Comportamiento en la mar de buques pesqueros». INGENIERIA NAVAL, 1974.
18. MAZARREDO, L., y LECUONA, E.: «Contribución al estudio de la estabilidad en olas de pesqueros de arrastre por popa». INGENIERIA NAVAL. Febrero 1974. Pág. 93.
19. LECUONA, E.: «El Proyecto Zuk». INGENIERIA NAVAL. Octubre 1972. Pág. 458.

APENDICE

FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE UN CILINDRO, DEBIDAS A SU OSCILACION VERTICAL EN EL AGUA

A.1. **Planteamiento teórico**

La figura A.1 muestra la sección recta de un cilindro infinitamente largo, que realiza un movimiento de oscilación vertical, respecto a su posición de equilibrio flotando en aguas tranquilas. Las generatrices son rectas perpendiculares al plano de la sección (es decir, al plano del papel) y la sección se mueve en su propio plano.

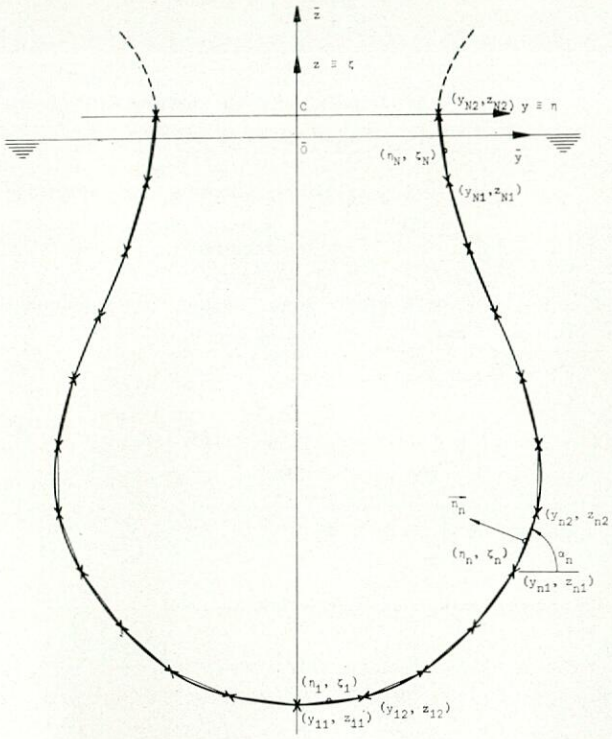


Figura A.1.—Sustitución de la sección por un polígono para el cálculo de las fuerzas debidas a los movimientos del buque.

El sistema de coordenadas $\bar{0}, \bar{y}, \bar{z}$ es fijo, siendo el eje $\bar{0}\bar{y}$ la intersección del plano de la sección con la superficie del agua en reposo. El sistema de coordenadas C, y, z (que coincide idénticamente con el C, η, ζ) está rígidamente atado a la sección, y coincide con el $\bar{0}, \bar{y}, \bar{z}$ cuando el cilindro flota en reposo.

Supongamos que el cilindro (y por lo tanto el sistema C, y, z) realiza un movimiento de oscilación vertical sinusoidal, de amplitud infinitamente pequeña, definido por:

$$\bar{z}_c(t) = \bar{0}C = a \operatorname{sen}(\omega_e t - \Phi) = a_c \cos \omega_e t + a_s \operatorname{sen} \omega_e t \qquad [A.1]$$

Los sistemas coordenados $\bar{0}, \bar{y}, \bar{z}$ y C, y, z, están relacionados por:

$$\bar{y} = y$$
$$\bar{z} = z + \bar{z}_c(t)$$

Una función cualquiera $f(\bar{y}, \bar{z}, t)$ definida en el sistema $\bar{0}, \bar{y}, \bar{z}$, se puede desarrollar en serie de Taylor, en torno al valor $f(y, z, t)$.

Reteniendo solamente los términos del desarrollo hasta el primer orden inclusive (es decir, hasta el orden de infinitesimalidad de $\bar{z}_c(t)$) queda:

$$f(\bar{y}, \bar{z}, t) = f(y, z, t) + \bar{z}_c(t)\, f_{\bar{z}}(y, z, t) \qquad [A.2]$$

Si $f(\bar{y}, \bar{z}, t)$ es ya un infinitésimo de primer orden, resulta simplemente:

$$f(\bar{y}, \bar{z}, t) = f(y, z, t) \qquad [A.])$$

cuando queramos quedarnos en el primer orden de infinitesimalidad.

El movimiento del cilindro induce un movimiento bidimensional (es decir, en el plano de la sección) en el agua. El cilindro, al moverse, ejerce fuerzas sobre el agua y recibe de ésta fuerzas iguales y de signo opuesto. Suponiendo que el agua es un fluido ideal, el potencial de primer orden puede escribirse, siguiendo a Lamb [12], en la forma:

$$\begin{aligned}\Phi(\bar{y}, \bar{z}, t) &= \Phi(y, z, t) = \\ &= \Phi(y, z)\,\dot{\bar{z}}_c(t) + \omega_e\, \psi(y, z)\, \bar{z}_c(t) = \\ &= \omega_e\,[\psi(y, z)\, a_c + \Phi(y, z)\, a_s] \cos \omega_e t + \\ &+ \omega_e\,[-\Phi(y, z)\, a_c + \psi(y, z)\, a_s] \operatorname{sen} \omega_e t = \\ &= \Phi_c(y, z) \cos \omega_e t + \Phi_s(y, z) \operatorname{sen} \omega_e t\end{aligned} \qquad [A.4]$$

siendo:

$$\Phi_c(y, z) = \omega_e\,[\psi(y, z) a_c + \Phi(y, z)\, a_s]$$
$$\Phi_s(y, z) = \omega_e\,[-\Phi(y, z) a_c + \psi(y, z) a_s]$$

Conocido el potencial de primer orden (para lo que nos falta únicamente determinar las funciones Φ y ψ), la presión en cualquier punto del agua, hasta el primer orden inclusive, según la Ecuación de Bernouilli vale:

$$p(\bar{y}, \bar{z}, t) = -\rho g \bar{z} - \rho\, \Phi_t(\bar{y}, \bar{z}, t)$$

expresión válida también para cualquier punto del perímetro mojado de la sección del cilindro. Aplicando [A.2] y [A.3] tendremos para cualquier punto del perímetro mojado:

$$p(y, z, t) = -\rho g z - \rho g\, \bar{z}_c(t) - \rho\, \Phi_t(y, z, t) \qquad [A.5]$$

hasta el primer orden de magnitud inclusive. El término $-\rho g z$ es la presión hidrostática que equilibra el peso del cilindro, por lo que, ya que estamos considerando la oscilación vertical respecto a la posición de equilibrio flotando en aguas tranquilas, prescindiremos de él y nos queda la presión de primer orden (del mismo orden de infinitesimalidad que $\bar{z}_c(t)$), que vale:

$$\begin{aligned}p(y, z, t) &= -\rho g\, \bar{z}_c(t) - \rho\, \Phi_t(y, z, t) = \\ &= -\rho g\, \bar{z}_c(t) - \rho \omega_e \psi(y, z)\, \dot{\bar{z}}_c(t) - \rho\, \Phi(y, z)\, \ddot{\bar{z}}_c(t) = \\ &= -\left[p_z\, \bar{z}_c(t) + p_{\dot{z}}(y, z)\, \dot{\bar{z}}_c(t) + p_{\ddot{z}}(y, z)\, \ddot{\bar{z}}_c(t)\right] = \\ &= -\left\{\left[p_z - \omega_e^2 p_{\ddot{z}}(y, z)\right] a_c + \omega_e p_{\dot{z}}(y, z) a_s\right\} \cos \omega_e t - \\ &- \left\{-\omega_e p_{\dot{z}}(y, z)\, a_c + \left[p_z - \omega_e^2 p_{\ddot{z}}(y, z)\right] a_s\right\} \operatorname{sen} \omega_e t = \\ &= -p_c(y, z) \cos \omega_e t - p_s(y, z) \operatorname{sen} \omega_e t\end{aligned} \qquad [A.6]$$

siendo:

$$p_z = \rho g$$

$$p_z^{\cdot}(y, z) = \rho \omega_e \psi(y, z)$$

$$p_z^{\cdot\cdot}(y, z) = \rho \Phi(y, z)$$

$$p_c(y, z) = \left[p_z - \omega_e^2 p_z^{\cdot\cdot}(y, z)\right] a_c + \omega_e p_z^{\cdot}(y, z) a_s =$$

$$= \rho \left[g - \omega_e^2 \Phi(y, z)\right] a_c + \rho \omega_e^2 \psi(y, z) a_s$$

$$p_s(y, z) = -\omega_e p_z^{\cdot}(y, z) a_c + \left[p_z - \omega_e^2 p_z^{\cdot\cdot}(y, z)\right] a_s =$$

$$= -\rho \omega_e^2 \psi(y, z) a_c + \rho \left[g - \omega_e^2 \Phi(y, z)\right] a_s$$

La fuerza vertical que actúa sobre el cilindro, por unidad de longitud del mismo, vale:

$$F_z(t) = \int_{PM(t)} p(y, z, t)\, dy$$

donde PM(t) es el perímetro mojado de la sección en el instante t. Llamando PM al perímetro mojado en la posición de reposo flotando en aguas tranquilas, podemos escribir:

$$PM(t) = PM + \Delta PM(t)$$

donde $\Delta PM(t)$ es una cantidad del mismo orden de magnitud que $\bar{z}_c(t)$.

En consecuencia:

$$F_z(t) = \int_{PM} p(y, z, t)\, dy + \int_{\Delta PM(t)} p(y, z, t)\, dy$$

Si nos quedamos con la fuerza hasta el primer orden inclusive, la única aportación posible del segundo sumando de la derecha de la expresión anterior, es la que corresponde al primer término de la fórmula [A.5], es decir:

$$-\rho g \int_{\Delta PM(t)} z\, dy$$

pero como $z = 0$ en los puntos del perímetro que se encuentran en la superficie del agua en la posición de reposo, los valores de z en el integrando de ésta última integral, son del mismo orden de magnitud de $\Delta PM(t)$, que es el de $\bar{z}_c(t)$, por lo que la integral es de orden superior. Queda entonces, para la fuerza vertical hasta el primer orden de magnitud inclusive, y por unidad de longitud del cilindro:

$$F_z(t) = \int_{PM} p(y, z, t) dy = -\rho g \int_{PM} z\, dy -$$

$$-\rho g \bar{z}_c(t) \int_{PM} dy - \rho \int_{PM} \Phi_t(y, z, t) dy$$

El primer término de la derecha de esta expresión es el empuje hidrostático que equilibra el peso del cilindro, por lo que, como hicimos en el caso de la presión, prescindiremos de él, ya que estamos considerando la oscilación vertical respecto a la posición de equilibrio flotando en aguas tranquilas. La fuerza vertical de primer orden, por unidad de longitud del cilindro, es, por lo tanto:

$$F_z(t) = -\rho g \bar{z}_c(t) \int_{PM} dy - \rho \int_{PM} \Phi_t(y, z, t) dy =$$

$$= -\rho g \bar{z}_c(t) \int_{PM} dy - \rho\, \omega_e \dot{\bar{z}}_c(t) \int_{PM} \psi(y, z) dy -$$

$$-\rho \ddot{\bar{z}}_c(t) \int_{PM} \Phi(y, z) dy =$$

$$= -\left[r \bar{z}_c(t) + n \dot{\bar{z}}_c(t) + m_a \ddot{\bar{z}}_c(t) \right] = \qquad [A.7]$$

$$= -\left[(r - \omega_e^2 m_a) a_c + \omega_e n a_s\right] \cos \omega_e t -$$

$$- \left[-\omega_e n a_c + (r - \omega_e^2 m_a) a_s \right] \operatorname{sen} \omega_e t =$$

$$= -F_c \cos \omega_e t - F_s \operatorname{sen} \omega_e t$$

siendo:

$r = \rho g \int_{PM} dy$ = coeficiente de restauración hidrodinámica de la sección.

$n = \rho \omega_e \int_{PM} \psi(y, z) dy$ = coeficiente de amortiguamiento hidrodinámico de la sección.

$m_a = \rho \int_{PM} \Phi(y, z) dy$ = masa añadida (hidrodinámica) de la sección.

$$F_c = (r - \omega_e^2 m_a) a_c + \omega_e n a_s =$$

$$= \rho \left[g \int_{PM} dy - \omega_e^2 \int_{PM} \Phi(y, z) dy \right] a_c +$$

$$+ \rho \omega_e^2 \int_{PM} \psi(y, z) dy\, a_s$$

$$F_s = -\omega_e n a_c + (r - \omega_e^2 m_a) a_s =$$

$$= -\rho \omega_e^2 \int_{PM} \psi(y, z) dy\, a_c +$$

$$+ \rho \left[g \int_{PM} dy - \omega_e^2 \int_{PM} \Phi(y, z) dy \right] a_s$$

Las denominaciones de r, n y m_a obedecen fundamentalmente a sus dimensiones: r es una fuerza por unidad de elongación y hace, por lo tanto, el papel de un resorte o muelle que se opone al desplazamiento respecto a la posición de equilibrio; n es una fuerza por unidad de velocidad y tiene el carácter de un amortiguamiento visvoso (en el sentido que se da a ésta expresión en Mecánica, no porque sea debido a la viscosidad del agua); m_a es una fuerza por unidad de aceleración y tiene, por lo tanto, dimensiones de masa. Desde el punto de vista físico, r, n y m_a representan la reacción del agua al movimiento. En particular, m_a se interpreta como la masa de agua arrastrada por el cilindro en su oscilación. Si m es la masa del cilindro, por unidad de longitud, la suma $m + m_a$ se suele llamar masa virtual y se representa por m_v. Si, en lugar de estudiar el movimiento de la sección considerada como rígida, considerásemos su deformación elástica con n grados de libertad (correspondientes, por ejemplo, a nudos en una idealización para el cálculo de una estructura por métodos matriciales) obtendríamos unas matrices (r), (n) y (m_a) de rigidez, amortiguamiento y masa añadida que habría que incluir en las matrices totales correspondientes a estos conceptos.

De forma análoga a como hemos obtenido la fuerza vertical que actúa sobre el cilindro, por unidad de longitud del mismo, debido a su oscilación vertical, podríamos obtener la fuerza horizontal correspondiente a la oscilación vertical, que no será nula en general, aunque sí lo será

cuando la sección sea simétrica respecto al eje Cz. Como éste es el caso en los buques normales a que se refiere este trabajo, no nos entretendremos en desarrollar la expresión general de dicha fuerza horizontal.

De lo visto hasta el momento, resulta que, para conocer las presiones y fuerzas que actúan sobre el cilindro, así como cualquier otra información obtenible del potencial, solamente nos falta determinar las funciones $\Phi(y, z)$ y $\psi(y, z)$, de lo que nos ocuparemos a continuación.

A.1.1. Determinación de las funciones Φ y ψ

En las fórmulas [A.4] hemos expresado el potencial de primer orden en la forma:

$$\Phi(y, z, t) = \Phi_c(y, z) \cos \omega_e t + \Phi_s(y, z) \operatorname{sen} \omega_e t$$

donde:

$$\Phi_c(y, z) = \omega_e [\psi(y, z) a_c + \Phi(y, z) a_s]$$

$$\Phi_s(y, z) = \omega_e [-\Phi(y, z) a_c + \psi(y, z) a_s]$$

son, respectivamente, las amplitudes de las componentes en $\cos \omega_e t$ y $\operatorname{sen} \omega_e t$ de dicho potencial. Su amplitud compleja (es decir, incluyendo la fase) será:

$$f(y, z) = \Phi_c(y, z) + j\, \Phi_s(y, z) \qquad [A.8]$$

donde:

j es la unidad imaginaria en el plano complejo del tiempo.

La amplitud compleja del potencial de primer orden, f(y, z), tiene que cumplir unas condiciones, que son consecuencia de las que tiene que cumplir dicho potencial, $\Phi(y, z, t)$, y que, junto con algún artificio físico-matemático, nos permitirán determinar las funciones Φ y ψ. Veamos estas condiciones:

1.º Por serlo el potencial, su amplitud compleja ha de ser armónica:

$$\Delta f(y, z) = 0$$

en todos los puntos del dominio D limitado por un contorno C formado por:

— El perímetro mojado de la sección en reposo: PM.

— La superficie libre del agua en reposo: SL.

— El fondo que supondremos infinitamente hondo: FI.

— Las rectas verticales $y = \pm \infty$: LI.

El dominio D contiene el contorno C. Sobre dicho contorno han de cumplirse las siguientes condiciones:

2.º La velocidad normal al perímetro mojado PM, en cualquiera de sus puntos, ha de ser la misma para el punto del perímetro que para la partícula de agua en contacto con él, en cualquier momento.

La velocidad $\vec{V}$ de un punto del perímetro de la sección es vertical y vale $\dot{\bar{z}}_c(t)$. Su componente, según la normal interior, es:

$$\vec{V} \cdot \vec{n} = \dot{\bar{z}}_c(t)\, y'(s)$$

siendo s el arco medido sobre el perímetro. Si llamamos:

$$a_z = \omega_e a_s - j\, \omega_e a_c \qquad [A.9]$$

a la amplitud compleja de $\dot{\bar{z}}_c(t)$, la amplitud compleja de la velocidad de un punto del perímetro según la normal interior es $a_z \cdot y'(s)$, que debe ser igual a la derivada de la amplitud compleja del potencial según dicha normal. Luego:

$$f_n(y, z)_{PM} = a_z \cdot y'(s)$$

en todos los puntos del perímetro mojado.

3.º En la superficie libre SL supondremos presión nula, ya que la presión atmosférica está equilibrada en la situación de reposo. Para el potencial de primer orden, esta condición se traduce en que:

$$\Phi_{tt}(y, 0, t) + g\, \Phi_z(y, 0, t) = 0$$

y como:

$$\Phi_{tt}(y, z, t) = -\omega_e^2\, \Phi(y, z, t)$$

resulta:

$$g\, \Phi_z(y, 0, t) - \omega_e^2\, \Phi(y, 0, t) = 0$$

o bien:

$$\Phi_z(y, 0, t) - K_e\, \Phi(y, 0, t) = 0$$

donde:

$K_e = \dfrac{\omega_e^2}{g}$ es el número de ola correspondiente a la frecuencia circular ω_e.

Como esto tiene que ocurrir en todo momento, la amplitud compleja del potencial debe cumplir:

$$f_z(y, 0) - K_e f(y, 0) = 0$$

o lo que es lo mismo:

$$f_n(y, z)_{SL} - K_e f(y, z)_{SL} = 0$$

4.º En el fondo, que supondremos infinitamente profundo, FI, la velocidad normal de las partículas de agua debe ser nula, por lo que debe serlo la derivada de la amplitud compleja del potencial. Es decir:

$$f_n(y, z)_{FI} = 0$$

5.º Puesto que consideramos una oscilación vertical permanente, la energía que transportan las olas debidas a la oscilación, al infinito, debe ser constante por unidad de tiempo. En el infinito

$$(y \rightarrow \pm \infty)$$

las olas deben alejarse a velocidad constante. El potencial, y por lo tanto su amplitud compleja, deben ser los correspondientes a una ola simple.

La determinación del valor de f(y, z), mediante las condiciones que acabamos de imponer, en un punto cualquiera P del dominio D, se simplifica si se define una función de Green, pulsatoria con la frecuencia ω_e, y que tenga una singularidad logarítmica precisamente en el punto P. Desde el punto de vista físico, esto significa colocar un manantial pulsatorio de intensidad unidad y frecuencia ω_e en el punto P, y considerar su potencial en D.

El potencial complejo producido por un manantial pulsatorio de intensidad unidad y frecuencia circular ω_e, situado en un punto P, sobre un punto cualquiera Q, ha sido obtenido por Wehausen y Laitone [13] y por Thorne [14], y su expresión es:

$$G^*(Q, P, t) = \left[\ln\left(\frac{Q - P}{Q - \bar{P}} \right) + 2 \oint_0^\infty \frac{e^{-iK(Q-\bar{P})}}{K_e - K}\, dK \right] \cos \omega_e t - 2\pi\, e^{-iK_e(0-\bar{P})} \operatorname{sen} \omega_e t$$

En esta expresión i es la unidad imaginaria en el plano y, z, $P = y_p + iz_p$, $\bar{P} = y_p - iz_p$ y $Q = y + iz$, complejo correspondiente a un punto genérico del plano y, z.

Considerando ahora el plano complejo del tiempo, y llamando j a la unidad imaginaria en dicho plano, como hicimos para definir la función f(y, z), podemos definir la amplitud compleja del potencial complejo G*, en la forma:

$$g^*(Q, P) = \left[\ln \left(\frac{Q - P}{Q - \bar{P}} \right) + 2 \oint_0^\infty \frac{e^{-iK(Q-P)}}{K_e - K} dK \right] - j\, 2\pi\, e^{-iK_e(Q-\bar{P})} \qquad [A.10]$$

La parte real (respecto a i) de esta función, es decir, la amplitud compleja del potencial real del manantial pulsatorio, que llamaremos $g(y, z, y_p, z_p)$ es la función de Green que usaremos para calcular el valor de f(y, z) en el punto P. Esta función tiene las siguientes propiedades:

1.º Es armónica ($\Delta g = 0$) para todos los puntos de D, a excepción de P.

2.º $\left[g_n - K_e g \right]_{SL} = 0$ en la superficie libre SL.

3.º $[g_n]_{FI} = 0$ en el fondo infinitamente profundo FI.

4.º $[g]_{LI}$ para $y \to \pm\infty$ es la correspondiente a una ola simple.

5.º $\lim_{Q \to P} \dfrac{g(y_Q, z_Q, y_P, z_P)}{\ln |\overrightarrow{PQ}|} = 1$

Comparando estas propiedades con las de f(y, z), vemos que g no tiene la condición de contorno sobre el perímetro mojado PM. Esta es la ventaja de introducirla.

Aplicando a f y g la segunda identidad de Green, se tiene:

$$\iint_D [f(y, z)\Delta g(y, z, y_p, z_p) - g(y, z, y_p, z_p)\Delta f(y, z)]dydz = \int_D [f(y, z)g_n(y, z, y_p, z_p) - g(y, z, y_p, z_p)f_n(y, z)]ds$$

donde:

ds es el elemento de arco sobre el contorno C del dominio D.

Debido a que $\Delta f = 0$ en cualquier punto de D, y $\Delta g = 0$ en todos los puntos de D excepto el P, la integral de la izquierda vale simplemente $2\pi f(x_p, y_p)$. Descomponiendo la integral curvilínea de la derecha, en las partes correspondientes a los diferentes tramos del contorno C, resulta:

$$\int_{LI} (fg_n - gf_n)ds = 0 \quad \text{(ya que f y g son proporcionales en cada punto de LI).}$$

$$\int_{FL} (fg_n - gf_n)ds = 0 \quad \text{(ya que en FI, } f_n = 0 \text{ y } g_n = 0\text{).}$$

$$\int_{SL} (fg_n - gf_n)ds = \int_{SL} (K_e fg - K_e fg)\, ds = 0$$

$$\int_{PM} (fg_n - gf_n)ds = \int_{PM} f(y, z)g_n(y, z, y_p, z_p)ds - a_z \int_{PM} g(y, z, y_p z_p)y'(s)ds$$

por lo tanto:

$$2\pi f(y_p, z_p) = \int_{PM} f(y, z)g_n(y, z, y_p, z_p)ds - a_z \int_{PM} g(y, z, y_p, z_p)y'(s)ds$$

Esta ecuación integral de Fredholm de segundo género permite obtener el valor de la función f en un punto cualquiera P del dominio D, supuesta conocida su distribución sobre el perímetro mojado. Pero permite también determinar dicha distribución y, por lo tanto, las de Φ y ψ, que es lo que a nosotros nos interesa. En efecto, si el punto P está situado sobre el perímetro mojado, la primera integral de la derecha de la expresión anterior se incrementa en $2\pi f(y_p, z_p)$, con lo que resulta:

$$\int_{PM-P} f(y, z)g_n(y, z, y_p, z_p)ds = a_z \int_{PM} g(y, z, y_p, z_p)y'(s)ds$$

Siendo (y, z) e (y_p, z_p) coordenadas de puntos del perímetro mojado PM. Esta ecuación define la función f(y, z), y por lo tanto, $\Phi(y, z)$ y $\psi(y, z)$, en el perímetro mojado. Sustituyendo en esta ecuación la [A.8]:

$$f(y, z) = \Phi_c(y, z) + j\,\Phi_s(y, z)$$

y la [A.9]:

$$a_z = \omega_e a_s - j\,\omega_e a_c$$

y escribiendo:

$$g(y, z, y_p, z_p) = G_c(y, z, y_p, z_p) + jG_s(y, z, y_p, z_p)$$

donde, según la ecuación [A.10]:

$$G_c(y, z, y_p, z_p) = \mathrm{Re}\left[\ln \left(\frac{Q - P}{Q - \bar{P}} \right) + 2 \oint_0^\infty \frac{e^{-iK(Q-\bar{P})}}{K_e - K} \right] dK \qquad [A.11]$$

$$G_s(y, z, y_p, z_p) = \mathrm{Re}\left[-2\pi\, e^{-iKe(Q-\bar{P})} \right]$$

resulta, igualando por separado las partes real e imaginaria respecto a j:

$$\int_{PM-P} [\Phi_c(Q)G_{c_n}(Q, p) - \Phi_s(Q)G_{s_n}(Q, P)]\, ds = \omega_e \int_{PM} [a_s G_c(Q, P) + a_c G_s(Q, P)]y'(s)ds$$

y la expresión correspondiente imaginaria, que no escribimos porque no nos hace falta. De ella, o de la última expresión, correspondiente a la parte real, como vamos a hacer nosotros, se obtiene, teniendo en cuenta que, según [A.4]:

$$\Phi_c(Q) = \omega_e\, [\psi(Q)a_c + \Phi(Q)a_s]$$

$$\Phi_s(Q) = \omega_e\, [-\Phi(Q)a_c + \psi(Q)a_s]$$

la siguiente expresión:

$$a_c \int_{PM-P} \left[\psi(Q)G_{C_n}(Q, P) + \Phi(Q)G_{S_n}(Q, P)\right] ds +$$

$$+ a_s \int_{PM-P} \left[\Phi(Q)G_{C_n}(Q, P) - \psi(Q)G_{S_n}(Q, P)\right] ds =$$

$$= a_c \int_{PM} G_s(Q, P)y'(s)ds + a_s \int_{PM} G_c(Q, P)y'(s)ds$$

y como esta igualdad tiene que cumplirse, cualesquiera que sean los valores de a_c y a_s, resultan las dos ecuaciones siguientes:

$$\int_{PM-P} \Phi(y, z)G_{C_n}(y, z, y_p\ z_p)ds - \int_{PM} \psi(y, z)G_{S_n}(y, z, y_p, z_p)ds =$$

$$= \int_{PM} G_c(y, z, y_p, z_p)y'(s)ds \qquad [A.12]$$

$$\int_{PM} \Phi(y, z)G_{S_n}(y, z, y_p\ z_p)ds + \int_{PM-P} \psi(y, z)G_{C_n}(y, z, y_p, z_p)ds =$$

$$= \int_{PM} G_s(y, z, y_p, z_p)y'(s)ds$$

que definen las funciones Φ y ψ sobre el perímetro mojado de la sección del cilindro.

A.2. **Cálculo numérico del potencial**

Para resolver numéricamente las ecuaciones [A.12], sustituiremos el perímetro mojado de la sección por una línea poligonal, cuyos vértices sean puntos del perímetro, de manera que la poligonal tienda a confundirse con el perímetro, cuando el número de sus lados tienda a infinito. En la figura A.1 se ha dibujado una posible línea poligonal para la sección allí considerada (una sección de proa de un petrolero con bulbo). Haremos la aproximación de suponer que en todos los puntos de un lado de la poligonal, las funciones Φ y ψ tienen el mismo valor, que es el correspondiente al punto medio de dicho lado.

Numeraremos correlativamente los lados del perímetro poligonal. En el caso particular, pero que desde el punto de vista de este trabajo es el que nos interesa, de que la sección sea simétrica respecto al eje Cz, como ocurre en la figura A.1, resulta ventajoso tomar una poligonal también simétrica respecto al eje Cz, y considerar conjuntamente cada par de lados mutuamente simétricos. En ese caso, lo que se numera es el semiperímetro, como se ha hecho en la figura A.1. Sin embargo, desde el punto de vista de la comprensión del método, que es la finalidad de este apéndice, es preferible considerar el caso más general, lo que, por otra parte, permite que la formulación que obtengamos sea aplicable a secciones no simétricas, lo que puede ser de utilidad en muchos casos, por ejemplo, en el estudio del comportamiento en la mar del buque escorado por avería, corrimiento de carga, etc.

Supongamos que el perímetro poligonal tiene N lados. Para el lado enésimo, al que designaremos por S_n, distinguiremos mediante n1 y n2 sus puntos inicial y final, que elegiremos de manera que el sentido de avance sea tal que se deje el agua a la derecha. Así las coordenadas de dichos puntos serán, respectivamente, (y_{n1}, z_{n1}) e (y_{n2}, z_{n2}). El valor de y'(s) para todos los puntos de S_n valdrá:

$$y'(s)_n \equiv C_n = \cos \alpha_n$$

siendo α_n el ángulo que forma S_n (orientado de n1 a n2) con el eje Cy. Y las coordenadas del punto medio de S_n serán

$$\eta_n = \frac{1}{2}(y_{n1} + y_{n2})$$

$$\zeta_n = \frac{1}{2}(z_{n1} + z_{n2})$$

Llamando (C), (Φ), (ψ) a los vectores fila formados por los N valores de C_n, $\Phi_n = \Phi(\eta_n, \zeta_n)$ y $\psi_n = \psi(\eta_n, \zeta_n)$, respectivamente, la aplicación de [A.12] al perímetro poligonal, da el siguiente sistema de 2N ecuaciones algebraicas lineales, con las 2N incógnitas Φ_n y ψ_n:

$$\left((\Phi)\ (\psi) \right) \begin{pmatrix} (I) & (J) \\ (-J) & (I) \end{pmatrix} = \left((C)\ (C) \right) \begin{pmatrix} (K) & (O) \\ (O) & (N) \end{pmatrix} \qquad [A.13]$$

donde (I), (J), (K), (N), (O) son matrices de $N \times N$ elementos. (O) es la matriz nula y las restantes se definen como sigue:

$$I_{mn} = \int_{S_m} \vec{n}_m \cdot \vec{\nabla}\, G_c(y, z, \eta_n, \zeta_n)\, ds$$

$$J_{mn} = \int_{S_m} \vec{n}_m \cdot \vec{\nabla}\, G_s(y, z, \eta_n, \zeta_n)\, ds$$

$$K_{mn} = \int_{S_m} G_c(y, z, \eta_n, \zeta_n)\, ds$$

$$N_{mn} = \int_{S_m} G_s(y, z, \eta_n, \zeta_n)\, ds$$

donde, según [A.11]:

$$G_c(y, z, \eta_n, \zeta_n) =$$

$$= R_e \left[\ln \left(\frac{Q - P}{Q - \bar{P}} \right) + 2 \oint_0^{\infty} \frac{e^{-iK(Q - \bar{P})}}{K_e - K} dK \right]$$

$$G_s(y, z, \eta_n, \zeta_n) =$$

$$= R_e \left[-2\pi e^{-iK_e(Q - \bar{P})} \right]$$

siendo: $Q = y + iz$, $P = \eta_n + i\zeta_n$ y $\bar{P} = \eta_n - i\zeta_n$.

La determinación de los elementos de las matrices (I), (J), (K) y (N), no ofrece dificultad, teniendo en cuenta las siguientes fórmulas, en las que $a + ib$ representa genéricamente a los complejos $Q - P$, $Q - \bar{P}$, $-\bar{Q} - P$ y $-\bar{Q} - \bar{P}$:

$$\int_{S_m} \vec{n}_m \cdot \vec{\nabla}\, \mathrm{Re}\,[\ln(a + ib)]\, ds = -\operatorname{arc\,tg} \frac{b}{a} \Big|_{n1}^{n2}$$

En esta expresión, y en las que siguen, $\operatorname{arc\,tg} \frac{b}{a}$ significa valor principal del argumento de

$$a + ib \left(-\pi \leq \operatorname{arc\,tg} \frac{b}{a} < \pi\right)$$

$$\int_{S_m} \vec{n}_m \cdot \vec{\nabla}\, \mathrm{Re} \left[\oint_0^{\infty} \frac{e^{-iK(a + ib)}}{K_e - K} dk \right] ds =$$

$$= -\oint_0^{\infty} \frac{e^{Kb}}{K_e - K} \operatorname{sen} Ka\, dk \Big|_{n1}^{n2}$$

$$\int_{S_m} \vec{n}_m \cdot \vec{\nabla} \, \mathrm{Re}\left[e^{-iK_e(a+ib)} \right] ds =$$

$$= -e^{K_e b} \operatorname{sen} K_e a \Big|_{n1}^{n2}$$

$$\int_{S_m} \mathrm{Re}\,[\ln(a+ib)]\, ds = \cos\alpha_m \left[-y + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{2} a \ln(a^2+b^2) - b \operatorname{arc\,tg} \frac{b}{a} \right] +$$

$$+ \operatorname{sen}\alpha_m \left[-z + \frac{1}{2} b \ln(a^2+b^2) + a \operatorname{arc\,tg} \frac{b}{a} \right] \Big|_{n1}^{n2}$$

$$\int_{S_m} \mathrm{Re}\left[\oint_0^\infty \frac{e^{-iK(a+ib)}}{K_e - K} \right] dK\, ds =$$

$$= \frac{1}{K_e} \cos\alpha_m \left[\operatorname{arc\,tg} \frac{b}{a} + \oint_0^\infty \frac{e^{Kb}}{K_e - K} \operatorname{sen} Ka\, dk \right] +$$

$$+ \frac{1}{K_e} \operatorname{sen}\alpha_m \left[-\frac{1}{2} \ln(a^2+b^2) + \right.$$

$$\left. + \oint_0^\infty \frac{e^{Kb}}{K_e - K} \cos Ka\, dk \right] \Big|_{n1}^{n2}$$

$$\int_{S_m} \mathrm{Re}\left[e^{-iK_e(a+ib)} \right] ds =$$

$$= \frac{1}{K_e} e^{K_e b} \operatorname{sen}(K_e a + \alpha_m) \Big|_{n1}^{n2}$$

$$\oint_0^\infty \frac{e^{Kb}}{K_e - K} \operatorname{sen} ka\, dK =$$

$$= e^{K_e b} \left[C(\rho, \theta) \operatorname{sen} K_e a + S(\rho, \theta) \cos K_e a \right]$$

$$\oint_0^\infty \frac{e^{Kb}}{K_e - K} \cos Ka\, dK =$$

$$= e^{K_e b} \left[C(\rho, \theta) \cos K_e a - S(\rho, \theta) \operatorname{sen} K_e a \right]$$

donde:

$$C(\rho, \theta) = \gamma + \ln K_e \rho + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(K_e \rho)^n \cos n\theta}{n!\, n}$$

$$S(\rho, \theta) = \theta + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(K_e \rho)^n \operatorname{sen} n\theta}{n!\, n}$$

$$\rho = (a^2+b^2)^{1/2}$$

$$\theta = \begin{cases} -\dfrac{\pi}{2} - \operatorname{arc\,tg} \dfrac{b}{a} & \text{para } a > 0 \\ 0 & \text{para } a = 0 \\ \dfrac{\pi}{2} - \operatorname{arc\,tg} \dfrac{b}{a} & \text{para } a < 0 \end{cases}$$

γ = Constante de Euler = 0.5772156649 ...

Las sumas desde 1 hasta ∞, que aparecen en las expresiones de $C(\rho, \theta)$ y $S(\rho, \theta)$, son muy convergentes y se pueden realizar hasta que se obtienen sumandos que quedan fuera del número de dígitos significativos con que se esté operando, trucando entonces la serie sin que sea necesario realizar ningún tipo de redondeo.

A.3. Cálculo numérico de las fuerzas

Una vez resuelto el sistema de ecuaciones [A.13], se tienen los valores de Φ y ψ en cada lado de la línea poligonal, por la que se ha sustituido el perímetro de la sección. Nótese que estos valores dependen solamente de la geometría de la sección y de la frecuencia ω_e de su oscilación vertical, pero no de la amplitud de dicha oscilación.

Mediante las fórmulas [A.6] se tienen las presiones correspondientes (que forman parte de las cargas que actúan sobre la estructura del casco) en función de la amplitud de la oscilación.

Las fórmulas [A.7], aplicando cualquier método de integración numérica (basta con la regla de los trapecios) dan la fuerza vertical, por unidad de longitud del cilindro, en función de la amplitud de la oscilación.

DISCUSION

Sr. Alvariño

Aun siendo de gran interés los abordajes del autor sobre la posibilidad de calcular matemáticamente el cabeceo y la oscilación vertical (arfada), el problema fundamental en los buques de cabotaje es su seguridad frente al vuelco, y, desafortunadamente, en estos pequeños buques el balance y la estabilidad transversal son factores básicos a tener en cuenta. Por ello, en los análisis de estabilidad del buque en olas, afortunadamente por delante de los estratificados criterios tipo IMCO es necesario considerar la posibilidad de sintonización de los pares de vuelco debidos al balance con los provenientes del cabeceo, vaivén y de los de los trenes de olas que recorren su eslora.

¿Ha podido el autor tener en cuenta estos fenómenos de acoplamiento?

¿Qué opina el autor sobre la posibilidad de simular en el ordenador factores presentes en el entorno marino, tales como rachas de viento o embarques de agua?

Sr. Parga

Quiero, en primer lugar, felicitar al autor por su trabajo sobre un tema tan atractivo para el ingeniero naval como el movimiento del buque sobre las olas.

He hecho recientemente el crucero Galicia-Canarias en un buque de pasaje, el «Monte Granada», y si en el viaje de ida el tiempo fue excelente, con mar llana y movimiento nulo, en el de vuelta, en el trayecto del cabo San Vicente a La Coruña, encontramos mar gruesa del N-NW de fuerza 6. El buque está equipado con estabilizadores y el balance era imperceptible. No así el cabeceo, que era muy fuerte en proa y mucho más atenuado en popa, lo cual sólo cabe explicar por una oposición en popa entre cabaceo y oscilación vertical, «heaving». Esta diferencia en el movimiento vertical, tanto en amplitud como en aceleración, fue constante a lo largo del día y medio que duró el mal tiempo.

Por último, quisiera preguntar al autor qué soluciones propone para paliar o atenuar el cabaceo y el «heaving» en los buques en que el confort es primordial, como es el caso de los buques de pasaje.

El autor

Agradezco a los señores Alvariño y Parga sus intervenciones en mi trabajo y lo hago no ya por cortesía, sino porque las considero realmente dignas de agradecimiento, tanto por la categoría profesional de los autores como

porque me obligan a añadir algunas notas o a insistir en conceptos fundamentales del trabajo, que de ninguna manera quisiera que hubiesen pasado desapercibidos.

Entrando ya en las cuestiones que plantea el señor Alvariño, tengo que decir que sobre ellas se cierne lo que, parafraseando el título de la película de Buñuel, podríamos llamar «el fantasma de la linealidad», al que en las XIII Sesiones Técnicas dediqué un controvertido trabajo. Nuestra impotencia matemática nos obliga a elaborar modelos lineales que son solamente fantasmas, no realidades. Esto es indudablemente molesto, pero no excesivamente grave, siempre que no se olvide que se está trabajando con fantasmas y no se le pida corporeidad másica a los resultados que se obtengan. El modelo del comportamiento del buque en olas que se puede resolver con las herramientas matemáticas de que disponemos es lineal y en él no existe acoplamiento, en el sentido estricto de la palabra, entre el balanceo, por una parte, y el cabeceo y la oscilación vertical, por otra. Se puede obtener el efecto combinado, no el acoplamiento, del balanceo (acoplado con la oscilación lateral y la guiñada), más la oscilación vertical y el cabeceo (acoplados entre sí). Pero todos estos movimientos son tan sólo asintóticamente exactos cuando la amplitud de las olas tiende a cero y son, por lo tanto, rotundamente falsos cuando el estado del mar es tal que pone en peligro la seguridad del barco. Esto es todo lo que puede decir el teórico, pero no es todo lo que puede decir el ingeniero. Limitándome a mi experiencia personal, en el penúltimo párrafo del apartado 3 del trabajo hago referencia a otro de Mazarredo y Lecuona, que figura con el número 18 en la lista de las mismas. En relación con dicho trabajo hube de desarrollar, no sin cierta resistencia por mi parte, un modelo que reprodujera o imitara (la palabra simulación debiera reservarse para modelos que incluyan una generación aleatoria de datos) el comportamiento del buque en olas montañosas y sometido a rachas de viento. Desde un punto de vista teórico, el modelo era un auténtico engendro (de ahí mi resistencia a confeccionarlo). Sin embargo, fue capaz de reproducir los ensayos de canal, incluyendo fenómenos tan claramente no lineales como la resonancia del balanceo en olas de proa con período de encuentro mitad del propio, y el «dormirse» el barco en los máximos ángulos de balance (situación peligrosísima, pues basta un empujoncito para que se dé la vuelta).

En resumen, el cálculo matemático de la estabilidad del buque en olas es imposible para el teórico, pero, como tantas otras cosas, tiene que ser posible para el ingeniero y, por lo tanto, lo es. El ingeniero debe tener conciencia de que lo que está haciendo carece de fundamento teórico y ser sumamente cauto en sus conclusiones.

La experiencia relatada por el señor Parga es muy interesante y su explicación me parece muy acertada. De acuerdo con el criterio de signos adoptado en el trabajo (fig. 1), en que el cabeceo se toma como positivo cuando el buque mete la proa, la oposición de fase entre oscilación vertical y cabeceo (con el criterio habitual de considerar éste positivo cuando el buque saca la proa) equivale a un desfase nulo (o próximo a cero) en las figuras del trabajo, lo que sugiere una mar con predominio de olas relativamente cortas (no más largas que 1,25 veces la eslora del buque), ya que para olas largas (como, por otra parte, se comprende fácilmente) la oscilación vertical y el cabeceo tienden a ponerse en cuadratura. De todas formas, el diagnóstico no es tan sencillo como puede parecer a primera vista y la persistencia del fenómeno durante unas treinta y seis horas (aunque no es raro que el mar permanezca estadísticamente estacionario durante ese período de tiempo) hace pensar en un importante efecto excitador de cabeceo y oscilación vertical por parte de los estabilizadores de balance.

En un viaje Las Palmas-Tenerife-Las Palmas que efectué las últimas Navidades en dos buques de la Transmediterránea, cuyos nombres no recuerdo, porque no soy rencoroso, pero que fueron anteriormente el «FLORIA» y el «BOTNIA» finlandeses, pude experimentar un cabeceo excesivo, no justificado por el estado del mar, acompañado de ausencia de balanceo, que atribuyo asimismo a un efecto nocivo de los estabilizadores de balance, que, por cierto, hacían cosas raras, pues concretamente en el viaje de vuelta, el barco tomó una escora claramente perceptible, que mantuvo durante un buen rato, volviendo luego a la posición de adrizado. Fue precisamente la contemplación del pasaje durante aquellos viajes, a los que había acudido lleno de ilusión, lo que me inspiró el primer apartado del trabajo (realmente me inspiró cosas mucho más gordas, que luego he suprimido por recato).

Contestando finalmente a la pregunta del señor Parga, diré (en realidad ya está dicho) que si el buque ya está construido, no creo que haya otra solución para paliar el cabeceo y la oscilación vertical que disminuir la estabilización de balance, hasta alcanzar una solución de compromiso en que el movimiento global resulte lo menos molesto posible. Para nuevos proyectos, aparte de hacer realizar previamente al proyectista unos cuantos viajes en barcos sabiamente seleccionados, no hay más que adiestrarle en el manejo de los programas de cálculo que hoy día están ampliamente difundidos. Creo que así como para el balanceo la mejor solución sigue siendo, según digo en el trabajo, recurrir a los sistemas de estabilización, para el cabeceo y la oscilación vertical es tenerlos en cuenta en la selección de formas y distribución de pesos a lo largo del proyecto.

Sr. Mazarredo, cerrando la discusión

Puedo complementar las palabras del autor anunciando que la A. I. C. N. tiene previsto un programa de investigación para estudiar experimentalmente los efectos de la mar atravesada, portas y embarque de agua en pesqueros con vistas a una mejor comprensión del valor de los actuales cálculos de estabilidad. Bien recibidas serán las sugerencias de los que estén interesados en el tema. Parece claramente aconsejable en este caso hacer el estudio en esta forma y no por cálculo. Si bien, basándose en los resultados obtenidos, podría redactarse un programa de ordenador, como ya se pretendió cuando estudiamos por primera vez los efectos de la mar en pesqueros. El presente autor ha observado, con razón, que en el programa que entonces redactó las bases de cálculo no eran correctas para el tipo y amplitud de los movimientos que se consideraban. Casi se puede decir que le obligué a ello. Fui yo, pues, el culpable y aún lo soy, puesto que habiéndose obtenido con dicho programa buenos resultados no tengo firme propósito de la enmienda. Tengo mucho gusto, no obstante, en encomiar la precisión de que suele hacer gala el autor y que queda patente en este trabajo: sin ella dejaría de ser un trabajo científico y no tendría, en consecuencia, las garantías que así ofrece.

BARCOS

LOS PRECIOS DE LOS BUQUES

La revista "Fairplay" comenta que la compra de un buque no es una cuestión de mirar el precio de la etiqueta y llegar a una decisión sobre su adquisición. Ahora existe un regateo en las negociaciones del contrato y el precio final guarda poco parecido con el coste real de construcción. En parte ha sido como resultado de la renegociación de los contratos de buques VLCC para cambiarlos por contratos de construcción de buques pequeños, generalmente graneleros.

La gravedad de la situación actual con respecto a la sobrecacapacidad de la construcción naval mundial es tan conocida que no es necesario volver a hablar de los riesgos que supone para el mercado marítimo mundial la construcción de buques que los armadores no pueden utilizar aun en el caso de que puedan pagarlos. En algunas ocasiones existen grandes discrepancias entre el precio de buques muy similares como consecuencia de los subsidios concedidos para disminuir la diferencia entre lo que el buque cuesta y lo que el armador hubiera pagado en el caso de contratar en algunos países, como Corea del Sur. Sin embargo, estas variaciones del precio no tienen influencia sobre el precio estimado de los buques estandar "Fairplay", para los que los precios están relacionados con el coste de los materiales, mano de obra y unos gastos generales y márgenes de beneficio razonables.

"Fairplay" efectúa la estimación de los precios de sus buques estandar a partir de la información recogida de astilleros de Europa, Escandinavia y Japón. Los precios dados por astilleros de Estados Unidos, Alemania Oriental, Brasil, Corea y Yugoslavia no los han utilizado, ya que hubieran resultado demasiado bajos. No se ha efectuado ningún descuento por las diversas tasas de interés y formas de crédito ofrecidas por los astilleros en los diferentes países. Con objeto de simplificar la estimación de los precios de estos buques-tipo, las especificaciones se ajustan a las exigencias de las sociedades de clasificación y acuerdos internacionales.

El coste de construcción de un buque nuevo se descompone aproximadamente como sigue: acero, 25 por 100; equipo de cubierta, 10 por 100; servicios, pintura, etc., 11 por 100; maquinaria principal y auxiliar, 34 por 100; gastos generales, amortización, seguros, clasificación, margen de beneficios, etc., 20 por 100. Se supone que el buque será entregado un año después de la firma del contrato y que el precio ofertado no incluye ninguna cláusula de revisión.

En los seis últimos meses del pasado año, los precios de los buques estandar "Fairplay" experimentaron un pequeño aumento, mientras que el coste de un buque disponible ha disminuido.

El precio estimado para el carguero de 11.000-13.000 TPM es de 4,7 millones de libras, cifra que puede compararse con el precio del carguero de 15.000 TPM "SD.14" de Austin & Pickersgill, que es de 5,3 millones.

		Libras/TPM	
	Precio (libras)	*Shelter cerrado*	*Shelter abierto*
31 de diciembre de 1968 ...	1.180.000	90,77	107,27
31 de diciembre de 1969 ...	1.270.000	97,69	115,46
31 de diciembre de 1970 ...	1.380.000	106,15	125,45
31 de diciembre de 1971 ...	1.800.000	138,46	163,63
31 de diciembre de 1972 ...	2.000.000	153,85	181,81
31 de diciembre de 1973 ...	2.800.000	215,38	254,54
31 de diciembre de 1974 ...	3.700.000	284,61	336,36
31 de diciembre de 1975 ...	4.150.000	319,23	377,27
31 de diciembre de 1976 ...	4.400.000	346,10	400,00
31 de diciembre de 1977 ...	4.700.000	361,15	427,27

Observando la cartera de pedidos de los graneleros de 20.000-40.000 TPM se ve que la popularidad de estos buques continúa manteniéndose. El precio estimado para el granelero estandar de 25.000 TPM es de 6,8 millones de libras, que no está demasiado alejado de las cifras de 7-9 millones de libras ofertadas actualmente por los astilleros. El granelero estandar tiene una velocidad en servicio de 16 nudos y está propulsado por un motor diesel de 9.000 BHP que acciona una hélice de cuatro palas.

	Precio (libras)	*Libras/TPM*
31 de diciembre de 1973 ...	4.000.000	160
31 de diciembre de 1974 ...	5.000.000	200
31 de diciembre de 1975 ...	5.500.000	220
31 de diciembre de 1976 ...	6.300.000	252
31 de diciembre de 1977 ...	6.800.000	272

Mientras que los precios de los buques mercantes se han mantenido prácticamente constantes, el precio del portacontenedores de 42.000 TPM ha subido por encima de los 40 millones de libras. El precio del portacontenedores estandar de 25.000 TPM ha aumentado a 27,5 millones de libras. En dicho precio está incluido el coste de los 1.200 contenedores que puede transportar, 400 de ellos refrigerados. El buque está propulsado por turbinas de vapor o motores diesel y puede alcanzar una velocidad en servicio de 20 nudos.

El cuadro siguiente muestra el aumento de precio medio, incluidos los contenedores:

A Ñ O	*Precio (libras)*
1972	8.200.000
1973	10.000.000
1974 (diciembre)	22.000.000
1975 (diciembre)	25.000.000
1976 (diciembre)	26.000.000
1977 (diciembre)	27.500.000

Como muchas compañías que alquilan contenedores están reemplazando los viejos, el flujo de contratos de nuevos contenedores se ha mantenido durante 1977, y este hecho, junto con la mejora de la productividad, ha permitido que los fabricantes pudieran mantener los precios dentro de límites razonables. El precio de un contenedor normal ha aumentado a 1.700 libras y el de un contenedor refrigerado a 2.300 libras.

Aunque actualmente existen en servicio muchos tipos de cargueros estandar, tan sólo dos han conseguido las cifras de producción que se barajaban hace una década, el Austin & Pickersgill "SD.14" y el IHI "Freedom". Existen en el mercado muchas alternativas de buques polivalentes y graneleros, y aunque se les cita en sus especificaciones como unidades estandar, en los últimos años los astilleros han estado más dispuestos a aceptar modificaciones a la especificación a fin de ajustarlas a las necesidades de los armadores. Actualmente existen tantos astilleros que pueden construir buques en un plazo inmediato que no pueden imponer condiciones sobre la especificación del buque que ofertan. Hay que señalar que las últimas derivaciones de los buques estandar japoneses y europeos han incorporado muchos cambios sobre su proyecto original, con grandes variaciones en el equipo de carga, equipo auxiliar y habilitación. Por ello, la comparación de los precios entre astilleros y países para tipos de buques equivalentes se está haciendo especialmente difícil.

ASTILLEROS

LA CONSTRUCCION NAVAL MUNDIAL EN 1977

De acuerdo con las estadísticas del Lloyd's Register of Shipping correspondientes al año 1977, el tonelaje total de buques entregados durante ese año asciende a 26.374.287 TRB, con un descenso de 7.547.906 TRB con relación al año anterior (ver INGENIERÍA NAVAL, abril 1977). Asimismo, se da la cifra de 36.725.038 TRB para la cartera de pedidos al 1 de enero de 1978, que significa una disminución del 33,7 por 100 comparándola con la de la misma fecha del año anterior. Dicha cifra es la más baja registrada desde junio de 1967.

En el último trimestre de 1977 la cartera de pedidos ha disminuido en 5.487.422 TRB, que representa el 15.º descenso consecutivo desde el máximo de 133,4 millones de TRB alcanzado en marzo de 1974. Todos los principales países de construcción naval continúan sufriendo reducciones sustanciales en sus carteras de pedidos, a excepción de Corea del Sur. El Reino Unido ha mejorado sensiblemente en su posición, debido principalmente a los contratos firmados con Polonia. Se prevé que a finales de 1978 se habrá entregado el 67 por 100 de la cartera mundial de pedidos. El tonelaje contratado durante 1977 es, aproximadamente, de 11 millones de TRB.

CARTERA DE PEDIDOS AL 1 DE ENERO DE 1978

	Núm.	*TRB*	*77-76 (%)*
Japón	772	9.909.508	— 45,6
Estados Unidos	196	3.599.636	— 23,6
Brasil	182	2.915.518	— 10,0
Reino Unido	203	2.198.950	— 25,4
Suecia	70	2.094.460	— 48,1
Francia	74	2.047.928	— 30,8
España	279	1.866.524	— 50,8
Polonia	168	1.845.300	— 5,0
Alemania Federal ...	140	1.119.965	— 53,6
Corea del Sur	86	1.101.716	+ 3,9
Italia	84	916.842	— 44,6
Noruega	211	793.512	— 1,2
Finlandia	64	744.453	— 30,4
Mundo	3.442	36.725.038	— 33,7

BUQUES ENTREGADOS EN 1977

	Núm.	*TRB*	*77-76 (%)*
Japón	1.103	11.700.890	— 26,3
Suecia	40	2.311.341	— 8,1
España	150	1.809.301	+ 37,0
Alemania Federal ...	156	1.516.399	— 19,1
Reino Unido	92	1.019.335	— 32,1
Estados Unidos	103	935.752	+ 14,9
Francia	36	840.919	— 49,7
Italia	45	773.939	+ 8,3
Dinamarca	50	707.663	— 31,6
Noruega	133	566.471	— 25,2
Corea del Sur	57	563.583	— 30,7
Polonia	68	463.809	— 18,0
Yugoslavia	19	420.220	— 29,6
Brasil	39	379.473	— 6,6
Alemania Oriental ...	51	378.266	+ 6,6
Mundo	2.530	26.374.287	— 22,3

ACTIVIDAD DE LOS ASTILLEROS NACIONALES DURANTE EL MES DE ENERO DE 1978

NUEVOS CONTRATOS

Entre la Empresa Nacional Bazán (Factoría de San Fernando) y la firma Líneas Marítimas Españolas, S. A., para la construcción de un buque roll-on/roll-off de 4.400 TRB y 6.600 TPM.

BOTADURAS

Astilleros del Cadagua.—Portacontenedores "ALANGE", de 6.750 TRB y 9.500 TPM, que se construye para la Naviera García Miñaur, S. A. Irá propulsado por un motor Aesa/B&W, tipo 8K 45 GF, de 7.050 BHP a 227 r. p. m.

Astilleros Construcciones. Factoría de Meira.—Carguero polivalente "ALISIO", de 3.750 TRB y 5.000 TPM, que se construye para la Naviera Transoceánica, S. A. Irá propulsado por un motor Aesa/Pielstick, tipo 6PC 2,5, de 3.900 BHP a 520 r. p. m.

Astilleros Españoles. Factoría de Olaveaga.—Carguero "AEGIS AGENT", de 9.600 TRB y 15.240 TPM, que se construye para la firma Aegis Shipping Co. Ltd., de Grecia. Irá propulsado por un motor Aesa/B&W, tipo 7K 45 GF, de 6.150 BHP a 227 r. p. m.

Astilleros Españoles. Factoría de Sestao.—Petrolero "ASTRAPESA UNO", de 70.000 TRB y 130.000 TPM, que se construye para el consorcio formado por Naviera Aznar, Naviera Bilbaína y Naviera Vascongada. Irá propulsado por un motor Aesa/B&W, tipo 8K 90 GF, de 27.300 BHP a 114 r. p. m.

Astilleros de Huelva.—Pesquero congelador de 340 TRB y 265 TPM, que se construye para la firma Congeladores de Levante, S. A. Irá propulsado por un motor Volund, tipo DMTK-830, de 1.276 BHP a 425 r. p. m.

Astilleros de Santander.—Cargueros y portacontenedores "ANA PANDO" y "CHARO PANDO", de 3.850 TRB y 6.150 TPM, que se construyen para la firma Marítima Antares, S. A. Irá propulsado cada buque por un motor Aesa/Sulzer, tipo 16ASV25, de 4.000 BHP a 900 r. p. m.

Balenciaga.—Carguero "ALPACA", de 699 TRB y 1.195 TPM, que se construye para la firma Oronaves, S. A. Irá propulsado por un motor Barreras/Deutz de 1.160 BHP a 900 r. p. m.

Hijos de J. Barreras. — Carguero polivalente "ALSIXMAR", de 2.530 TRB y 4.200 TPM, que se construye para la Naviera García Miñaur, S. A. Irá propulsado por un motor Barreras/Deutz, tipo RBV 12M 350, de 4.000 BHP a 430 r. p. m.

ENTREGAS

Empresa Nacional Bazán. Factoría de Cartagena.—Atunero congelador "HALADEIRO" a la firma Pescatún, S. A. Las características principales del buque son: 1.345 TRB y 1.330 TPM; eslora total, 76,75 m.; eslora entre perpendiculares, 66 m.; manga, 13,5 m.; puntal, 8,7/6,3 m., y calado, 5,9 m. La capacidad de bodegas es de 1.447 m^3. Va propulsado por un motor Semt/Pielstick, tipo 12 PA 6V 280, de 4.200 BHP a 430 r. p. m.

Marítima de Axpe.—Portacontenedores frigorífico "VALVANERA DEL MAR" a la firma Medlines, S. A. Las características principales del buque son: 1.580 TRB y 3.000 TPM; eslora total, 86,2 m.; eslora entre perpendiculares, 79 m.; manga, 14 m.; puntal, 8,04/6,2 m., y calado, 5,9 m. La capacidad de bodegas es de 3.500 m^3. Va propulsado por un motor Barreras/Deutz, tipo RBV 8M 358, de 3.000 BHP a 375 r. p. m.

Astilleros Armón.—Pesqueros congeladores polivalentes "AIN SMAR" y "AIN ZERGA" a la firma Armement Maroc-Spagne de la Pêche (ARMEP), de Marruecos. Las características principales de los buques son: 142 TRB y 109 TPM; eslora total, 28 m.; eslora entre perpendiculares, 23,5 m.; manga, 6,5 m.; puntal, 3,5 m., y calado, 3,17 m. La capacidad de bodegas es de 120 m^3. Va propulsado cada buque por un motor Caterpillar, tipo D-379A-Ta, de 565 BHP a 1.225 r. p. m., que le proporciona una velocidad en pruebas de 11,20 nudos.

Yate "HORMOZ" a la firma Iranian Tanker Shipping Corporation, de Panamá. Las características principales del buque son: 279 TRB y 112 TPM; eslora total, 39,25 m.; eslora entre perpendiculares, 33 m.; manga, 7,5 m.; pun-

tal, 3,9 m., y calado, 3 m. Va propulsado por dos motores Bazán/Man, tipo V8V 16/18 TLS, de 1.600 BHP cada uno, a 1.600 r. p. m., que le proporcionan al buque una velocidad en pruebas de 14,42 nudos.

LAS REPARACIONES DE BUQUES EN 1977

Las cifras provisionales disponibles muestran que la actividad de reparaciones de buques en los astilleros nacionales durante 1977 se ha mantenido prácticamente constante en términos reales, creciendo en un 23 por 100 en términos nominales.

La evolución reciente del valor de las reparaciones realizadas ha sido la siguiente (cifras en miles de millones de pesetas):

Año	*Buques nacionales*	*Buques extranjeros*	*Total*
1972	4,4	1,4	5,8
1973	4,4	1,8	6,2
1974	5,6	2,2	7,8
1975	6,0	2,2	8,2
1976	6,1	2,8	8,9
1977 est.	7,5	2,8	10,3

En este período se han duplicado las cifras de exportación y también ha aumentado considerablemente la cira de negocio en el mercado interior. El promedio anual de crecimiento ha registrado una tasa del 12 por 100.

Teniendo en cuenta la depresión que viene experimentando el subsector de reparación de buques, como consecuencia de la situación deprimida del mercado de transporte marítimo, esta permanencia en el nivel de actividad hay que valorarla como relativamente favorable. Sin embargo, una parte de la obra realizada corresponde a las varadas para limpieza de fondos de los buques antes de su entrega, y dado que todavía en el año 1977 se entregó un número elevado, sobre todo para la marina mercante nacional, puede afirmarse que la reparación de buques de la flota en servicio ha descendido ligeramente.

Las perspectivas para 1978 no son brillantes, sobre todo desde que el 17 de febrero pasado los acuerdos alcanzados tras las discusiones en el seno de IMCO no incluyeron la implantación retroactiva de tanques de lastre separado en los petroleros. En el caso particular de España, una gran parte de las oportunidades en este campo viene condicionada a un desenvolvimiento eficiente que permita recuperar la imagen de las empresas, parcialmente deteriorada tras los conflictos registrados en los dos últimos años, dada la enorme sensibilidad de este mercado a potenciales demoras en la realización de las obras.

MALAS PERSPECTIVAS PARA JAPON EN 1979

De acuerdo con un reciente estudio realizado por algunos de los principales constructores navales japoneses, la industria naval del país no sobrepasará los cuatro millones de TRB para el año fiscal 1979.

En 1976, el Shipping and Shipbuilding Rationalization Council estimó unos 6,5 millones de TRB como volumen máximo razonable de trabajo alcanzable para el año fiscal 1980 por los astilleros japoneses, lo que equivaldría a un 65 por 100 del máximo nivel alcanzado en 1974 en términos de horas-hombre. En base a estas previsiones, el Ministerio de Transportes de Japón estableció entonces y remodeló en fecha reciente un programa de reducción de actividad para los astilleros del país, que conducía a una reducción media del 30 y 37 por 100, respectivamente, del nivel alcanzado en 1974 para los años fiscales 1978 y 1979, respectivamente.

De acuerdo con las previsiones anteriormente comentadas, la mayoría de las principales firmas japonesas constructoras de buques consideran insuficientes las medidas de ayuda a la reestructuración adoptadas hasta el momento por el Gobierno y sus propios planes de readaptación establecidos en base a las recomendaciones del Ministerio de Transportes y a criterios de reconducción de empleo hacia otras actividades. El temido espectro de los despidos masivos ronda en los círculos más pesimistas del sector.

Mitsubishi y Sumitomo habían revelado con anterioridad su objetivo de reducción del 30 por 100 de su máxima actividad precrisis para el año fiscal 1979, en tanto que Kawasaki y NKK lo establecían en 35 y 40 por 100, respectivamente. Una revisión de estos límites en función de la mencionada cota de cuatro millones de TRB situaría a muchos astilleros en niveles de actividad insostenibles. Recordemos que el tonelaje botado por la industria naval japonesa alcanzó ya la mencionada cifra en 1963, superando los 18 millones de TRB en 1974, y que la producción conjunta de Mitsubishi y Kawasaki, por ejemplo, ha venido superando la mencionada cota en los últimos años.

TRAFICO MARITIMO

NUEVOS ACUERDOS DE LA I. M. C. O.

El pasado mes de febrero ha tenido lugar en Londres la esperada conferencia diplomática de la I. M. C. O., en la que el tema fundamental a discutir eran unas nuevas normas que reforzasen los acuerdos anteriores sobre seguridad en los petroleros, tanto nuevos como existentes.

Al final se llegó a soluciones de compromiso entre las propuestas de las distintas delegaciones, en las que destacaba como maximalista la de Estados Unidos, que pretendía exigir la instalación de tanques de lastre separado en todos los buques existentes.

Esta última propuesta había creado ciertas esperanzas entre los constructores navales mundiales, pues de haberse aceptado hubiese proporcionado un pequeño desahogo a los astilleros, tan necesitados en los momentos actuales de cualquier tipo de trabajo que se les pueda proporcionar.

Las normas acordadas se incorporarán bajo la forma de protocolos y resoluciones al Convenio para la Seguridad de la Vida Humana en la Mar (SOLAS) 1974 y al Convenio para la Preservación de la Polución por los Buques (MARPOL) 1973.

Antes de entrar en el resumen de las medidas adoptadas parece necesario, para la debida claridad de su comprensión, dar una definición de las diferentes técnicas objeto de discusión en cuanto a su equivalencia y suficiencia:

— *Tanques de lastre separado (Segregated ballast tanks - SBT).*—Se refiere a la técnica en que los tanques de lastre, las instalaciones de bombeo y sus tuberías están totalmente separados de los tanques para hidrocarburos, de las instalaciones de carga y descarga y de sus tuberías. La aplicación de esta técnica obliga, de acuerdo con el tipo de petrolero, a modificaciones más o menos importantes de estructura, de instalaciones de bombeo y de su tubería. Es de significar que, si bien en el Convenio de 1973 no se establecía ninguna configuración particular para los lastres separados, en esta ocasión se ha introducido el nuevo concepto de "*lastre separado en posición privilegiada*" *(Protectively located - PL),* que no significa la obligación de dotar a los petroleros de doble fondo, como pretendían los americanos, sino más bien situar los lastres separados en tanques laterales de forma que se limiten las fugas en caso de abordaje o varada.

— *Tanques para lastre limpio (Clean ballast tanks - CBT).* En esta solución, unos tanques se destinan a lastre y otros a carga de hidrocarburos, pero las instalaciones de bombeo y la tubería son comunes. En consecuencia, no hace falta ninguna modificación de las instalaciones y sólo se necesita definir los tanques que se dedican a lastre limpio.

— *Lavado de los tanques con crudo/Sistema de gas inerte (Crude-oil washing/Inert gas systems - COW/IGS).*—Se trata de un método de limpieza de los tanques de carga por proyección de crudo sobre las paredes, mezclándose los residuos con el resto de la carga. Por razones de seguridad, el lavado con crudo debe hacerse siempre en atmósfera de gas inerte a fin de evitar, en lo posible, el riesgo de explosión. Son necesarias algunas modificaciones para colocar las instalaciones de lavado y de gas inerte y las tuberías de alimentación de las máquinas y de las bombas de secado.

	Tamaño	Técnica	Fecha de entrada en vigor
BUQUES NUEVOS:			
Para crudos	20.000 TPM y más	SBT/PL + COW/IGS	Buques contratados después de junio 1979 o entregados después de junio 1982.
Para productos	20.000 TPM y más	IGS	
	30.000 TPM y más	SBT/PL + IGS	
BUQUES EXISTENTES:			
Para crudos	40.000 TPM y más	SBT o CBT o COW/IGS	HM
	70.000 TPM y más	SBT o COW/IGS	HM + 2
	40.000 TPM y más	SBT o COW/IGS	HM + 4
	70.000 TPM y más	IGS	HS + 2
	20.000 TPM y más (1)	IGS	HS + 4
Para productos	40.000 TPM y más	CBT o SBT	HM
	70.000 TPM y más	IGS	HS + 2
	40.000 TPM y más (2)	IGS	HS + 4

(1) Entre 20.000 y 40.000 TPM la Administración del país de abanderamiento puede conceder la exención del IGS si no se han instalado máquinas de lavar de alta capacidad o si se determina que no es razonable ni practicable instalar IGS, teniendo en cuenta las características del proyecto del buque.

(2) El límite de tonelaje se reducirá a 20.000 TPM cuando se hayan instalado máquinas de lavado de alta capacidad.

Es de señalar que con esta técnica los tanques de carga están sometidos a una presión positiva, lo que obliga a prever sistemas antirretroceso (closed ullage system).

En el cuadro anterior se recoge un resumen de los acuerdos adoptados. Los plazos para entrada en vigor se cuentan a partir de la entrada en vigor, a su vez, del SOLAS 1974 (HS, fecha objetivo, junio 1979) y del MARPOL 1973 (HM, fecha objetivo, junio 1981). Se recuerda que ambos no tendrán efectividad hasta seis meses o un año, respectivamente, después de que se hayan adherido quince Gobiernos, con unas flotas totales combinadas de por lo menos el 50 por 100 del tonelaje mundial.

Según una estimación oficiosa, el coste de estas medidas para el conjunto de los países miembros de la I. M. C. O., cuyas flotas cubren el 80 por 100 del transporte de hidrocarburos, serán de unos 95.000 millones de pesetas, mientras que el coste de la instalación de tanques de lastre separado en todos los petroleros existentes se elevaría a una cifra comprendida entre 340.000 y 490.000 millones de pesetas.

EL MERCADO DE FLETES

Al término, prácticamente, del primer trimestre del año ningún acontecimiento hace prever cambios no ya sustanciales, sino tan sólo significativos, en un mercado en permanente depresión, cuya evolución a lo largo de estos primeros meses de 1978 en nada ha diferido de la registrada durante tantos y tantos meses desde el comienzo de la crisis.

Así, no es novedad decir que el tráfico de mineral se resiente de la recesión que sufre la industria del acero a nivel mundial; que la huelga de los mineros en Estados Unidos, pese a la aplicación de la ley de congelación de la huelga por el presidente Carter, ha determinado innumerables problemas en el comercio del carbón, entre los que puede destacarse el déficit de cuatro millones de toneladas que registra Japón en la actualidad, de las que deberá abastecerse en Australia y Canadá principalmente; que las heladas que azotaron gran parte de los Estados Unidos ocasionaron verdaderos cuellos de botella en el tráfico del grano, al ser imposible el transporte por barcazas a través de ríos helados y por ferrocarril desde zonas del interior a los puertos de la zona del Golfo, problema éste que sólo en la actualidad, y siempre con gran lentitud, se puede considerar en vías de solución o prácticamente solucionado. En fin, problemas en todas partes, pero sustentados en una base o infraestructura realmente explosiva: el excedente de tonelaje, al que no se le ve fin por ningún lado. Todo ello ocasiona la consabida desgana, falta de agilidad, desinterés, etcétera en el mercado, donde los armadores se saben de antemano víctimas seguras de las circunstancias y los fletadores son siempre ganadores en una lucha desigual, en la que la simple subsistencia de aquéllos va siendo cada vez más difícil: los índices de fletes en prácticamente todos los sectores así lo indican.

El resultado de esta situación es, en muchos casos, una tendencia acusada a la venta de los buques, por parte de los armadores que se encuentran en situación más comprometida, tan sólo con el objeto de obtener una mejora de sus tesorerías que les permita seguir en pie durante un nuevo período de tiempo, tras el cual deberán plantearse otra vez los objetivos empresariales en términos de subsistencia. En este sentido son de destacar las numerosas compras de buques que han realizado los griegos durante los últimos tiempos, cosa que no debería sorprender en un mercado como el del transporte marítimo, en el que la especulación es básica en el marco de la política de empresa; lo raro es que este hecho, que parece ser indicativo de unas posibilidades ciertas de liquidez por parte de los griegos —circunstancia que aprovechan al adquirir a bajo precio buques de armadores que no están en condiciones de resistir por más tiempo la crisis—, choca violentamente con la actitud de la Asociación de Armadores de Grecia, al solicitar a Japón una moratoria de dos años para el pago de las cargas financieras derivadas de los buques construidos en Japón para el pabellón griego, amenazando con diversas cancelaciones en caso de no acceder Japón a sus pretensiones; por si esto fuera poco, a estas alturas se le ocurre a la citada asociación proponer un amarre de flota del orden de un 25 a un 30 por 100 en buques mayores de las 4.500 toneladas de registro bruto, con objeto de reducir artificialmente la oferta de tonelaje y estabilizar el mercado, idea que ha surgido numerosas veces en épocas de depresión del mercado, sin que nunca haya tenido el éxito apetecido. En cualquier caso, con los anteriores datos tan sólo queríamos destacar que hasta a las economías aparentemente boyantes parece haber llegado la crisis.

Por lo demás, y desgraciadamente, lo de siempre: tarifas de fletes a niveles mínimos en carga seca y petroleros y tan sólo cierta animación en el mercado de "time charter", donde son las líneas regulares las que generan cierta demanda sostenida, con objeto de reforzar algunos tráficos específicos, de la que se benefician los armadores de buques de tamaño moderado y con algún tipo de especialización, que en un momento dado pueda cotizarse en el mercado, como puede ser la posibilidad de cargar piezas de gran peso o volumen, etc.

En resumen, situación estacionaria: mercados libres hundidos —carga seca y petróleo— y cierta animación en el mercado de fletamento por tiempo, como consecuencia del desarrollo de ciertas líneas regulares. Paradójica situación —aparentemente—, pues, pero que no hace sino poner de manifiesto la indefensión de los navieros en un mercado de libre concurrencia a la baja y el vivo contraste que pueden suponer las líneas regulares merced a las características estabilizadoras que suponen a éstas las conferencias de fletes, creadoras de un mercado de tipo oligopolístico, que ha dado lugar a lo que se ha llamado la "cartelización del mar".

REUNIONES Y CONFERENCIAS

AGENDA

1.er Congreso Iberoamericano de Ingeniería Naval

1-5 de mayo de 1978. Madrid y Sevilla

Organizado por la Asociación de Ingenieros Navales de España. Los trabajos serán de libre elección.

Para mayor información dirigirse a la citada Asociación, Castelló, 66, 6.º, Madrid-1.

VLCC's - The next 10 years

Mayo de 1978. Museo Nazionale della Scienza e della Técnica. Milán

Durante dicha conferencia se examinarán y discutirán todos los aspectos de la explotación de los buques VLCC. Los temas tratarán sobre las implicaciones financieras, intereses de la industria siderúrgica y de los astilleros, puntos de vista de los armadores, perspectivas a largo plazo del crudo, implicaciones de las refinerías e industria petroquímica, desarrollo del proyecto y propulsión de estos buques e implicaciones sociales y del medio ambiente.

Para información dirigirse a D. Beaumont-Wright, Director of Marketing, The Institute of Marine Engineers, 76 Mark Lane London EC 3R 7JN, England.

XVII Conferencia Internacional de Tratamientos Térmicos

9-12 de mayo de 1978. Palacio de Congresos. Barcelona

Está organizada por la Asociación Técnica Española de Estudios Metalúrgicos. Además de la lectura de los trabajos presentados habrá tres mesas redondas sobre «Ahorro de energía e incidencia en el tratamiento térmico», «Seguridad y ambiente» y «Terminología y documentación», respectivamente.

Para mayor información dirigirse a la Secretaría General de la citada Asociación, Paseo de Gracia, 50, Barcelona-7.

7th International Harbour Congress

22-26 de mayo de 1978, Antwerp (Bélgica)

Los temas de dicho Congreso serán: geología y mecánica del suelo, relacionadas con la ingeniería portuaria; ingeniería hidráulica (trabajos de infraestructura) offshore y en puertos; ingeniería civil o trabajos de superestructura en puertos; aparatos y equipos electromecánicos del puerto y seguridad y protección del medio ambiente.

Para mayor información dirigirse a la Secretaría del Congreso, Jan van Rijswijcklaan 58, B-2000-Antwerp, Bélgica.

Primer Simposio Internacional sobre caracterización de Materiales por Ultrasonidos

7-9 de junio de 1978. National Bureau of Standards, Gaithersburg, Maryland

Es el primer simposio dedicado exclusivamente a la caracterización de materiales por ultrasonidos. Los temas a tratar incluyen métodos ultrasónicos para determinación y verificación de propiedades de los materiales, caracterización de los defectos, nueva instrumentación, desarrollos en palpadores y normas y calibraciones sobre ultrasonidos.

Para mayor información dirigirse a: Harold Berger, Materials A363, National Bureau of Standards, Washington DC 20234.

Offshore Brasil

27-30 de junio de 1978. Río de Janeiro

Habrá una exposición y conferencias organizadas conjuntamente por las revistas «Shipping World & Shipbuilder» y «Portos e Navios».

Para mayor información dirigirse a: The Manager, Shipping World & Shipbuilder, Benn Publications Ltd. 25 New Street Square, London EC4A3JA England.

Ro-Ro 78

4-6 de julio de 1978. Centro de Congresos de Hamburgo

Es la 3.ª conferencia internacional y exposición sobre el transporte marítimo utilizando métodos roll-on/roll-off.

Para mayor información dirigirse a Ro-Ro Conference Secretariat, BML Business Meetings Ltd., 2 Station Road, Rickmansworth, Herts WD3 1QP, Inglaterra.

Congreso Internacional sobre Enseñanza de la Ingeniería

20-22 de septiembre de 1978. Universidad de Pavia, Italia

Está organizado por la Sociedad Europea para la Formación de los Ingenieros (S. E. F. I.) y la Federación Europea de Asociaciones Nacionales de Ingenieros (F. E. A. N. I.).

Para mayor información dirigirse a Technical Secretariat, American Express Co. S. A. I., Conventions Service, Piazza Mignanelli 4, 00187 Roma.

NUCLEX 78 - 5.º Salón Internacional de Industrias Nucleares

3-7 de octubre de 1978. Basilea

Las Jornadas de información de NUCLEX 78 tendrán por tema principal «El estado actual del desarrollo, experiencias adquiridas y perspectivas de la tecnología nuclear teniendo en cuenta la posición de la energía nuclear en el marco del aprovisionamiento energético global», y tratarán de los temas siguientes: Reactores de tipo avanzado: reactores regeneradores rápidos y reactores de alta temperatura refrigerados por gas.—Gestión de residuos procedentes de centrales nucleares.—Experiencias operacionales con las centrales nucleares.—Los problemas del medio ambiente y de la seguridad en tecnología nuclear. Además está prevista una discusión bajo el título «Aprovisionamiento de uranio». El programa completo de estas jornadas de información estará disponible en abril de 1978.

Para una mayor información dirigirse al Secretariado de NUCLEX 78, c/o Foire Suisse d'échantillons, CH-4021. Basilea.

Ship Vibration Symposium

16-17 de octubre de 1978. Virginia (EE. UU.)

Estará patrocinado por la Society of Naval Architects and Marine Engineers (SNAME). Asistirán representantes de astilleros, proyectistas, investigadores, organismos gubernamentales, sociedades de clasificación y operadores de los buques para discutir aspectos de las vibraciones en los buques, ruido e incompatibilidad de la maquinaria y el casco. Se pondrá énfasis en la interface entre la estructura del casco, la hidrodinámica, la maquinaria y el hombre.

Para mayor información dirigirse a: The Society of Naval Architects and Marine Engineers, One World Trade Center, Suite 1369, New York, N. Y. 100488.

North Sea Corrosion - What have we learnt?

23-25 de octubre de 1978. Royal Scot Hotel, Edimburgo, Escocia

Estará organizada por «The Institute of Marine Engineers» y «The Institution of Corrosion Science and Technology». Habrá cuatro sesiones, en las que se discutirá lo que ha sucedido desde que entraron en funcionamiento, hace diez años, las primeras plataformas de perforación en el Mar del Norte, respecto a la velocidad, tipo y efectos de la corrosión, los conocimientos adquiridos, el pintado inicial y el mantenimiento de las plataformas, así como el resultado de tres años de pruebas sobre una plataforma.

Para mayor información dirigirse a: The Conference Officer, The Institute of Marine Engineers, 76 Mark Lane, London EC3R7JN England.

Gastech 78

7-10 de noviembre de 1978. Montecarlo, Mónaco

En esta conferencia se reunirán los principales especialistas de las industrias mundiales de LNG y LPG para presentar y discutir un amplio y variado programa de trabajo. Coincidiendo con ella habrá una exposición de equipos y servicios.

Para mayor información dirigirse a Gastech Secretariat, 2 Station Road, Rickmansworth, Herts WD3 1QP, England.

2.° International Symposium on Marine Engineering Tokio'78

13-15 de noviembre de 1978. Tokio

Organizado por la Asociación de Ingenieros Navales de Japón, tratará del estudio de los sistemas de propulsión marina avanzados para la década de 1980, así como de los pasos que habrá que dar para adaptar los sistemas de propulsión existentes al medio ambiente del campo marítimo.

Para información dirigirse a ISME Organizing Committee, c/o Nippon Kaiji Kyokai, Research Institute, 20-1 Shinkawa 6-chome, Milaka, Tokio 181.

Europort 78

15-16 de noviembre de 1978. RAI Conference Centre, Amsterdam

En esta conferencia internacional se tratarán los siguientes temas:

Buques de guerra: Proyecto y construcción de fragatas standard; elección de la planta propulsora; comportamiento y maniobrabilidad; nuevos materiales en buques de guerra; próxima generación de submarinos convencionales; sistemas de información y control; desarrollo de helicópteros y equipo asociado; proyecto de embarcaciones de vigilancia de pesca; proyectos recientes de patrulleros; aplicación del control de la configuración; perspectivas futuras para los hovercraft e hidrofoils; problemas de ruidos externos, hélices y arbotantes; simuladores de adiestramiento, nuevos conceptos; sistemas de reemplazo total; acero en comparación con aluminio.

Buques pequeños: Comunicaciones en remolcadores, pesqueros y costeros; empleo de hélices-tobera y hélices de paso controlable; aplicación del concepto remolcador-barcaza; vigilancia de la maquinaria en motores semirrápidos y rápidos; equipos de seguridad para la década de los 80; proyecto de embarcaciones polivalentes; sistemas de aguas residuales; proyecto de embarcaciones para prácticos y servicio.

Para mayor información dirigirse a Expo Travel & Conferences B. V., Waalhaven Z. Z. 44, 3088 HJ Rotterdam.

Colloque International sur le radar

4-8 de diciembre de 1978. París

Los temas que se tratarán durante este coloquio serán los siguientes: «Traitement de signal - Principes et Théories», «Traitement de signal - Technologies», «Generateurs de puissance en microondes», «Antennes, Radomes, Constituants microondes», «Utilisation de longueurs d'ondes millimétriques et optiques», «Balayage électronique» y «Sistèmes Radars».

Para mayor información dirigirse al Secrétariat General, Colloque International sur le radar, 11 Rue Hamelin, 75783 Paris Cedex 16.

Latest IMCO Safety/Pollution Regulations-Impact on desing and operation of tankers

7 de diciembre de 1978. Londres

Organizada conjuntamente por The Royal Institution of Naval Architects y The Institute of Marine Engineers, en dicha conferencia se examinarán y discutirán los efectos de las nuevas reglas acordadas en la reunión de la IMCO en febrero de 1978 sobre seguridad de los petroleros y prevención de la polución.

Para mayor información dirigirse a: The Conference Officer, The Institute of Marine Engineers, 76 Mark Lane, London EC3R 7JN England.

Conferencia Internacional sobre Educación Permanente para Ingenieros

25-27 de abril de 1979. Méjico

Será patrocinada conjuntamente por la Sociedad Americana para Enseñanza de la Ingeniería y la Universidad de Méjico y se discutirán los problemas y sus soluciones de la formación permanente de los ingenieros.

Para mayor información dirigirse a John Klus, Department of Engineering, University of Wisconsin - Extensión, 432 North Lake Street, Madison, Wisconsin 53706.

Conference on propulsion shafting-statics, dynamics and interation with the ship

3-4 de mayo de 1979. Londres

Será organizada conjuntamente por la International Cooperation of Marine Engineers Systems (I. C. M. E. S.) y el Institute of Marine Engineers.

Los autores que deseen presentar trabajos deberán enviar antes del 30 de mayo un resumen de unas 300 palabras a Mr. R. G. Boddie, The Institute of Marine Engineers, 76 Mark Lane, London EC3R 7JN England.

XI Congreso Internacional de Máquinas de Combustión-CIMAC

7-11 de mayo de 1979. Viena (Austria)

El Comité Permanente del CIMAC recomienda que los temas a presentar sobre motores no sólo traten de los motores propiamente dichos, sino también sobre los componentes, accesorios, aparatos de mando e instrucciones de control; nuevas tecnologías de fabricación y materiales; combustibles y lubrificantes; experiencia de los utilizadores, y motores de combustión interna de pistones en el futuro y problemas de entorno. Asimismo recomienda que los temas sobre turbinas de gas traten sobre los combustibles derivados del carbón; materiales y técnicas de anti-corrosión; procesos de combustión y aplicaciones offshore.

Aquellos autores que estén interesados en presentar comunicaciones deben dirigir los resúmenes al Secretario Español del CIMAC, Sociedad de Técnicas de Automoción, Avda. Generalísimo Franco, 647, Barcelona-14.

Inland Waterways 79 - 1.ª Exposición y Conferencia Mundial sobre vías interiores navegables

28 de mayo-1 de junio de 1979. Estrasburgo, Francia

La Conferencia tratará sobre la construcción de puertos y vías navegables, explotación y mantenimiento, inversiones de capital, fletes económicos, equipos de carga y descarga, muelles para manipulación y transporte, etc.

Para mayor información dirigirse a Brooks & Mack AG of Delsbergerallee 38, Postfach, 40/8 Basilea, Suiza.

IVA 79 - Exposición internacional de transportes

8 de junio-1 de julio de 1979. Hamburgo

Dicha exposición está destinada a poner en consideración las actuales técnicas de transporte, mostrar los progresos que ha realizado esta industria y ofrecer una ocasión de cooperación a escala internacional a los principales interesados. Han sido invitados todos los países miembros o asociados de la Conferencia europea de ministros de Transportes.

«IVA 79» permitirá un estudio completo de todos los sistemas de transporte en servicio en el mundo entero. Está patrocinada por el presidente de la República Federal y se completará con un programa de numerosas excursiones y con seminarios en el Centro de Congresos de Hamburgo.

Ship Research Symposium

13-15 de junio de 1979. Trondheim. Noruega

Con motivo de la apertura de las nuevas instalaciones para investigación y enseñanza, el Department of Naval Architecture and Marine Engineering, el Norwegian Institute of Technology y el Ship Research Institute of Norway han organizado un symposium internacional. Se presentarán de ocho a diez trabajos, que tratarán sobre proyecto, hidrodinámica, maquinaria y estructuras del buque.

Durante el symposium la División de Proyectos de buques del Norwegian Institute of Technology organizará una reunión para discutir los pros y los contras del establecimiento de un Forum permanente internacional para proyectistas de buques.

Para mayor información dirigirse a: Director of Studies, The Norwegian Institute of Technology, 7034- NTH, Trondheim, Norway.

9.ª Conferencia Mundial de Ensayos no Destructivos

18-23 de noviembre de 1979. Melbourne (Australia)

El programa científico y técnico comprenderá:

— Conferencias y sesiones plenarias.
— Mesas redondas.
— Sesiones dedicadas a la presentación de comunicaciones técnicas.
— Reuniones del Comité Internacional de Ensayos no Destructivos.

Para mayor información dirigirse al secretario de dicha Conferencia, 191 Royal Pde., Parkville, Victoria, 3052, Australia.

BIBLIOGRAFIA.—Marzo 1978

13. MECANICA, INCLUYENDO LA MECANICA DE FLUIDOS, LA RESISTENCIA DE MATERIALES Y ONDAS MATERIALES EN GENERAL

1.171. **Hydrodinamic aspects of drag reduction with additives.**
P. S. Granville.
«Marine Technology». Julio 1973.

1.172. **Wall shear stress and mean-velocity measurements in a three-dimensional turbulent boundary layer.**
J. L. Power.
«Naval Ship Research and Development Center». Septiembre 1973.

1.173. **Application of the Stanton tube to the measurement of wall shear stress on a flat plate with polymer ejection.**
W. G. Souders.
«Naval Ship Research and Development Center». Mayo 1973.

1.174. **Remark on a semilinear theory for optimunn lifting-surface systems.**
J. A. Sparenberg.
«Journal of Ship Research». Junio 1974.

1.175. **A linear analysis of planar motion mechanism data.**
D. Bishop, K. Burcher y G. Price.
«Journal of Ship Research». Diciembre 1977.

1.176. **Interaction of waves with large vertical cilinder.**
K. Subrata.
«Journal of Ship Research». Marzo 1975.

1.177. **Propeller-induced velocity field due to thickness and loading effects.**
R. Jacobs y S. Tsakonas.
«Journal of Ship Research». Marzo 1975.

1.178. **On the short-term distribution of the individual maxima of non-linear hydrodynamic forces.**
T. Vinje.
«Norwegian Maritime Research». N.° 1, 1975.

1.179. **On the optimum finite-amplitude motion of a thrust-producind profile.**
F. Takens.
«Journal of Ship Research». Junio 1975.

1.180. **On the role of bow friction in icebreaking.**
H. A. Scarton.
«Journal of Ship Research». Marzo 1975.

1.181. **Icebreaking modeling.**
G. Atjins.
«Journal of Ship Research». Marzo 1975.

1.182. **On the added mass of a rectangular cylinder moving in a rectangular channel.**
M. Fujino.
«International Shipbuilding Progress». Abril 1975.

1.183. **Motions of large structures in waves at zero Froude numbers.**
M. Faltinsen y C. Michelsen.
«Det Norske Veritas». Septiembre 1975.

1.184. **Pression du minerai dans les cales des navires.**
M. Hulter.
«Bulletin Technique du Bureau Veritas». Octubre 1975.

1.185. **Water waves in a long Canal - The velocity potencial of a periodic source.**
H. Isshiki.
«Journal of the Society of Naval Architects of Japan». Vol. 137, junio 1975.

1.186. **On non-linear characters of transient water waves used for ship response test.**
T. Hirayama.
«Journal of the Society of Naval Architects of Japan». Vol. 137, junio 1975.

1.187. **On the hydrodynamic forces acting on a box-tipe vessel.—On the wave exciting forces.**
Shin-ichi Arai.
«Journal of the Society of Naval Architects of Japan». Vol. 137, junio 1975.

1.188. **Implicit solutions of the unsteady Navier-Stokes equation for laminar flow through an orifice.**
D. W. Coder.
«Naval Ship Research and Development Center». Julio 1974.

1.189. **Ensayos con modelos en bocas de carga de petróleo en tanques observando distintas aperturas en la construcción del suelo.**
G. Grossman y N. Gurdal.
«Forschungszentrum des Deutschen Shiffbau». Número 41, 1974.

1.190. **Ensamblaje con caucho magnético.**
M. H. Waisblat.
«Novomaquina». Abril 1976.

1.191. **The elastic large-deflection analysis of initially deformed plates subjected to uniaxial and biaxial compression.**
D. G. Williams.
«The British Ship Research Association». Report NS 425, 1975.

1.192. **Discussion of present state of development in fracture mechanics.**
J. Carlsson.
«Stiftelsen Svensk Skeppforkning». Projekt 5610, 1975.

1.193. **Cálculo de parámetro de confianza de piezas** (en alemán).
«Hansa». Núm. 8, abril 1976.

1.194. **A computer program for analysis of elasto-plastic structures** (en sueco).
Backlund y otros.
«Stiftelsen Svensk Skeppforkning». Report 125, 1976.

1.195. **Elasto-plastic analysis using an efficient formulation of the finite element method.**
B. Aamodt y O. Mo.
«Det Norske Veritas». Núm. 92, febrero 1976.

1.196. **Plates subjected to lateral and in-plane loads.**
J. Backlund.
«Stiftelsen Svensk Skeppforkning». Report 109, 1974.

1.197. **Vibration survey techniques.**
W. H. Knopfle.
«Marine Technology». Enero 1971.

1.198. **Fotoelasticidad. Posibilidades y aplicaciones en la industria de transformación mecánica.**
L. Alvarez y J. Castany.
«Novomaquina». Abril 1977.

1.199. **Gli elementi finiti isoparametrici.**
S. Sberna y A. Maresca.
«Registro Navale Italiano». Núm. 59, 1976.

1.200. **Design and construction of cables for sensor systems.**
R. C. Swenson.
«Sea Technology». Núm. 11, 1973.

Esteve Gea, Juan Ramón.
Fecha de n.: 14-7-50.
María Jesús Bengoechea Martí.
Carlos V, 3, 8.° dcha. Cartagena.
Empresa Nacional Bazán, S. A. Cartagena.

6.206. Promoción 1977.
Montes Martínez, José Luis.
Fecha de n.: 27-3-55.
Parque Avenida, 8, 5.° B. Jerez de la Frontera (Cádiz).
Teléfono 33 04 65.

ACTUALIZACION DEL ANUARIO 1978 DEL COLEGIO OFICIAL DE INGENIEROS NAVALES

Modificaciones hasta el 1-3-1978

CLASIFICACION ALFABETICA

1. Modificaciones

572. Alonso Alvarez, Emilio.
1.115. Alonso García, Diego.
776. Blanco Escudero, Lorenzo.
1.074. Campó Fornell, Eduardo.
6.195. Cortés Enríquez, Antonio.
589. Díaz Barroso, Saturnino.
888. Espinosa de los Monteros Banegas, Hernando.
807. Fernández García, Juan José.
1.036. Gómez Yáñez, Aurelio.
6.171. González Martínez, Lorenzo.
946. López Almenar, Ignacio.
773. López Valcarce, Fco. Javier.
795. Martínez Gilgado, Santiago.
880. Martos Ramos, Sebastián.
1.066. Micó Pérez de Diego, Fernando.
871. Ortega de Velasco, Casimiro José.
465. Parga López, Carlos.
984. Pérez Rojas, Luis.
674. Rasilla Buhigas, Julio.
075. Rosa Mayol, Pedro de la.
1.116. Rubio García, Luis.
938. Sánchez Esteban, José.
566. Sánchez García, José Antonio.
901. Vall Casamayor, Enrique.
1.039. Viniegra López, Salvador.

2. Adiciones

1.118. Alarcón Sánchez, Antonio.
1.115. Alonso García, Diego.
6.205. Esteve Gea, Juan Ramón.
1.114. Gotor Díaz, Manuel.
6.203. López López, José Luis.
1.117. Méndez Díaz, Pedro.
6.204. Monsalvete Mazo, Francisco.
6.206. Montes Martínez, José Luis.
6.202. Ramos Rodríguez, Luis Porfirio.
1.116. Rubio García, Luis.
1.119. Sánchez-Cervera Senra, Alfonso.

CLASIFICACION NUMERICA

1. Modificaciones

075. Rosa Mayol, Pedro de la.
Tuset, 18, 6.°, 2.ª puerta. Barcelona-6.

465. Parga López, Carlos.
Teléfono 36 74 94.

566. Sánchez García, José Antonio.
Marbella, 62. Madrid-34.
Teléfono 734 18 85.

572. Alonso Alvarez, Emilio.
Juan Ramón Jiménez, 24, 1.° izqda.
Madrid-16.
Teléfono 250 40 34.

589. Díaz Barroso, Saturnino.
Francisco Luján, 16, 6.° B. Badajoz.
Teléfono 23 63 60.
Promociones y Construcciones Extremeñas. Badajoz.
Escuela de Ingeniería Técnica Industrial. Badajoz.

674. Rasilla Buhigas, Julio.
Zona Residencial La Pastora. Chalet 59. Vigo.
Teléfono 41 93 41.
Exclusivas Galicia, S. A. Vigo.

773. López Valcarce, Fco. Javier.
AYCASA. Vigo.

776. Blanco Escudero, Lorenzo.
Capitanes Ripoll, 2, 10.° Cartagena.
Teléfono 50 70 24.

795. Martínez Gilgado, Santiago.
Teléfono 40 06 62.

807. Fernández García, Juan José.
Pintor Máximo Ramos, 18-20, 3.° derecha. El Ferrol.
Teléfono 35 36 38.

871. Ortega de Velasco, Casimiro José Insua, bloque 1, 2.° C. El Ferrol.
Teléfono 35 77 49.

880. Martos Ramos, Sebastián.
Lago Constanza, 59, 4.° A. Madrid-17.
Teléfono 408 45 75.

888. Espinosa de los Monteros Banegas, Hernando.
Urb. Molino de la Mavata, bloque 5.°, 2.° C. La Mavata (Madrid).

901. Vall Casamayor, Enrique.
Suprimir doctor.
Lañomendi, 1, 5.° A dcha. Algorta (Vizcaya).
Teléfono 469 79 18.

938. Sánchez Esteban, José.
Avda. Villas de Cuba, Jardín 29, P. 1, 2.° I. Sevilla.
Germanischer Lloyd. Sevilla.

946. López Almenar, Ignacio.
Teléfono 447 78 26.
Astilleros Españoles, S. A. Olaveaga.

984. Pérez Rojas, Luis.
Inspección de Buques Las Palmas

1.036. Gómez Yáñez, Aurelio.
Joaquina Bellot García.
Capitanes Ripoll, 2, 11.° A. Cartagena.
Empresa Nacional Bazán, S. A. Cartagena.

1.039. Viniegra López, Salvador.
Edificio Brasil. Brasil, 12, 8.° E Cádiz.
Teléfono 27 86 64.

1.066. Micó Pérez de Diego, Fernando Guecho, 63. La Florida (Madrid-23).

1.074. Campó Fornell, Eduardo.
Servando Martínez del Cerro, 14 5.° A. Cádiz.

6.048. Número anulado, pasa a 1.116.

6.079. Número anulado, pasa a 1.115.

6.171. González Martínez, Lorenzo.
Parque de la Hispanidad. Plaza Azteca, 4, 3.° dcha. Zaragoza.

6.195. Cortés Enríquez, Antonio.
Suprimir domicilio particular.
Bureau Veritas Cádiz.

2. **Adiciones**

1.114. Promoción 1969.
Gotor Díaz, Manuel.
Fecha de n.: 25-10-43.
Teresa Ferrer Gutiérrez.
Iturguichi, 2, p. 13. Algorta (Vizcaya).
Teléfono 460 08 51.

1.115. Promoción 1972.
Alonso García, Diego.
Fecha de n.: 13-7-46.
María Cristina Antequera Cara.
Avda. de Cataluña, 8, 6.° 23. Valencia-10.
Teléfono 361 15 38.
Unión Naval de Levante, S. A. Valencia.

1.116. Promoción 1974.
Rubio García, Luis.
Fecha de n.: 6-3-48.
Ana María Cat Fernández.
Virgen de Iciar, 17, 4.° B. Madrid-23.
Teléfono 207 61 00.
Comercial Proma, S. A. Madrid.
Suministros Industriales Marítimos Aéreos, S. A. (Sima). Madrid.

1.117. Promoción 1970.
Méndez Díaz, Pedro.
Fecha de n.: 4-1-46.
María Isabel Alcaide Guindo.
Rodríguez San Pedro, 6H, 3.° Madrid-15.
Teléfono 244 32 59.

1.118. Promoción 1972.
Alarcón Sánchez, Antonio.
Fecha de n.: 7-9-43.
Nannette S. Allen.
Pirineos, 27, bajo A. Madrid-20.
Teléfono 450 18 80.
Servicio de Información Naval. Madrid.

1.119. Promoción 1973.
Sánchez-Cervera Senra, Alfonso.
Fecha de n.: 14-5-46.
Belén Marín García.
Velázquez, 29, 1.° dcha. Madrid-1.
Teléfono 226 25 22.
Alfa-Laval, S. A. Madrid.

6.202. Promoción 1975.
Ramos Rodríguez, Luis Porfirio.
Fecha de n.: 17-10-50.
Alberto Aguilera, 62, 2.° D-6. Madrid-15.
Teléfono 449 72 43.

6.203. Promoción 1976.
López López, José Luis.
Fecha de n.: 19-3-53.
Avda. Carrero Blanco, 88, 3.° izqda. Granada.
Teléfono 25 80 07.

6.204. Promoción 1977.
Monsalvete Mazo, Francisco.
Fecha de n.: 22-9-48.
Juan de Reina, 1. Huelva.
Teléfono 22 14 94.

6.205. Promoción 1977.

CANAL DE EXPERIENCIAS HIDRODINAMICAS

EL PARDO

(MADRID)

- ENSAYOS CON MODELOS A ESCALA REDUCIDA
- PROYECTOS DE FORMAS DE BUQUES
- PROYECTOS DE HELICES, TOBERAS, QUILLAS DE BALANCE, APENDICES, ETC.

EL CANAL HA REALIZADO MAS DE 6000 ENSAYOS, DESDE SU CREACION EN 1934.

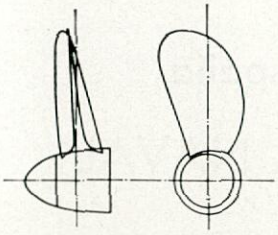
(dimensiones principales)

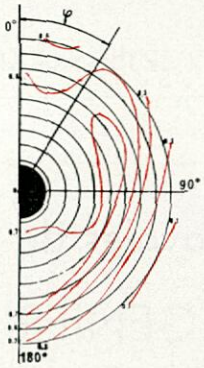
CANAL PARA ENSAYOS	TUNEL DE CAVITACION
LONGITUD: 320 m.	LONGITUD ZONA OBSERVACION: 4,7 m
ANCHURA: 12,5 m.	SECCION RECTA 0,9 m. × 0,9 m.
PROFUNDIDAD: 6,5 m.	VELOCIDAD MAXIMA DEL AGUA: 10 m/s.

SERIE SISTEMATICA DE HELICES

BUQUE PETROLERO DE 172.000 t.p.m.

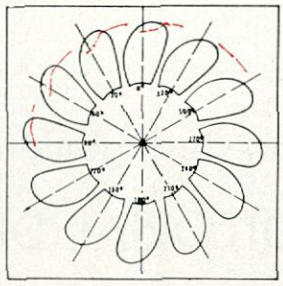
Turbina de 32.000 shp. a 86 rpm.
Nº de palas = 6
Diametro = 8,38 m
$A_e/A_o = 0,75$
$H/D = 0,778$



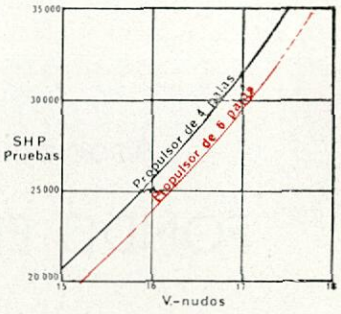


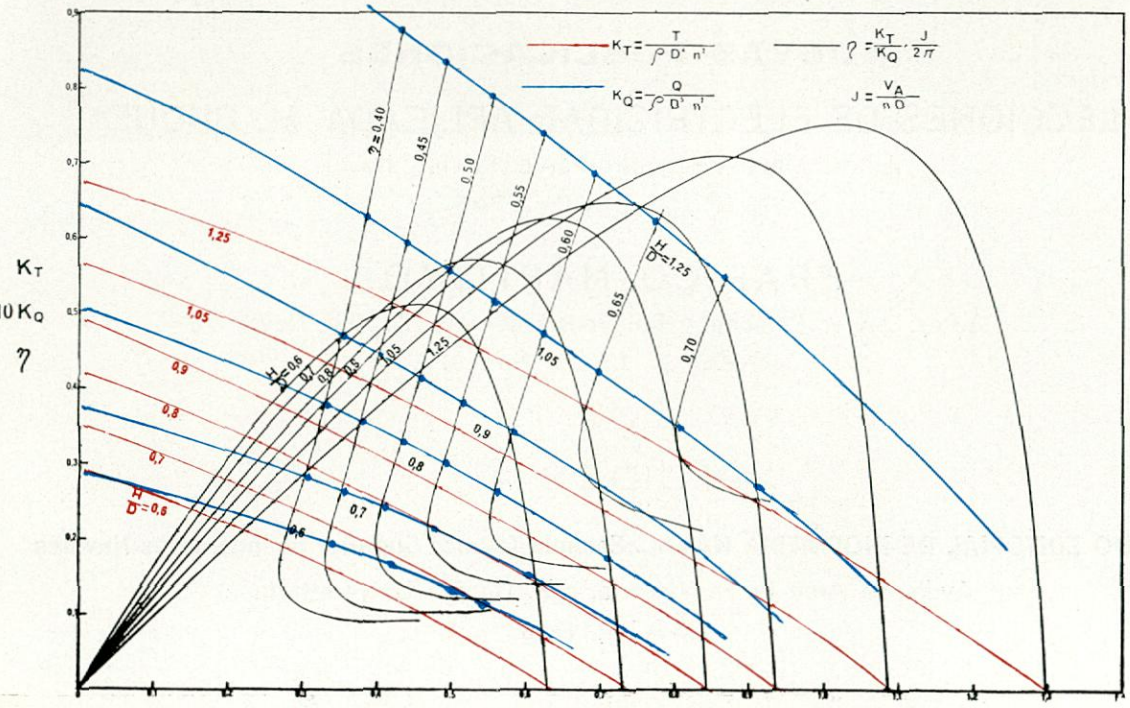
Curvas isoestela

El Canal de El Pardo ha desarrollado el tipo C-6 de propulsor, especialmente apropiado para buques llenos, de una helice.
Las caracteristicas de estos propulsores son muy favorables, tanto en rendimiento, como desde el punto de vista de evitar la cavitacion.



Cavitación, cara de succión





ASTILLEROS:

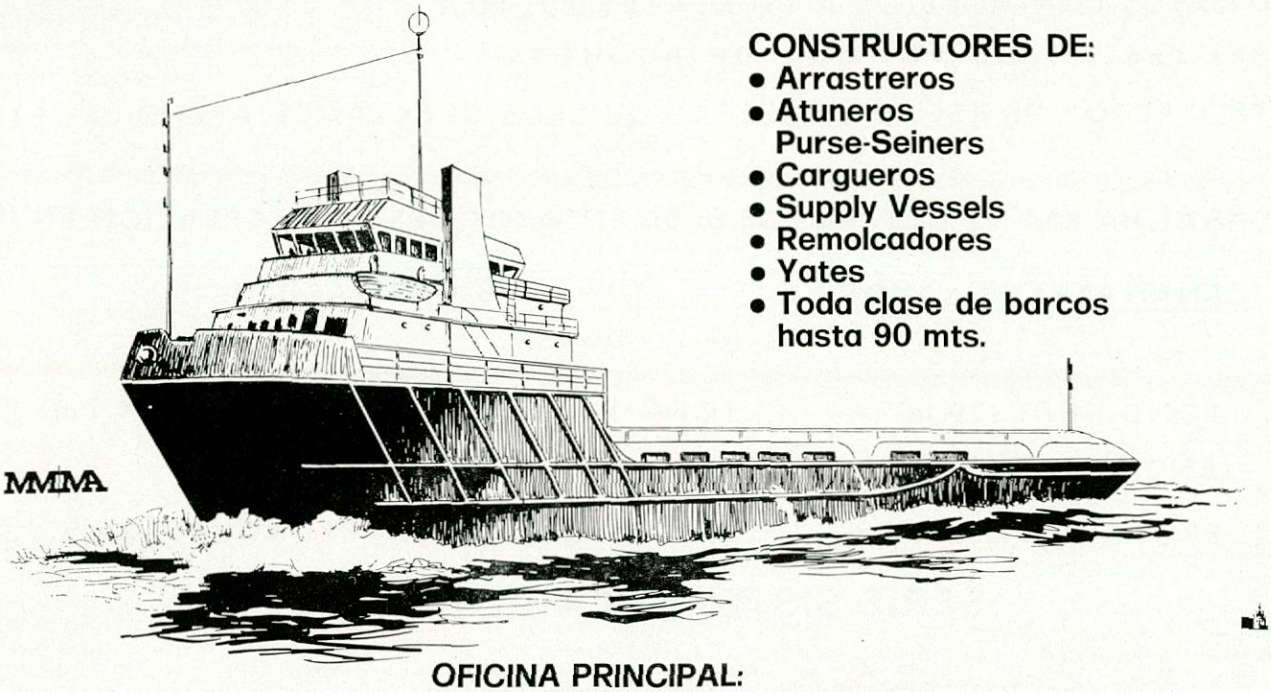
MARITIMA DEL MUSEL, S. A.

GIJON

MARITIMA DE AXPE, S. A.

BILBAO

CONSTRUCTORES DE:
- Arrastreros
- Atuneros Purse-Seiners
- Cargueros
- Supply Vessels
- Remolcadores
- Yates
- Toda clase de barcos hasta 90 mts.



OFICINA PRINCIPAL:
Apartado 1497-Telex 32159 MAXPE - E BILBAO

701

Asociación de Ingenieros Navales de España

FONDO EDITORIAL DE INGENIERIA NAVAL

NUEVAS PUBLICACIONES

«LECCIONES DE ELECTRICIDAD APLICADA AL BUQUE»

Autor: Manuel Baqueiro Pardo. Dr. Ing. Naval

PRECIO: 1.200 PTAS.

«TRAFICO MARITIMO»

Autor: Javier Pinacho y Bolaño-Rivadeniera. Dr. Ing. Naval

PRECIO: 1.500 PTAS.

PEDIDOS A:

FONDO EDITORIAL DE INGENIERIA NAVAL. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales

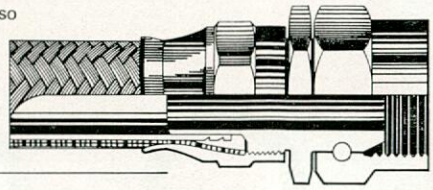
Avda. de Arco de la Victoria, s/n. Ciudad Universitaria

MADRID-3

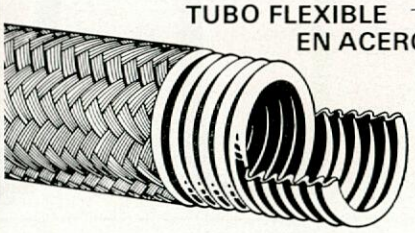
TUBERIAS FLEXIBLES ESPECIALES PARA QUIMICA Y PETROQUIMICA

TUBERIA TEFLON

Apropiada para paso de vapor, ácidos y toda clase de substancias químicas.



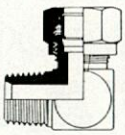
TUBO FLEXIBLE EN ACERO INOXIDABLE



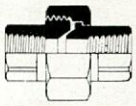
Aplicaciones:

Para conducción de vapor saturado y recalentado. fluidos corrosivos, ácidos, etc.

RACORES Y PIEZAS EN ACERO AL CARBONO O INOXIDABLE



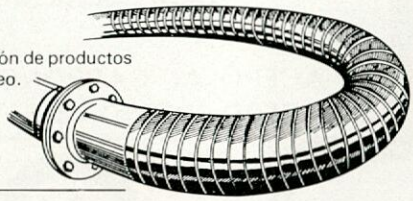
Codo 90° con anillo de corte roscado NPT o GAS (existen en recto en T en +).



Unión tres piezas roscado NPT o GAS

TUBERIAS

Carga y descarga.
Impulsión y aspiración de productos derivados del petróleo.



ABRAZADERAS EN ACERO AL CARBONO O INOXIDABLE

Transtuflex

Transmisiones y Tuberias Flexibles, S.A.

Ronda de San Pablo, 42 derecha 75 G
Teléfonos: 241 34 37*-242 66 18-242 63 74
BARCELONA-1

Envíennos información completa

Empresa _____
Dirección _____
Localidad _____
Tel. _____

'ACION
) LATERAL

sencillas
eficaces
resistentes

PARA TODA CLASE DE TUBOS

MDL

ONDAS
COMPENSADORAS DE
DILATACION
AXIAL O LATERAL

EN ACERO AL CARBONO O
EN ACERO INOXIDABLE

S.M.M.P.-E

LA MAQUINISTA DE LEVANTE

LA UNION • CARTAGENA (MURCIA) TEL. 560.100-101-125 LA UNION • APARTADO 2

Shipbuilding

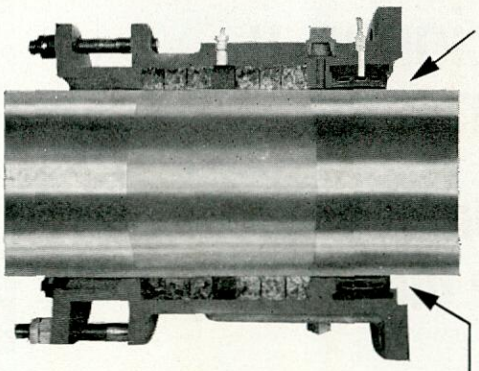
WE ARE NORTHERN GERMANY'S SPECIALISTS FOR
MARKETING FOREIGN PRODUCTS

We are very much interested in enlarging our activities and look for contacts to the manufacturers and suppliers of marine equipment.

Please answer to Code 610

Las ofertas deberán ser dirigidas al Apartado 457 de esta Revista.

DURAMAX® Quality Built Bronze STUFFING BOXES



When Air Seal ring is inflated to seal out water, packing gland can be changed without dry docking.

Full range of types and sizes available for Forward Stern Tube, Bulkhead and Rudder. For Grease Lubrication, Water Lubrication or Water/Grease Lubrication.

CARENA S.A.
Gran Via 48
Bilbao, 11, Spain
Telex: 33790 Phone: 4211233

GUANITO BARBAGELATA
8 Via Di Francia
16126 Genova, Italy
Telex: 27087 Phone: (010) 25.80.81

HEMPEL'S INGENIOR FORRETNING A/S
Amaliegade 8,
DK-1256
Copenhagen K, Denmark
Telex: 15041 Phone: (01) 12 38 42

OY FLINKENBERG & COMPANY AB
Bulevardi 28
P.O. Box 128
Helsinki 12, Finland
Telex: 12533 Phone: 630 686

A/S HARALD CHRISTENSEN
Grefsenveien 9a
P.O. Box 4381, Torshov
Oslo 4, Norway
Telex: 11260 Phone: 02/15-58-90

DIESELGENERATOR AB
P.O. Box 102
S-44401 Stenungsund, Sweden
Telex: 21250 Phone: 0303-80560

GERHARD HESTNER
Maritime Agent Import Export
Deichstrasse 9
2 Hamburg 11, Germany
Telex: 21 40 39 Phone: 040/3677 64

MARINE INDUSTRIAL CONCERNS S.A.
8, Charilaou Tricoupi
Piraeus, Greece
Telex: 2031 Phone: 4526 912, 3

GLACIER METAL NEDERLAND B.V.
Pelmolenstraat 31b
Rotterdam, 3027, W. Netherlands
Telex: 26120 Phone: 10-825233

TUGS & LIGHTERS LTD.
P.O. Box 600
Port of Spain
Trinidad, West Indies
Telex: 284 Phone: 62-24127

F. BAMFORD & CO. LTD.
Whitehill Trading Estate
Stockport, Cheshire, England
Telex: 668518 Phone: 061-480/6507

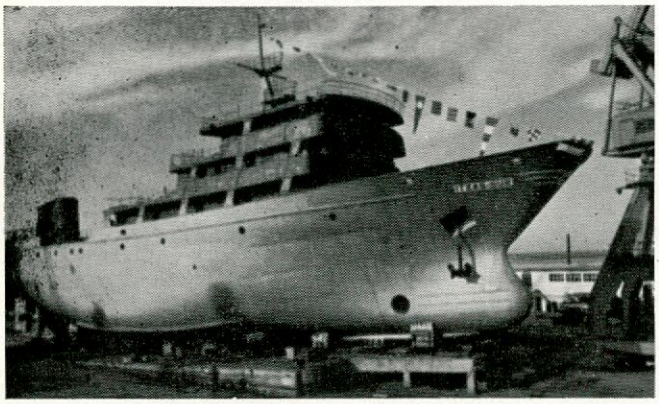
CHINA TRADE AND DEVELOPMENT CORP.
150, Nanking East Road, Sec. 2
P.O. Box 3095
Taipei, 104, Taiwan
Telex: 11297 Phone: 527272

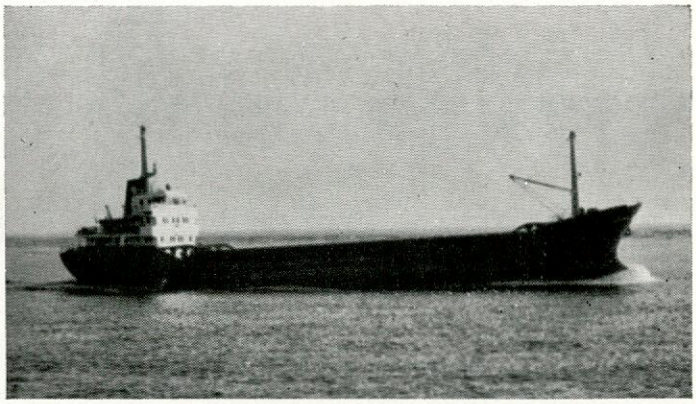
WAH CHANG INTL. CORP. PTE. LTD.
G.P.O. Box 992
Singapore
Telex: 21566 Phone: 2205222

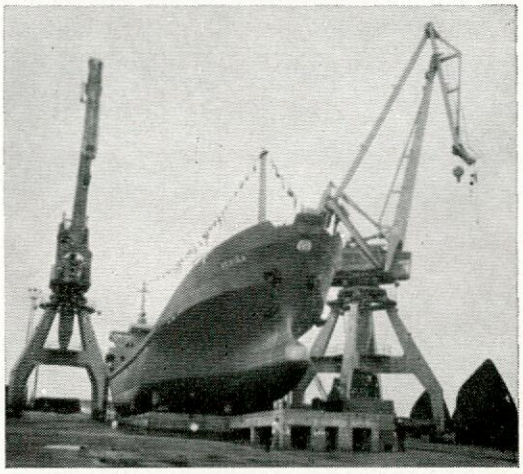
WOODARD & COMPANY LTD.
227 Bridgeland Ave.
Toronto, Ontario, M6A1Y7 Canada
Telex: 06-22548 Phone: (416) 781-9331

® T.M. Reg.
6-073-377

If no representative in your area, contact **DURAMAX INTERNATIONAL, INC.** 16025 Johnson St., Middlefield, Ohio 44062 U.S.A.
Phone: (216)632-1611 • Cable: DURAMAX • TWX: 810-427-2960 • Telex: 98-0416

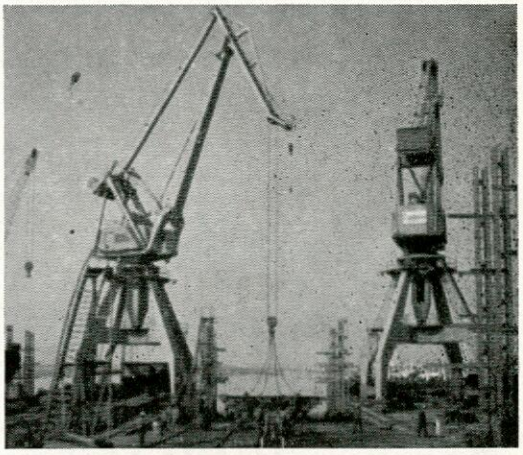






ASTILLEROS DE HUELVA, S.A.

UNA SITUACION GEOGRAFICA PRIVILEGIADA



- construcciones y reparaciones navales
- construcción de maquinillas de pesca de diseño propio

3 GRADAS DE CONSTRUCCION HASTA 1.500 T.R.B.

5 VARADEROS DE REPARACIONES HASTA 1.500 T.R.B.

350 METROS DE MUELLES DE ARMAMENTO

ASTILLEROS DE HUELVA, S.A.

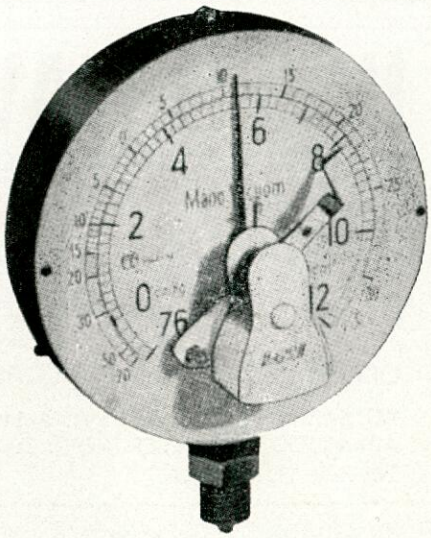
Glorieta Norte, s/n. - Telex núm. 75541 ASHV E.
Teléfonos 21 44 00 (centralita) - 21 38 25 - 21 46 51
HUELVA

1702

SANCHEZ-RAMOS Y SIMONETTA • INGENIEROS

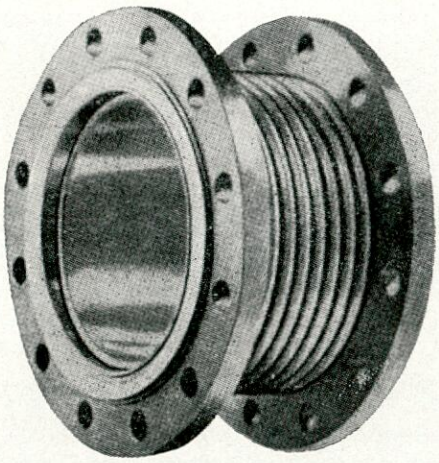
Avda. José Antonio, 27
Apt. 1033 - Teléf. 221 46 45
MADRID-13

PRODUCTOS DE CALIDAD PARA LA INDUSTRIA NAVAL



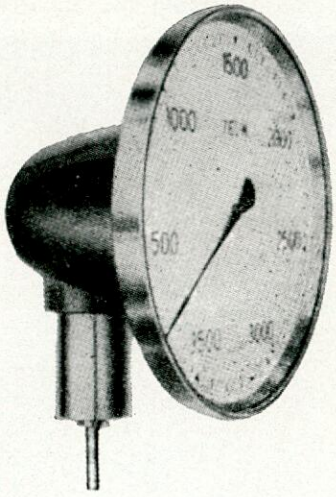
HAENNI & CIE., S. A. JEGENSTORF

Manómetros, termómetros, higrómetros, indicadores y registradores.
Indicadores neumáticos de nivel.
Indicadores de presiones máximas.
Bombas de comprobación de manómetros.



BOA, S. A.
LUCERNA (Suiza)

Compensadores de dilatación, axiales, laterales y angulares.
Tubos flexibles metálicos.
Membranas metálicas.
Eliminadores de vibraciones.



HASLER, S. A.
BERNA (Suiza)

Tacómetros y tacógrafos eléctricos y mecánicos para instalaciones fijas y móviles (ferrocarriles, buques).
Tacómetros de mano, cuentarrevoluciones.
Contadores de rodillos, métricos, de producción, de preselección.
Impulsógrafos.

UNION NAVAL DE LEVANTE, S. A.

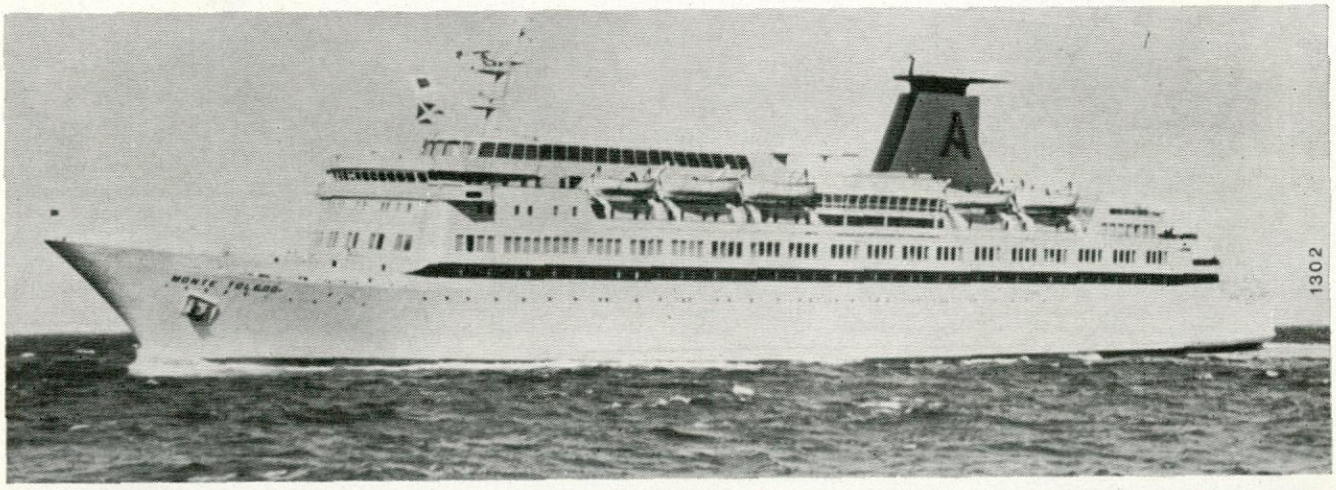
PROYECTO Y CONSTRUCCION DE BUQUES DE TODOS LOS TIPOS HASTA 22.000 TRB

- Pasaje
- Pasaje y carga
- Carga seca
- Petroleros
- Transbordadores
- Buques especiales
- Frigoríficos
- Transporte de G. P. L.
- Madereros
- Dragas
- Ganguiles
- Etc., etc.
- Reparación de buques y maquinaria
- Diques flotantes de 8.000 Tons. en Valencia y 6.000 (J. O. P.) y 4.000 Tons. en Barcelona (Fuerza ascensional)

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



testigos de mil travesías

Cientos y cientos de millas surcadas. Por todos los mares. En barcos de todos los tonelajes. Esta es la experiencia de los reductores marinos TACKE OLALDE.

Más de 1.250 buques propulsados con reductores TACKE OLALDE de Munguía (Vizcaya) y F. Tacke, KG. de Rheine (Alemania), prueban su rendimiento.

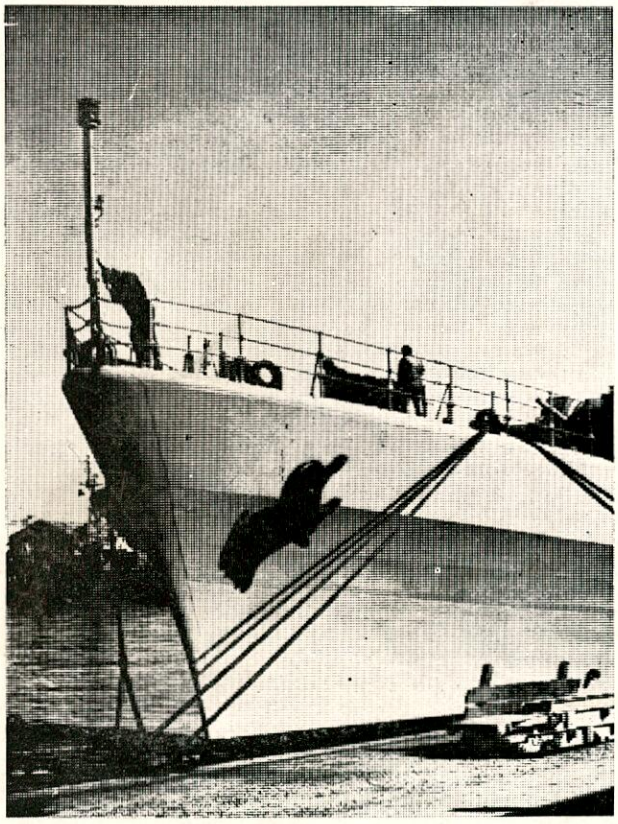
Líneas de fabricación

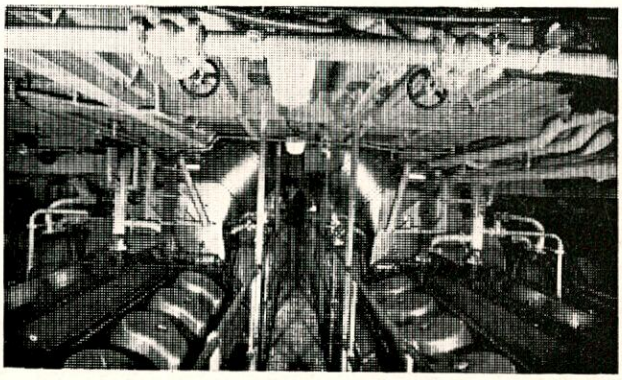
Reductores para propulsión de buques hasta 20.000 CV.
Reductores auxiliares para maquinillas, cabrestantes, etc.
Reductores simples de ejes superpuestos y horizontales.
Reductores coaxiales.
Reductores de varias entradas, para dos, tres o cuatro motores.
Reductores con tomas de fuerza para equipos auxiliares.
Reductores con embragues incorporados.

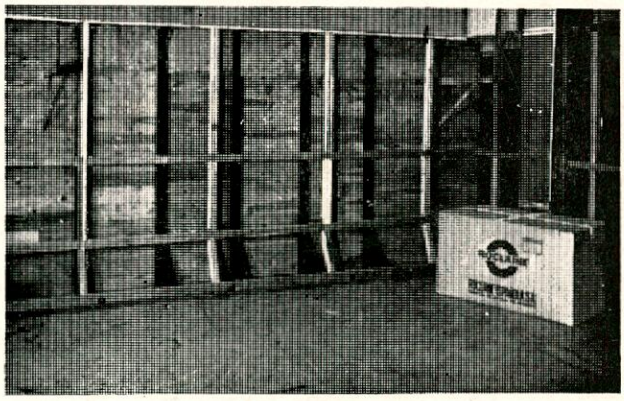
TACKE OLALDE, S.A.

Avenida Navarra - Munguía (Vizcaya)
Teléfonos 674 00 50 - 54 - 58 - 62
Telex: 32227 Tacke-E

El aislamiento en la INDUSTRIA NAVAL está resuelto con "VITROFIB" y "ROCLAINE"







La depurada técnica y calidad de estos aislantes termo-acústicos, solucionan los principales problemas de la industria naval:

- ☐ **por su incombustibilidad, proporcionan un mayor índice de seguridad de la vida en el mar.**
- ☐ **por su bajo coeficiente de conductibilidad térmica permiten el máximo ahorro de calorias y frigorias.**
- ☐ **por sus cualidades acústicas, mejoran el confort del pasaje y de la tripulación.**

SOLICITE INFORMACION Y ASESORAMIENTO A:

CRISTALERIA ESPAÑOLA, S.A.

Fibras Minerales

Vitrofib ISOVER

ROCLAINE ISOVER

Edificio EDERRA (Centro AZCA) MADRID - 16
Avda. Generalísimo, 9 -:- Teléf. 456 01 61

¡aislar... es ahorrar!

DELEGACIONES EN:

Barcelona-14: Galileo, 303-305 - Teléfono 321 89 08 • **Bilbao-11:** Darío Regoyos, 1 - Teléfono 41 25 86 • **Sevilla:** Plaza Nueva, 13 - Teléfono 22 05 36 • **Oviedo:** Posada Herrera, 3 - Teléfono 22 12 85 • **Zaragoza:** Coso, 87 - Teléfono 29 36 42 • **Valencia-10:** Naturalista Rafael Cisterna, 4 - Teléfono 60 47 76.