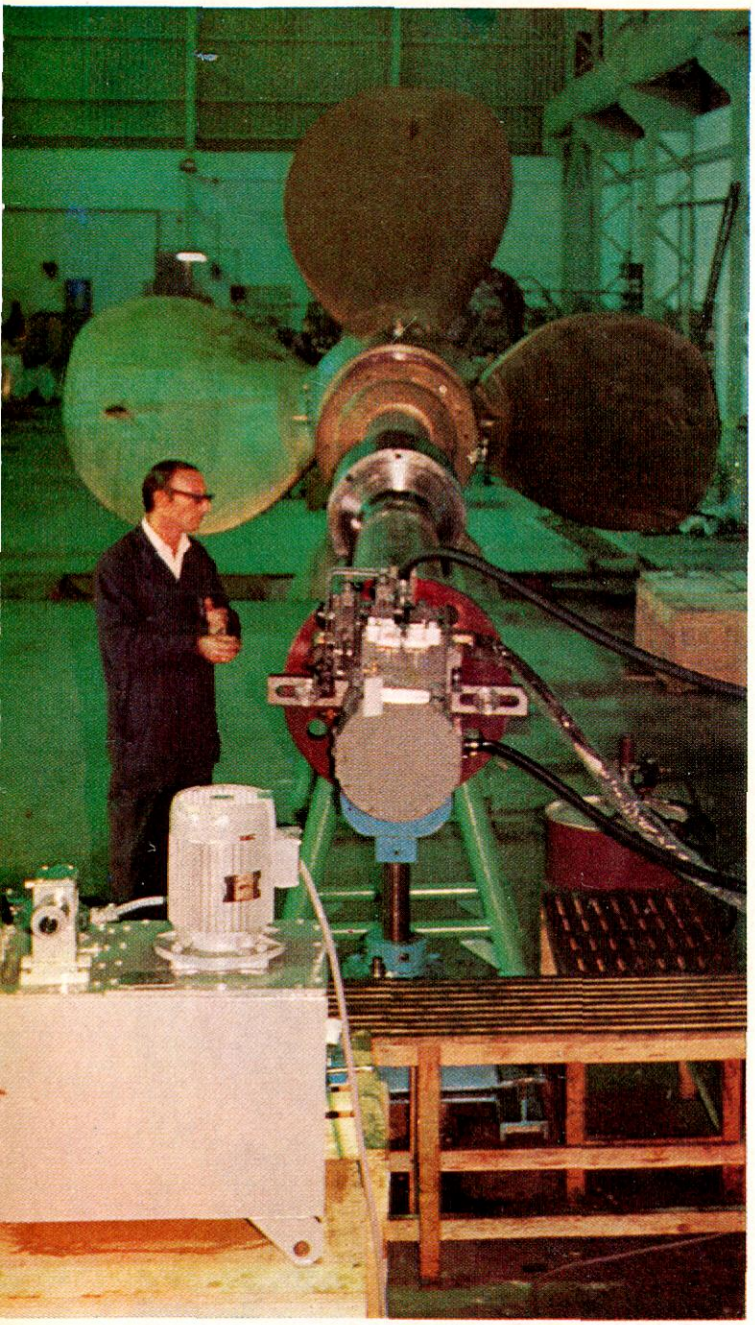
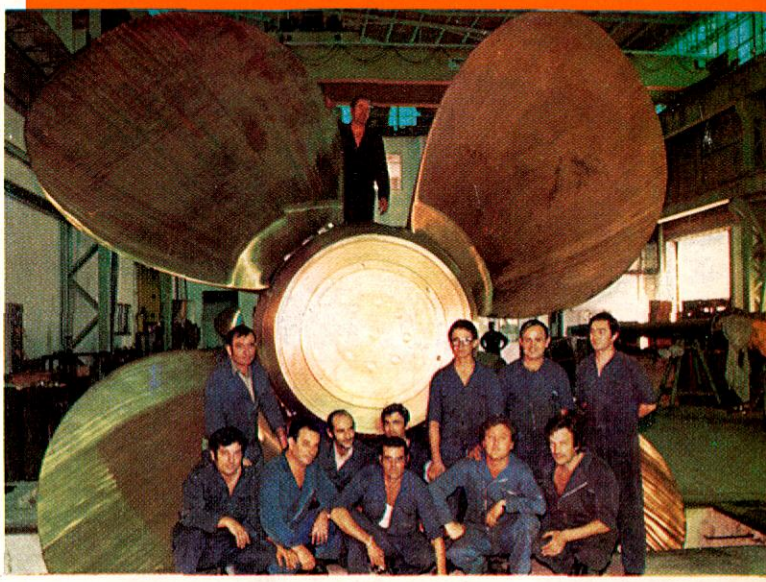
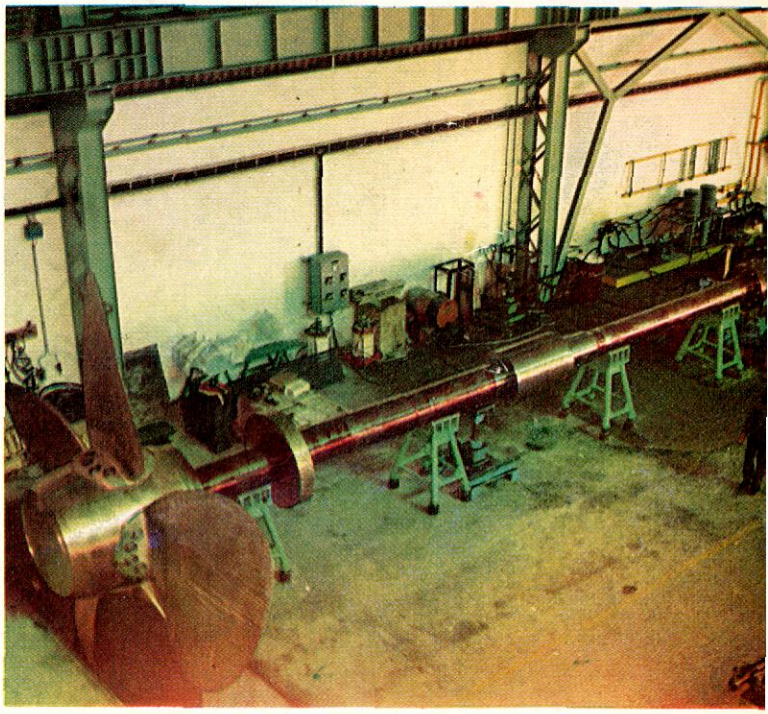
AÑO XLV - NUM. 504
JUNIO 1977

Ingenieria Naval







NAVALIPS S·A·

- FABRICACION DE HELICES DE CUALQUIER TAMAÑO Y TIPO
- HELICES DE PASO CONTROLABLE DE CUALQUIER POTENCIA
- HELICES DE MANIOBRA
- REPARACION DE HELICES

CADIZ:
Glorieta Zona Franca, 1
Telefonos: 23 58 08/09
Telex: 76032
Telegramas: NAVALIPS

SANTANDER:
Avda. Alm. Carrero Blanco, n. 3
Telefonos: 25 08 58/62
MALIAÑO (Santander)

Los profesionales que cuidan los detalles, conocen SULZER

Sistemas de vigilancia, prevención y diagnóstico del motor

Hombres meticulosos

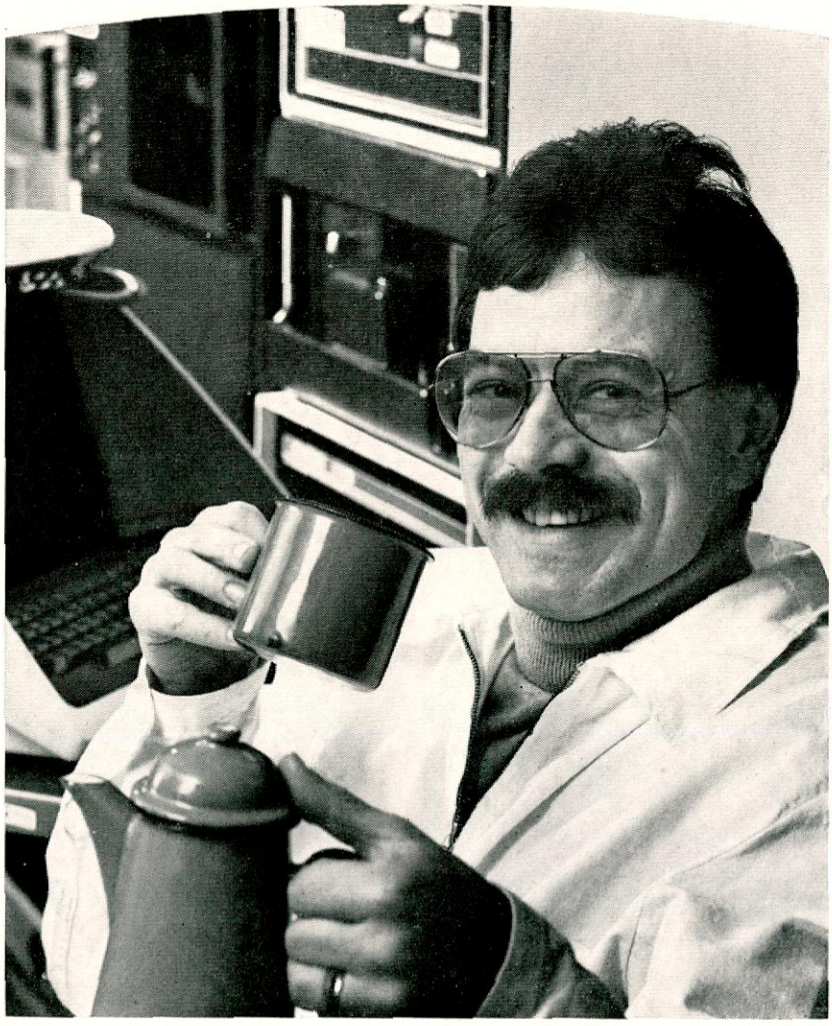
Un buque seguro es un buque rentable. El control automático y la vigilancia del motor aumentan la seguridad. Protegen su inversión.

El sistema SULZER de diagnóstico del motor (SEDS) está siempre alerta y cuida los detalles. Señala la causa de cualquier variación del rendimiento, indica la mejor solución y predice la necesidad de una revisión. Facilita el trabajo del personal de máquinas y reduce los costos de servicio.

Los hombres de mar que cuidan los detalles, deberían conocernos.

Póngase en contacto con los especialistas de SULZER.

Sulzer Frères Société Anonyme
CH-8401 Winterthur, Suiza
Departamento Motores Diesel e Instalaciones Marinas, Telex 76165, Teléfono 052 81 11 22



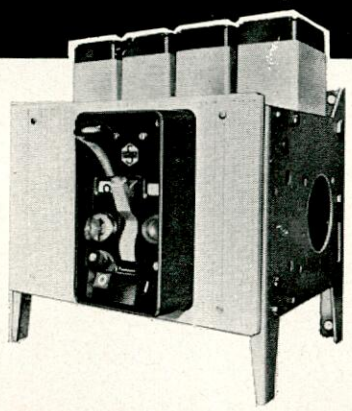
7.73 sp

SULZER®

Sulzer España S. A.
Apartado 14291
Madrid 14

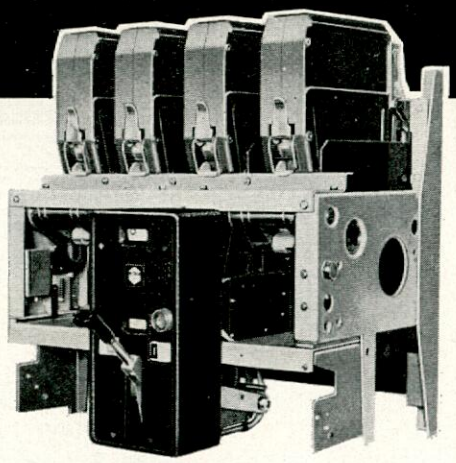
más de 200.000 automáticos SACE

Serie MODUL-ISOL
en caja moldeada hasta 1000 A, 660 V~, 250 V— 10÷50 kA ef. 3 y 4 polos



Serie NOVOMAX «G 30»
sobre bastidor metálico 800÷1600 A, 660 V~, 250 V— 45 kA ef. 2, 3 y 4 polos.

ofrecidos por metron, s.a. e instalados en la industria nacional



Serie OTOMAX «PC»
sobre bastidor metálico 1000÷5000 A
500 V~, 220 V— 38÷110 kA ef.
2, 3 y 4 polos

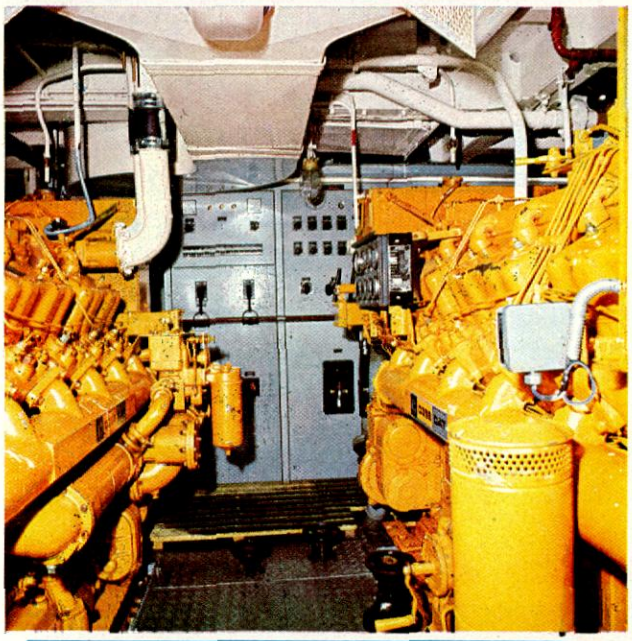
Homologados por el Lloyd's Register of Shipping. Construidos según normas CEI, IEC, etc. bajo licencias SACE, de Bérgamo (Italia)

Tamaño muy reducido. Admiten acoplamientos de múltiples accesorios.

Central:
Menéndez Pelayo, 220 - Barcelona-12 - Tel. 228 17 08 (10 líneas) - Telex 52.253 MTRON E
Delegaciones:
Madrid, Barcelona, Bilbao, Sevilla, Valladolid, Vigo.
Sub-delegaciones en:
Gijón, Santander, San Sebastián, Pamplona, Burgos, Zaragoza, Valencia, Málaga, Murcia, Palma de Mallorca, Las Palmas, Sta. Cruz de Tenerife.

SA-80-1

CATERPILLAR seguridad



CATERPILLAR rentabilidad

CATERPILLAR potencia

- **Motores marinos propulsores: desde 125 BHP hasta 1125 BHP.**
- **Grupos auxiliares y de emergencia: desde 75 BHP hasta 1250 BHP.**

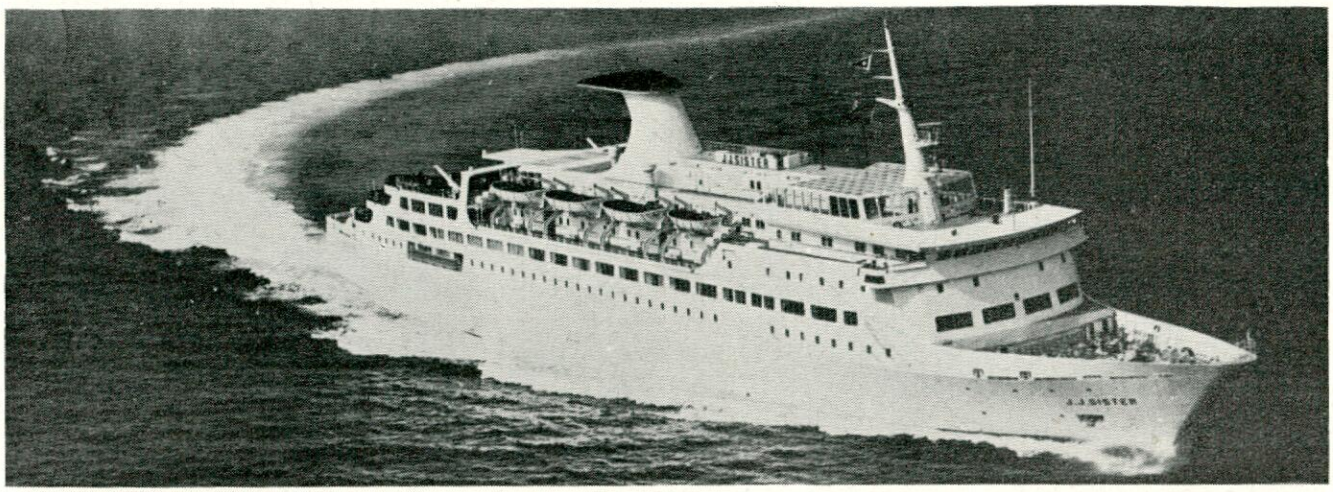
FINANZAUTO
DISTRIBUIDOR EN ESPAÑA DE
CATERPILLAR

CENTRAL:
Plaza de las Cortes, 6
Tels. 448 27 00 y 445 71 50
MADRID-14

ARGANDA - BARCELONA - VALENCIA - BILBAO - OVIEDO
SEVILLA - TENERIFE - LAS PALMAS - ZARAGOZA - MALAGA
LA CORUÑA - LERIDA - PALMA DE MALLORCA

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

F·2·77



UNION NAVAL DE LEVANTE, S. A.

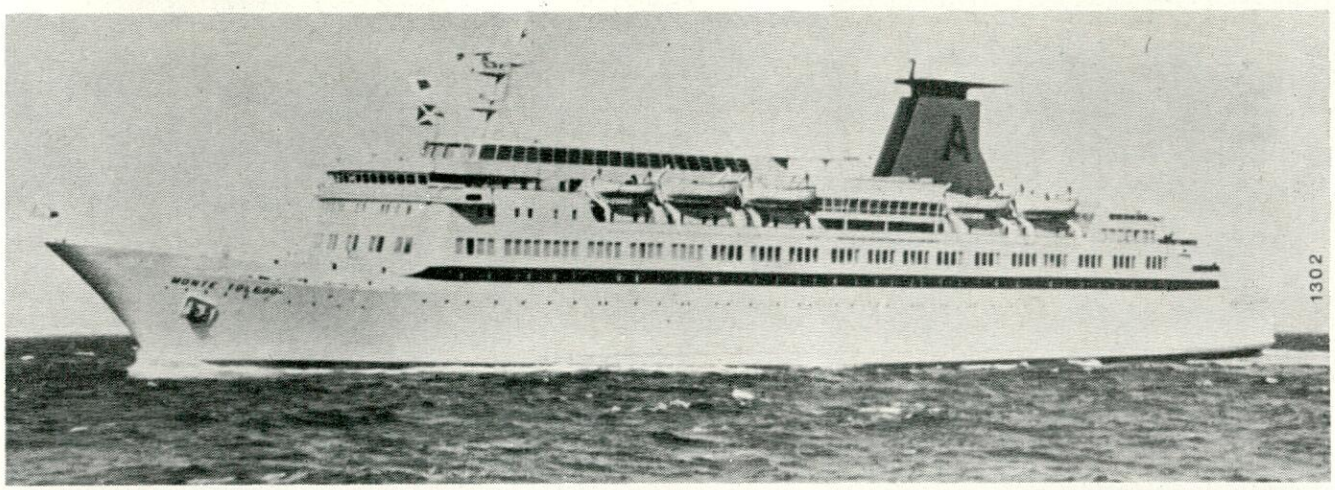
PROYECTO Y CONSTRUCCION DE BUQUES DE TODOS LOS TIPOS HASTA 22.000 TRB

- 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

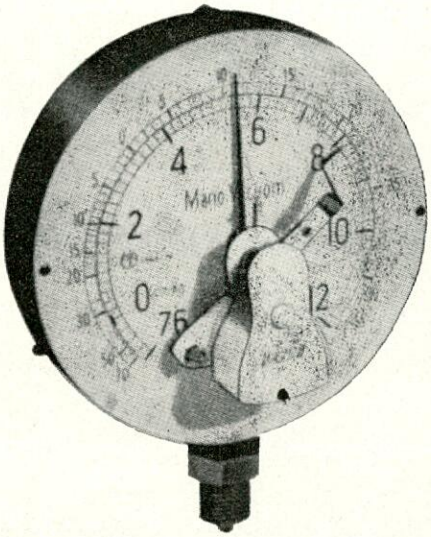
TALLERES NUEVO VULCANO
APARTADO 141 - BARCELONA - TEL. 319 42 00
TELEX 52030 UNALE



SANCHEZ-RAMOS Y SIMONETTA • INGENIEROS

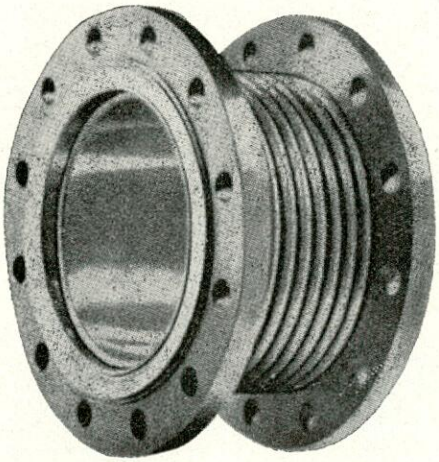
Avda. José Antonio, 27
Apt. 1033 - Teléf. 221 46 45
MADRID - 13

PRODUCTOS DE CALIDAD PARA LA INDUSTRIA NAVAL



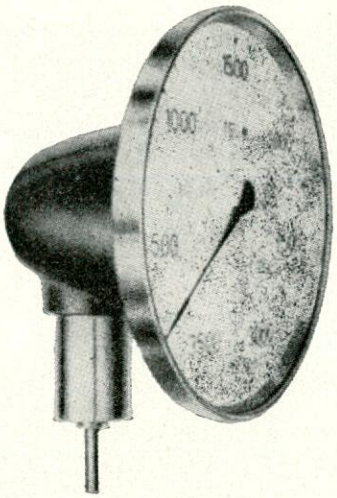
HAENNI & CIE., S. A. JEGENSTORF

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.

Un turbogenerador BROTHERHOOD suministra potencia eléctrica en la Motonave 'FILIATRA LEGACY'

La energía eléctrica en el mar para el buque 'FILIATRA LEGACY' es generada por un equipo Turbogenerador autónomo de 750 KW marca-Brotherhood.
Una caldera de recuperación alimentada por gases de exhaustación - que vienen del motor principal suministra el vapor para este equipo.

Navieros o Armadores: Marlucidez Armadora S.A., New York, U.S.A.
Constructores Navales: Empresa Nacional Bazán de C.N.M., S.A., España.
Motor principal: Sulzer Aesa 9RND 90.
Por favor, envíen para publicaciones:
Equipos Turbogeneradores de Contrapresión BPTG/76.
Equipos Turbogeneradores Autónomos CTG/68.
Equipos Turbogeneradores WHR/75 para instalación en Buques de Motor.
Turbinas Verticales y Horizontales SAT/75 y VT/76 para accionar Bombas de Carga.

PETER BROTHERHOOD LIMITED

Peterborough PE4 6AB, England. Tel: 0733 71321 Telex: 32154 Brhood G
London Office: Abbott House, 1-2 Hanover Street, London, W1R 9WB. Telephone: 01-437 6106/7/8

FABRICANTES DE TURBINAS DE VAPOR · COMPRESORES · MAQUINARIA PARA FINES ESPECIALES

P 2262

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.

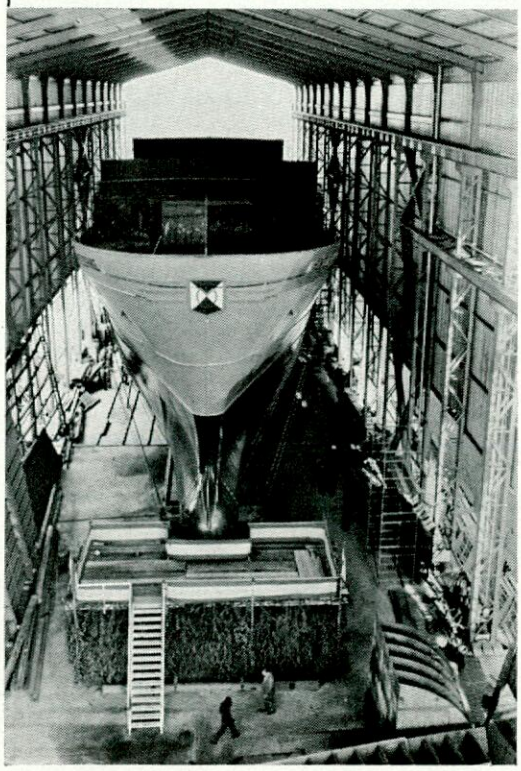
Grúas puente en Taller de Herreros
2 grúas de ..... 3 T.

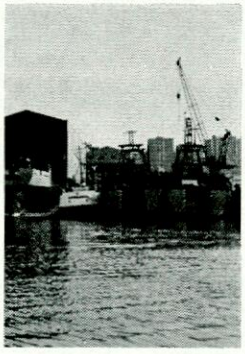
BUQUES ENTREGADOS DURANTE 1976 (TRB)

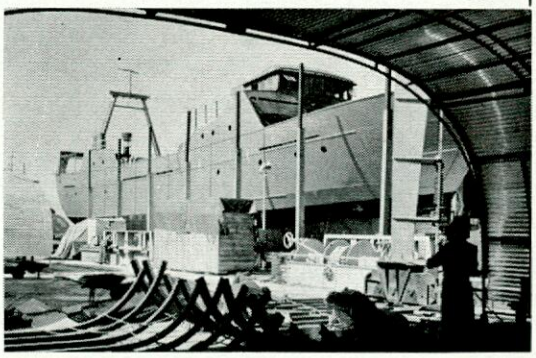
424 - SANTODOMINGO SEGUNDO	1.570
425 - MASIRA I	280
442 - COSTA GRANDE	170
443 - MARTORRES..	257
446 - IBERIA B. M....	328
447 - BRITANIA B. M.	328
513 - CIEISA CUATRO	280
514 - CIEISA CINCO.	280
515 - TARPON	280
524 - MARRAKECH I.	257

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

2001







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

TARO

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

DORO

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

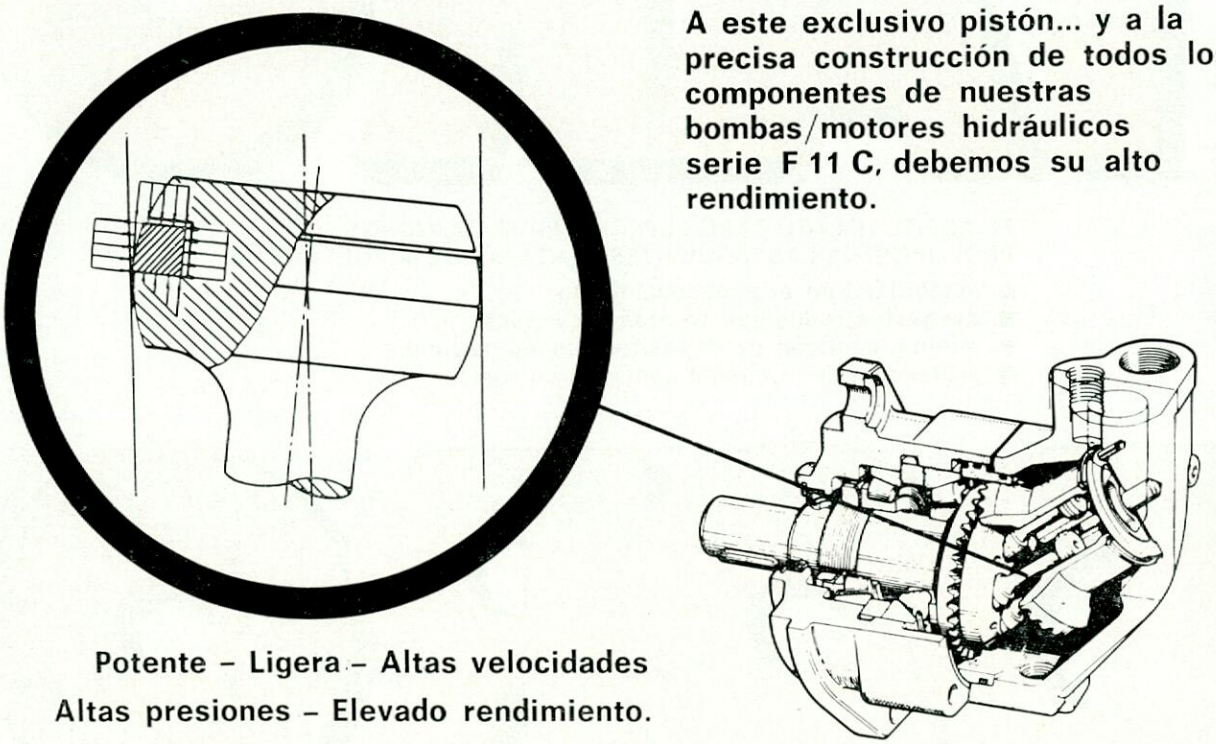
TEXACO CANARIAS, S. A.
Apartado 2121. Explanada Tomás Quevedo
LAS PALMAS DE GRAN CANARIA
Teléfono: 26 06 50. Telex: 95176

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

COMBUSTIBLES Y LUBRICANTES MARINOS

¡VOLVO REVELA SU SECRETO!

A este exclusivo pistón... y a la precisa construcción de todos los componentes de nuestras bombas/motores hidráulicos serie F 11 C, debemos su alto rendimiento.



Potente – Ligera – Altas velocidades
Altas presiones – Elevado rendimiento.

Como complemento a esta serie, Volvo Hidráulica dispone de una amplia gama de elementos hidráulicos entre los que se destacan:

— Bombas de caudal variable.
— Motores lentos de alto par.
— Distribuidores y válvulas para caudales hasta 700 lts./minuto y presiones continuas de trabajo hasta 350 Kgs/cm².

VOLVO HIDRAULICA

VOLVO HIDRAULICA, S.A.

C/ Doctor Fleming, Nº 56 – 1º izq.
MADRID-16. Tfnos: 4 57 32 56/33 29.
TELEX: **4 36 31** VOHI E

una solución para cada necesidad

M·A·N mtu

RENK

O&K

KKK

HDW

Bazan

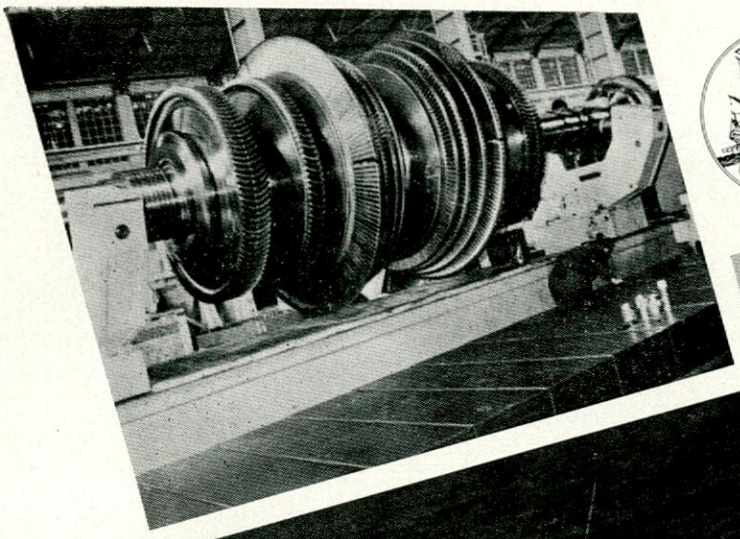
TORNADO

PASCH ofrece los elementos vitales del corazón de un buque:

- propulsores y auxiliares **M·A·N** y **mtu** también construídos bajo licencia por E. N. BAZAN y LA MAQUINISTA TERRESTRE Y MARITIMA.
- Reductores RENK, inversores, simples, dobles y planetarios.
- Líneas de ejes, casquillos, chumaceras y cierres de bocina SIMPLEX, de H. D. W.
- Turbinas KKK para accionamiento de bombas, alternadores y compresores.
- Separadores TURBULO de acuerdo con las nuevas normas del IMCO, licencia HDW.
- Hélices de proa TORNADO, de O & K.
- Hélices propulsoras de ZEISE.
- Calderas de gases de escape de H. D. W.
- Grúas de a bordo **M·A·N.**

PASCH Y CIA S.A.

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



EMPRESA NACIONAL

"BAZAN"

• construcción de buques de guerra y mercantes de todas clases.
• reparaciones en general.

FACTORIAS EN:
EL FERROL DEL CAUDILLO
CARTAGENA
SAN FERNANDO (CADIZ)

DIQUES SECOS Y FLOTANTES

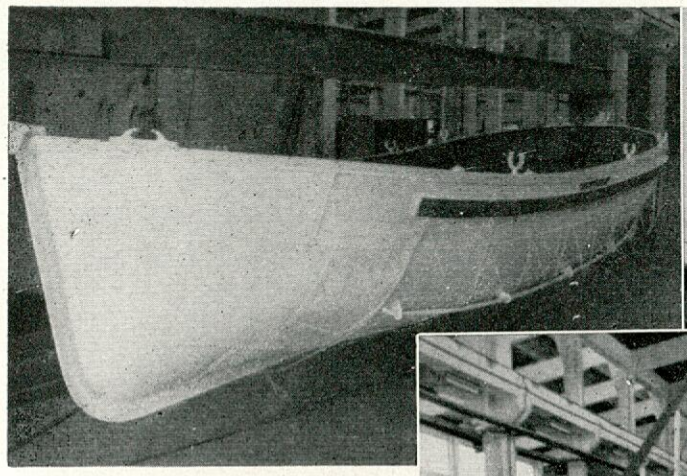
FABRICAS DE ARMAMENTO EN:
SAN FERNANDO (CADIZ)
CARTAGENA

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

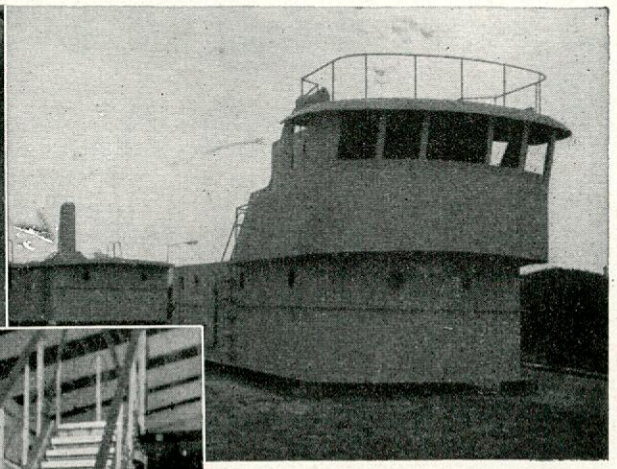
OFICINA CENTRAL:
CASTELLANA, 65 - MADRID-1
TELEFONO 234 44 10 - TELEX 27480
CABLES: BAZAN

Mediterráneas, s.a.

MANUFACTURAS METALICAS MEDITERRANEAS. S. A.



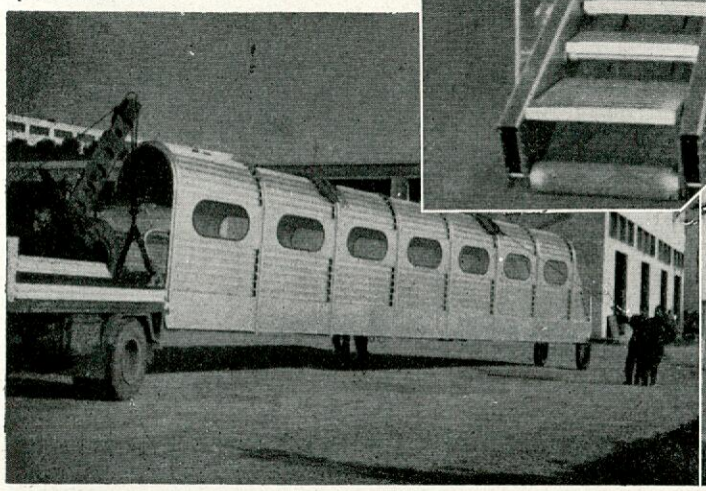
botes de salvamento para
la marina a motor-remo y
propulsión mecánica
botes de servicio

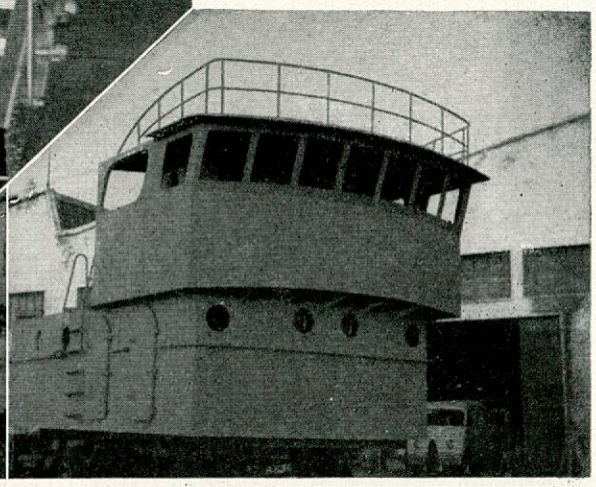


guardacalores y
puentes para
barcos

Escalas reales y
planchas de
desembarco

pasarelas





Domicilio Social y Fábrica: Avda. de Elche, 15 - Alicante
Teléfonos 22 01 01 - 22 01 02 - 22 01 03 - 22 53 41 - 22 53 42 y 22 53 43 - Telex 66188 MMAL. E

DELEGACIONES:

NOROESTE-La Coruña.—Médico Durán, 9, bajo-Tel. 232846
NORTE-San Sebastián.—Paseo Duque de Mandas s/n. Edificio Torre Atocha - Tel. 42 86 86 - Telex 36393 MAME. E
NOROESTE-Barcelona.—Av. Generalísimo, 674-Tel. 2044399
LEVANTE-Valencia.—Ciscar, 15 - Tels. 33 65 14 y 27 83 05
CENTRO - Madrid. — Maestro Victoria, 6 - Tels. 231 16 53 y 231 14 22
SUR - Sevilla. — Virgen de Setefilla, 10 - Teléfono 27 49 10 Telex 72628 MMS. E
CANARIAS-Las Palmas.—Leopoldo Matos, 20 - Tel. 24 93 02

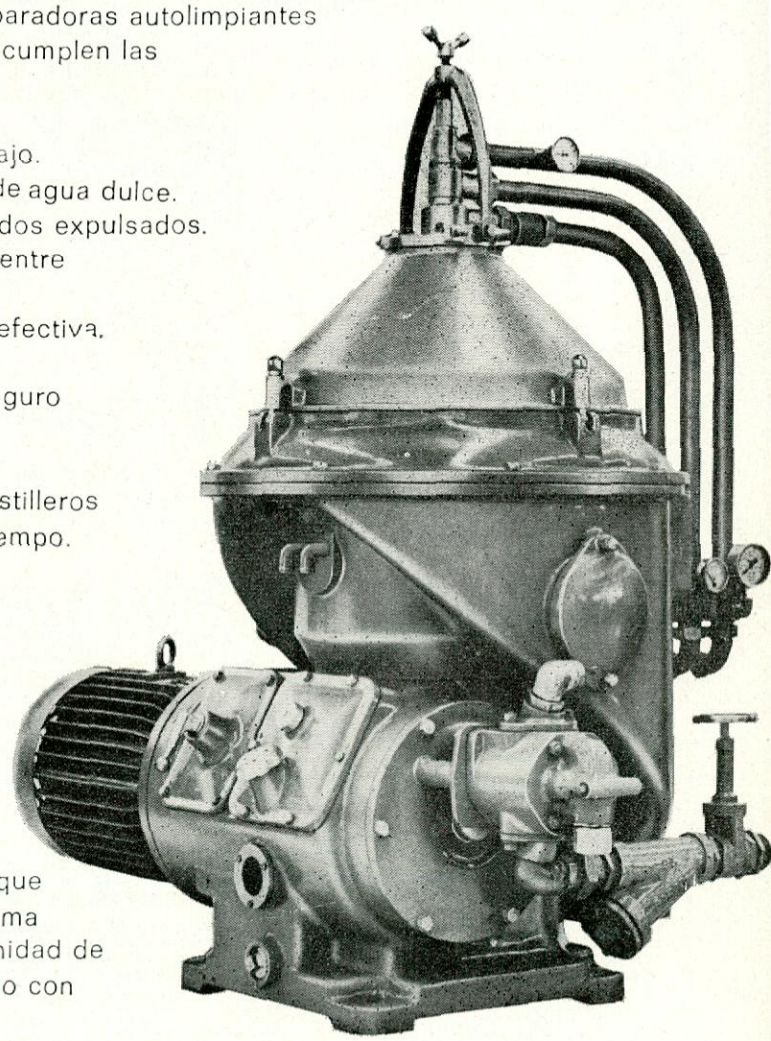
PRESENTAMOS LA SERIE ALFAX:

UNA NUEVA GAMA DE SEPARADORAS CENTRIFUGAS ALFA-LAVAL DE EXPULSION DE SOLIDOS

La separadora centrífuga es el único aparato que existe en el mercado capaz de extraer el agua y las impurezas sólidas de los aceites combustibles y lubricantes en forma continua, eficaz y segura.
La nueva serie ALFAX de ALFA-LAVAL de separadoras autolimpiantes con un sistema único de descarga controlada, cumplen las condiciones citadas y en particular ofrecen las siguientes ventajas:

- Consumo de agua dulce extremadamente bajo.
- Simplificación en el sistema de suministro de agua dulce.
- Reducción en el volumen total de agua y lodos expulsados.
- Mayor duración de los periodos de trabajo entre las paradas para inspección.
- Aumento hasta el máximo de la capacidad efectiva.
- Incorporación de un sistema de control con programa automático absolutamente seguro con evitación de falsas alarmas.

Estas separadoras recogen todos los perfeccionamientos que los Armadores y los Astilleros han sugerido y esperado desde hace mucho tiempo.

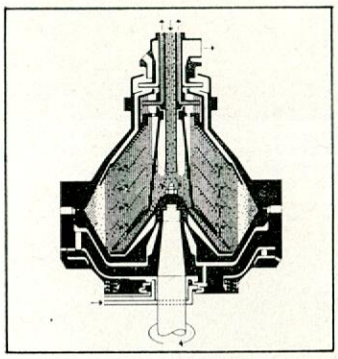


NUEVOS SISTEMAS DE TRABAJO Y DE CONTROL

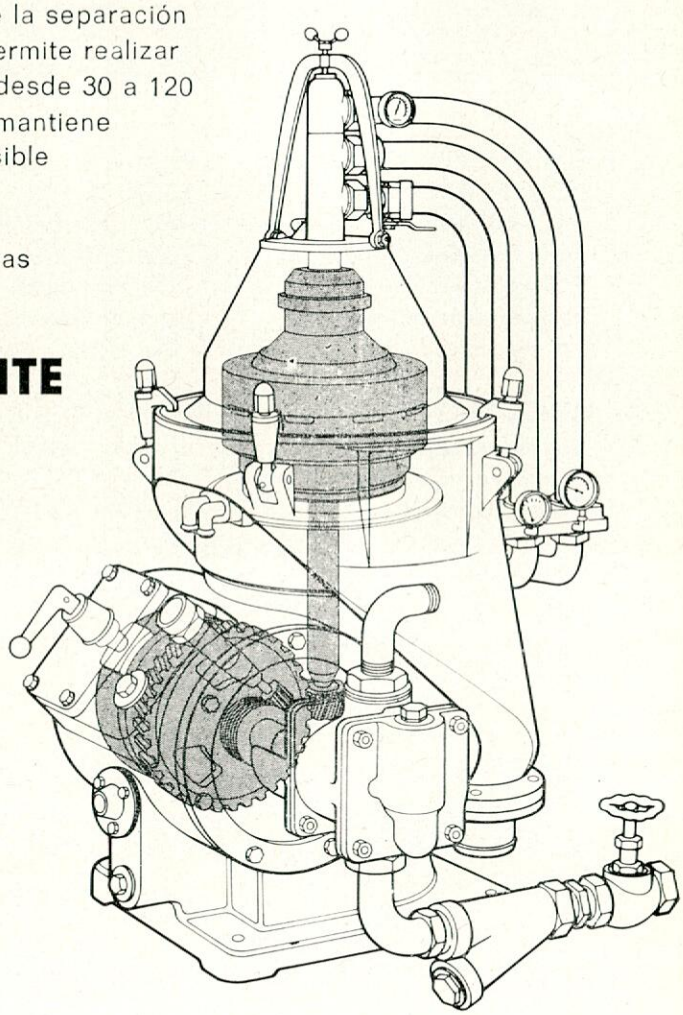
Tanto el sistema de agua dulce para cierre hidráulico como el de agua dulce para la maniobra de descarga, parten de un único Tanque a baja presión sin conexión directa con el sistema de agua dulce sanitaria del buque. La nueva unidad de control electrónica se ha proyectado de acuerdo con la técnica más avanzada en estos momentos.
Existen enclavamientos para impedir alarmas falsas durante la expulsión de lodos o para eventuales descebados de la bomba de alimentación que pudieran producirse en condiciones de mar gruesa.

DESCARGA CONTROLADA

El nuevo sistema de descarga, mejora la capacidad efectiva de separación expulsando cantidades pequeñas y controladas con toda precisión, de agua y lodos exclusivamente. El ciclo total de apertura, descarga y cierre, dura solamente una décima de segundo de forma que las descargas puedan realizarse sin interrumpir la alimentación del aceite que se está tratando.



Para compensar el volumen de lodos que se expulsan en cada descarga se inyecta en el rotor una cantidad de agua dulce muy pequeña, dosificada antomáticamente, y que es la misma para cada descarga. Debido a esta razón el consumo de agua dulce es mínimo.
El hecho de que la pérdida de agua sea mínima y que la separación no se interrumpe durante la expulsión de los lodos, permite realizar descargas de la máquina con intervalos muy cortos -desde 30 a 120 minutos o incluso con mayor frecuencia. Este hecho mantiene el rotor más limpio durante más tiempo, reduce la posible influencia de variaciones en el contenido de lodos en el aceite de alimentación y permite períodos de funcionamiento más largos entre las paradas necesarias para inspección.



PROBADA EXHAUSTIVAMENTE

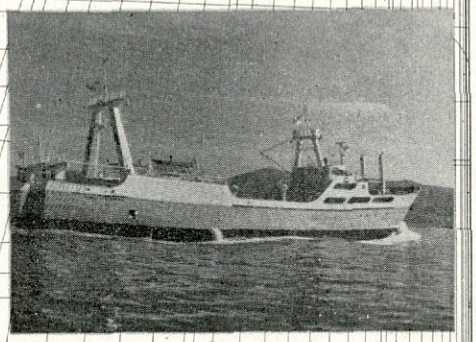
Todas las innovaciones que incorpora esta máquina -sistema de descarga controlada, sistema de agua dulce y equipo electrónico- han sido probadas en 6 máquinas/año en pruebas, a bordo de buques en servicio.
Cualquier agente para equipos marinos de la organización mundial ALFA-LAVAL, está en condiciones de explicar con detalle estas características y suministrar información sobre los tipos disponibles, capacidades, etc.

ALFA-LAVAL

Consultar en España a ALFA-LAVAL, S. A.
Antonio de Cabezón, 27 - MADRID-34
Tfnos: 734 68 00 - 734 04 00
Dirección telegráfica: Alfalaval - Madrid. Telex: 23172 Laval E

TECNACO, S.A.

OFICINA TECNICA NAVAL



ESTAMOS ESPECIALIZADOS EN EL PROYECTO DE:

* **Buques de pesca de todo tipo**
* **Portacontainers**
* **Roll-on/Roll-off**
* **Cargueros multipropósito**
* **Remolcadores**

TAMBIEN PROYECTAMOS:

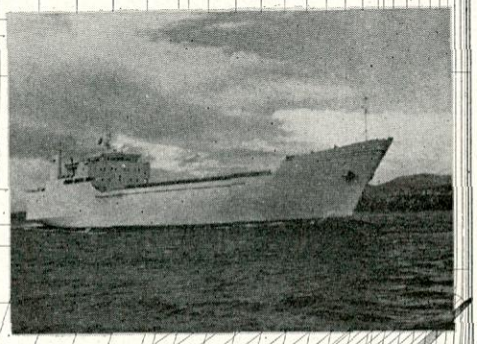
* **Buques de carga general**
* **Buques de carga granel**
* **Buques especiales**

WE ARE SPECIALISED IN THE DESIGN OF:

* All types of fishing ships
* Container ships
* Roll-on/Roll-off
* Multipurpose cargo ships
* Tug vessels

WE ALSO DESIGN:

* General cargo ships
* Bulkcarriers
* Special vessels



TECNACO, S.A.
Velázquez Moreno, 9
Apartado de Correos 744
VIGO (España)
Teléfono: 986/22 47 00
Télex: TACSA 83065
Telegramas: TECNACO

DORAS DE
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

CONSTRUCCION NAVAL CAPACIDAD DE PRODUCCION

1.400.000 TRB/Año

FABRICACION DE MOTORES CAPACIDAD DE PRODUCCION

650.000 BHP/Año

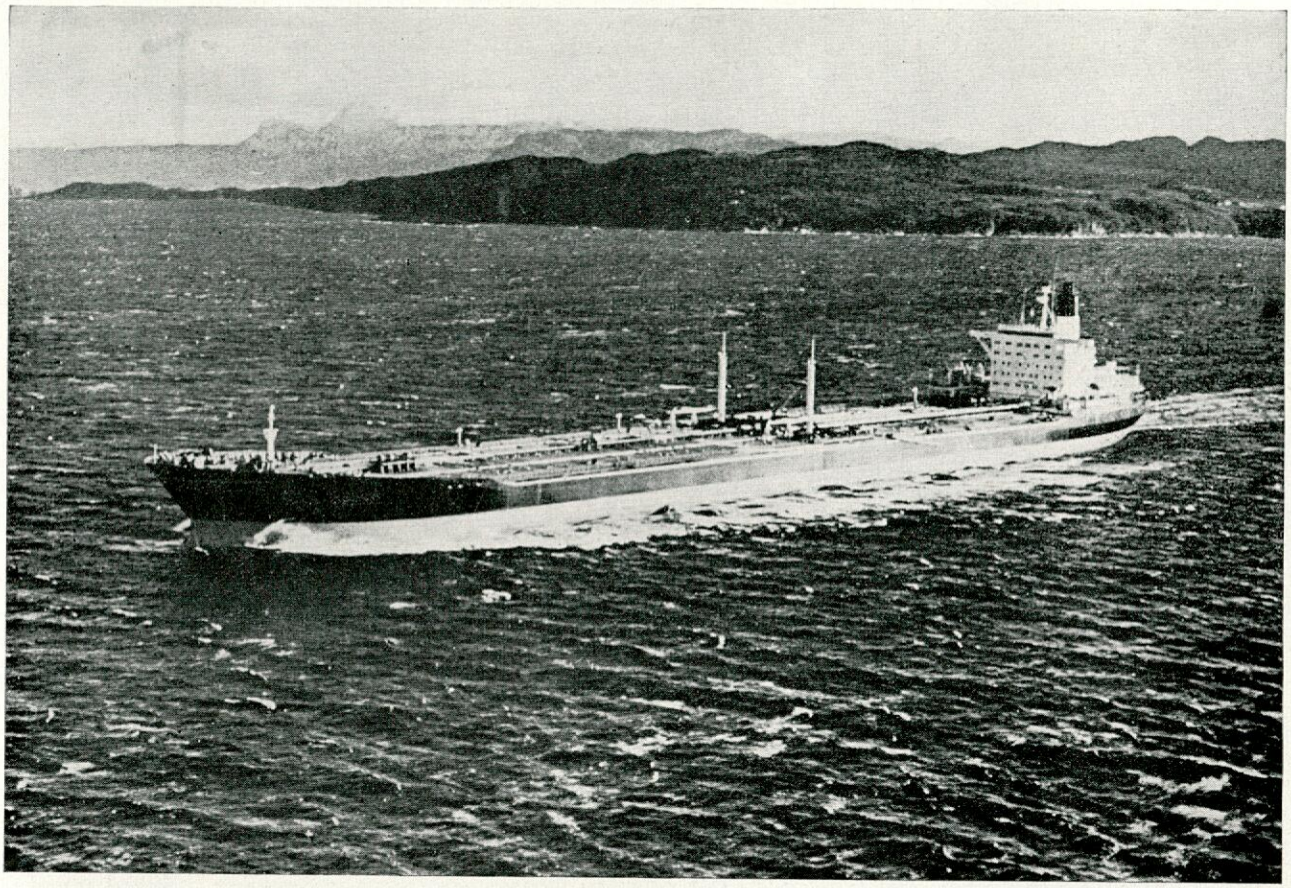
SIDERURGIA

CAPACIDAD DE PRODUCCION DE ACEROS ESPECIALES, FORJA Y MOLDERIA

200.000 TONS/Año

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

¿qué tipo de buques utilizan los servicios de AUXINASA?



mantener sus instalaciones es nuestro trabajo.

- Tratamientos de aguas.
- Tratamientos de combustibles.
- Limpieza química.
- Equipos antimoluscos.
- Tratamiento de motores.

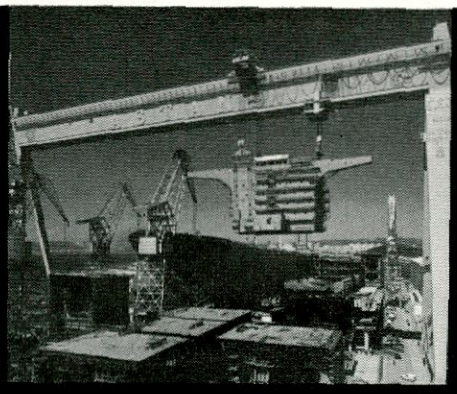
AUXINASA

AUXINASA

Auxiliar Industrial y Naval, S. A.

Puerto Rico, 11 - Edificio Humacao - MADRID-16

Teléfonos 457 18 39 - 457 51 11 - 259 43 98

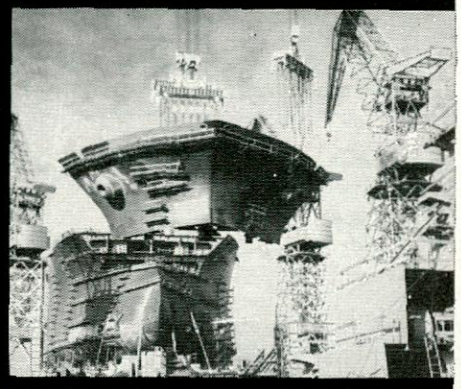


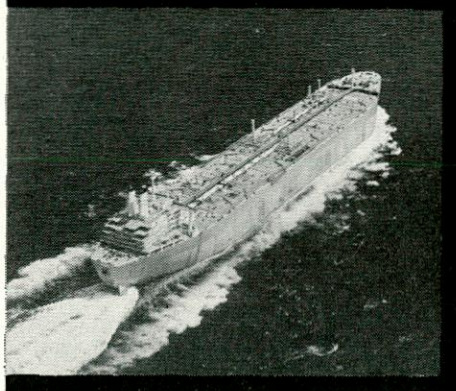
capacidad

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.

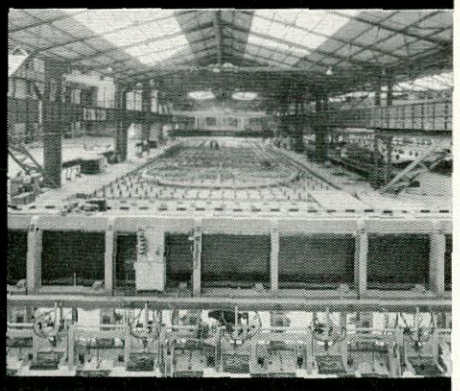


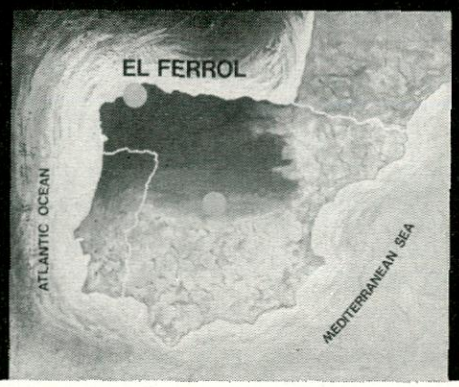


ASTANO

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





Ingeniería Naval

ORGANO OFICIAL DE LA ASOCIACION DE INGENIEROS NAVALES DE ESPAÑA

AÑO XLV - NUM. 504
JUNIO 1977

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 del Triunfo, s/n. (Edificio Escuela T. S. de Ingenieros Navales). 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

Resistencia longitudinal de los buques, por **Antonio Barrios** ... 312

El bulbo de proa ante la crisis de la energía. Contribución al estudio de sus efectos hidrodinámicos desde el punto de vista económico, por **José Fernando Núñez** y **Gerardo Polo** ... 329

Análisis de pruebas de mar, por **Honorio Sierra** 342

Noticias

ASTILLEROS

La construcción naval en el primer trimestre de 1977 354

Actividad de los astilleros nacionales durante el mes de abril de 1977 354

La reducción de plantillas en Japón 355

TRAFICO MARITIMO

El mercado de fletes 356

REUNIONES Y CONFERENCIAS

Segundas Jornadas Técnicas de Soldadura 356

Asambleas plenarias de Construnaves e Indunares 357

XVI Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval 362

Asamblea General de la Asociación de Investigación de la Construcción Naval 363

VARIOS

Asociación Española de Astronáutica 367

Reunión de la Promoción de 1949 367

Estatutos de Fidenavis, S. A. 367

Portada

Fabricación de hélices en Navalips, S. A.

RESISTENCIA LONGITUDINAL DE LOS BUQUES (*)

ASPECTOS PRACTICOS DE CALCULO

Por Antonio Barrios
Ingeniero Naval

INDICE

1. INTRODUCCIÓN.
2. CONSIDERACIONES GENERALES.
3. MOMENTOS FLECTORES.
   3.1. *Momentos flectores en aguas tranquilas (S. W. B. M.).*
   3.2. *Componente de los momentos flectores debida a la ola (W. B. M.).*
   3.3. *Esfuerzos de flexión admisibles.*
   3.4. *Valor mínimo del módulo requerido.*
   3.5. *Máximos momentos admisibles en aguas tranquilas.*
4. FUERZAS CORTANTES.
   4.1. *Fuerzas cortantes en aguas tranquilas (S. W. S. F.).*
   4.2. *Componente de las fuerzas cortantes debida a las olas.*
   4.3. *Modificación de la fuerza cortante que soporta el casco en buques cargados en bodegas alternas.*
   4.4. *Esfuerzos de cizalla admisibles.*
   4.5. *Máximas fuerzas cortantes totales admisibles.*
   4.6. *Chequeo de las fuerzas cortantes.*
5. CONTROL DE FLECHAS Y DEFORMACIONES DE LA VIGA-BUQUE.
6. RELACIÓN DE CONDICIONES DE CARGA PARA LAS QUE DEBE REALIZARSE EL ESTUDIO DE RESISTENCIA LONGITUDINAL.
7. CARACTERÍSTICAS DE LAS CURVAS DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTOS FLECTORES.
8. INFLUENCIA DE LA DISTRIBUCIÓN DE PESOS SOBRE EL MOMENTO FLECTOR.
9. VARIACIÓN DEL MOMENTO FLECTOR EN LA MAESTRA DEBIDO A LA ADICIÓN DE UN PESO EN UN PUNTO CUALQUIERA DE LA ESLORA.
10. CRITERIOS DE SIGNOS E INTERPRETACIÓN DE LAS CURVAS DE FUERZAS CORTANTES Y MOMENTOS FLECTORES.
11. VARIACIÓN DE LA FUERZA CORTANTE Y DEL MOMENTO FLECTOR CUANDO SE LLEVAN A CABO TRASLACIONES DE PESOS A BORDO SIN QUE SE ALTERE EL TRIMADO.
12. MÉTODOS APROXIMADOS PARA EL CÁLCULO DEL MOMENTO FLECTOR Y LA FUERZA CORTANTE.
   12.1. *Momentos flectores. Fórmula aproximada.*
   12.2. *Momentos flectores. Método de Murray.*
   12.3. *Fórmula aproximada para estimar el valor de la máxima fuerza cortante.*
13. LISTA DE SÍMBOLOS MÁS UTILIZADOS.
14. BIBLIOGRAFÍA.

1. INTRODUCCIÓN

Cada vez va teniendo mayor importancia el estudio detallado de la resistencia estructural del casco de los buques. Los cálculos de resistencia longitudinal constituyen una de las facetas de este tipo de estudios: en este campo, como en muchos otros de la técnica de la industria naval, se van aplicando cada vez más las consecuencias de la elasticidad y de la resistencia de materiales, a las que va cediendo puestos la experiencia del pasado. Dos factores decisivos intervienen en este relevo:

— Por una parte, hoy en día disponemos de medios efectivos de cálculo, que permiten aplicar las teorías de la elasticidad y resistencia de materiales al buque considerado como estructura.

(*) Resumen de un cursillo organizado por la Junta Provincial de Cádiz de la Asociación de Ingenieros Navales de España.

— Por otro lado, los proyectos de buques actuales se alejan cada vez más, de los buques construidos anteriormente, por lo que el valor de la experiencia, aunque todavía muy estimable, va resultando insuficiente para hacer frente por sí sola a las nuevas exigencias.

En las líneas que siguen intentamos hacer un esquema o guión del procedimiento que se sigue en un astillero u oficina técnica naval para el estudio de la resistencia longitudinal de un buque mercante concreto.

2. Consideraciones generales

Si se está proyectando un buque de guerra, cuenta, desde luego, el valor de la experiencia, pero ésta suele estar referida solamente a la que haya podido tener en dicho campo el astillero (o grupo de astilleros militares del país de que se trate) que está trabajando en el proyecto, pues la regla general es que la experiencia en la construcción de buques de guerra forma parte de los secretos militares y, en consecuencia, no es de fácil acceso internacional. Por ello el diseño de un nuevo prototipo militar suele basarse grandemente en el cálculo directo de estructuras.

Al contrario de lo que ocurre con los buques y artefactos de tipo naval militar, los buques mercantes se suelen proyectar y construir de acuerdo con los criterios de resistencia longitudinal de alguna Sociedad de Clasificación. Hay que tener en cuenta que las Sociedades de Clasificación de Buques son centros que se encuentran en condiciones óptimas para formarse criterios adecuados sobre diversos problemas relativos a la resistencia de las estructuras que componen el buque:

— Por una parte, por sus oficinas pasa gran número de proyectos de buques de muy diversos tipos, lo que les permite contrastar criterios de diversos astilleros de todo el mundo.

— Su red de inspectores observa cómo se construyen los buques que van a ser clasificados por la sociedad y comunican a la Casa Matriz las novedades que van observando.

— Cuando los buques clasificados varan en dique seco para que se realice la inspección periódica correspondiente, los inspectores de la sociedad observan los daños que se han producido, investigan las causas y dan cuenta de lo que se aparte de lo corriente a la Casa Matriz.

— Por último, toda Sociedad de Clasificación de cierto prestigio tiene un equipo de técnicos y científicos capaces de evaluar datos experimentales o estudiar teóricamente problemas de los que se carezca de antecedentes.

Este acervo de experiencia y conocimientos técnico-teóricos va siendo vertido y actualizado en los reglamentos que edita la sociedad y en los informes que redactan sus miembros y son publicados en las revistas más prestigiosas del ámbito de la industria naval.

Por todo ello, los reglamentos de las Sociedades de Clasificación han dejado de ser meras colecciones de tablas y recomendaciones puramente empíricas para convertirse en resumen de fórmulas y procedimientos originales de la resistencia de materiales, de la termodinámica, de la mecánica, aplicados al proyecto del buque.

En este párrafo y en algunos de los que siguen vamos a exponer un procedimiento de estudio de resistencia longitudinal siguiendo los criterios de las Sociedades de Clasificación.

Utilizaremos las siguientes siglas para referirnos a los correspondientes reglamentos:

L. R.....	Lloyd's Register of Shipping	(1976).
A. B. S....	American Bureau of Shipping	(1976).
B. V.....	Bureau Veritas	(1975).
G. L.....	Germanischer Lloyd	(1974).
N. V.....	Det Norske Veritas	(1975).

En general, podemos decir que el cálculo de la resistencia longitudinal consta de tres facetas distintas:

a) Momentos flectores y esfuerzos de flexión.

b) Fuerzas cortantes y esfuerzos de cizalla.

c) Flechas y deformaciones de la directriz de la viga-buque.

y cada una de ellas debe estudiarse cuando el buque se encuentra sobre el mar agitado por olas. Hoy en día las principales Sociedades de Clasificación poseen medios de cálculos capaces de simular una mar agitada por olas irregulares, de acuerdo con el espectro real observado en diversos mares del mundo, y puede estudiarse el comportamiento del buque en el seno de un tipo de mar desfavorable con la que, con una cierta probabilidad matemáticamente calculada, podrá encontrarse a lo largo de su vida.

Sin embargo, esta forma de tener en cuenta el efecto de las olas no puede considerarse como parte de la rutina normal de cálculo. Por el contrario, la práctica corriente es admitir que las solicitaciones que actúan sobre el buque viga pueden obtenerse por superposición de las dos componentes siguientes:

1. Solicitaciones que actúan sobre el buque cuando éste se encuentra en equilibrio estático sobre una mar totalmente plana, horizontal en calma.

2. Incrementos debidos al oleaje.

Las solicitaciones mencionadas en el primer grupo pueden calcularse perfectamente para cada condición de carga del buque que se está proyectando y de ello trataremos en los párrafos siguientes. Por el contrario, los incrementos originados por las olas no pue-

den calcularse por procedimientos analíticos: cada Sociedad de Clasificación facilita en su reglamento unas fórmulas relativamente sencillas para estimar los incrementos causados por las olas sobre los momentos flectores y las fuerzas cortantes.

Al objeto de distinguir las distintas componentes las dotaremos de los siguientes subíndices:

S. (still): componente obtenida al suponer el buque en equilibrio sobre una mar plana, sin olas.

W. (wave): componente o incremento debido a las olas.

t. (total): solicitación total (suma de las dos anteriores).

3. Momentos flectores

3.1. *Momentos flectores en aguas tranquilas (S. W. B. M.)*

El cálculo de la distribución de momentos flectores a lo largo de la eslora, en una condición de carga determinada en la hipótesis de que la mar está lisa y llana, puede realizarse por el procedimiento siguiente:

1. Distribución del peso en rosca

El peso del buque en rosca se desglosa en el mayor número de partidas posibles de las que se conozca o pueda estimarse:

— Su peso.
— La abscisa de su centro de gravedad.
— Las abscisas de los extremos de la zona en la que se encuentra actuando el peso.

Un ejemplo de desglose podría ser el siguiente:

— Mamparo transversal número 1.
— Mamparo transversal número 2.
— Mamparo transversal número n.
— Motor principal.
— Resto de pesos en cámara de máquinas.
— Hélice.
— Timón.
— Castillo.
— Superestructura-acomodación.
— Equipo en proa.
— Equipo en el centro.
— Equipo en popa.
— Postes, plumas, torres.
— Peso del acero distribuido en forma continua a lo largo de la eslora.

Cada uno de estos pesos puede aplicarse sobre la eslora en forma de un trapecio (fig. 1), cuya base sea la zona en que el peso esté actuando y cuyos lados verticales extremos sean tales que:

a) El área del trapecio sea numéricamente igual al peso.

b) El centro de gravedad del trapecio tenga la misma abscisa que el del peso.

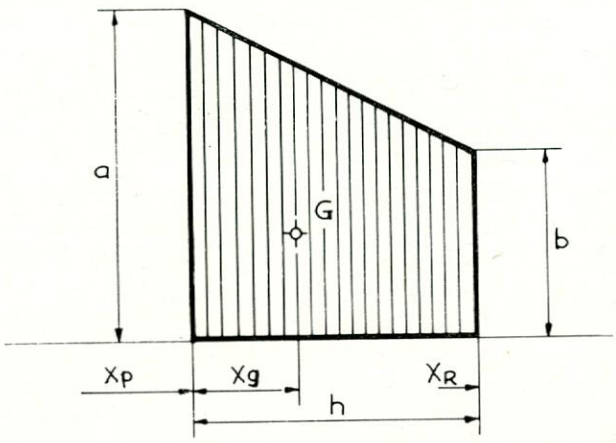


Figura 1.

Para determinar los valores a y b puede utilizarse la tabla I de valores de los lados del trapecio en función de la posición del centro de gravedad.

Tabla I

$\frac{b}{a}$	$\frac{x}{h}$
0	0.333
0.1	0.364
0.2	0.389
0.3	0.410
0.4	0.429
0.5	0.444
0.6	0.458
0.7	0.471
0.8	0.481
0.9	0.491
1.0	0.500

Por otra parte, la eslora total del buque se divide en un número determinado de intervalos iguales (*), y sobre cada uno de estos intervalos se van acumulando las porciones correspondientes de las partidas del peso en rosca.

El peso del casco suele ser una pertida más compleja, por lo que se suele distribuir de acuerdo con lo recomendado por algunos autores, tales como Lowett, Biles (véase, por ejemplo, la obra de W. Muckle

(*) El número de intervalos es arbitrario. Cuantos más intervalos, mayor exactitud y detalle se obtendrá en la distribución de momentos flectores, pero más laborioso será el cálculo.

"Strength on Ship's Structures", págs. 40 y siguientes), o por la sociedad de clasificación (por ejemplo, véase el Report núm. SR64/15/17 del Lloyd's Register: "Standard distribution of Lightweight for Still water Bending moment calculation").

2. Peso de la carga

Cada uno de los pesos que forman la carga se aplica en forma de trapecio sobre la porción de eslora en la que actúa y se va distribuyendo entre cada una de las n partes que abarca (fig. 2). Estos pesos se van sumando

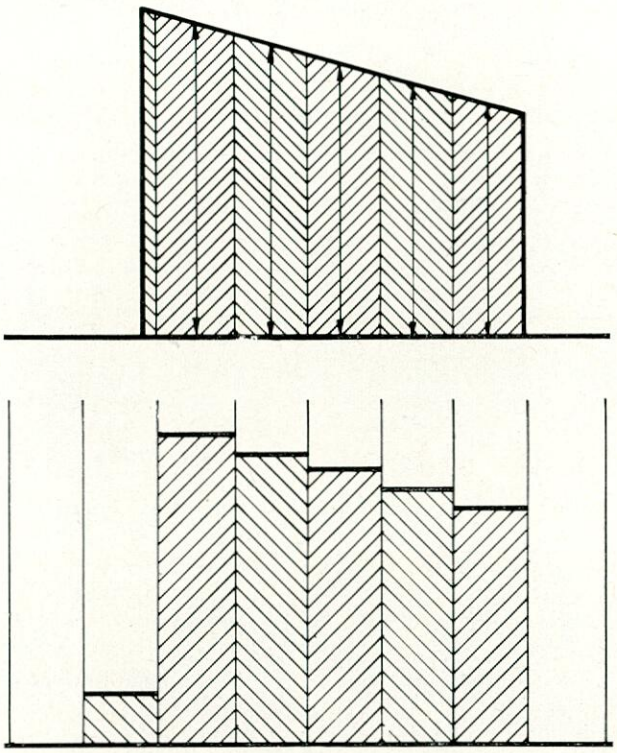


Figura 2.

progresivamente.

3. Consumos

Cada condición de carga se debe estudiar con dos cantidades de consumos distintas:

a) Correspondientes a la salida (comienzo de viaje).

b) Correspondientes a la llegada (final de viaje).

Las partidas de pesos que componen dichos consumos se distribuirán sobre las partes en que se ha dividido la eslora, como se ha indicado para las del peso en rosca y las de la carga.

4. Lastres

Si se han previsto lastres, éstos se tratarán como un peso más, distribuyéndose sobre las n partes en que se ha dividido la eslora de la zona de aplicación del lastre.

5. Empujes

Contabilizando los pesos con ayuda de un cuadro de cálculo se podrá obtener:

— El desplazamiento (total de los pesos) A del buque en esa condición de carga.

— La abscisa Xg del centro de gravedad del conjunto de todos los pesos.

En función de los cuales, y con ayuda de las tablas hidrostáticas (carenas rectas), podrá determinarse los calados a popa y proa.

Entrando con estos calados en el plano de Curvas de Bonjean podrá determinarse la distribución de empujes a lo largo de la eslora.

Sustrayendo (en cada uno de los n intervalos en los que se ha dividido la eslora para el cálculo) la distribución de empujes de la de pesos, se obtendrá la distribución de *cargas* que actúan sobre la eslora.

6. Integración

Comenzando por popa, se puede ir obteniendo el momento de todas las cargas situadas a popa de cada extremo de proa del intervalo respecto a dicho extremo. Levantando una ordenada de magnitud igual a dicho momento sobre el extremo de proa de cada intervalo, se obtendrá la curva de momentos flectores en aguas tranquilas (Still Water Bending Moment).

Este proceso de cálculo de empujes y de la curva de cargas, a partir de unos pesos que se introducen como datos, y el proceso de integración suelen hacerse hoy día mediante el ordenador, con auxilio de programas adecuados.

3.2. *Componentes de los momentos flectores debido a la ola (W. B. M.)*

En líneas generales podemos decir que la mayoría de las sociedades de clasificación consideran que el incremento de momento flector debido al efecto de las olas es proporcional a la expresión

$$L^2 \cdot B \cdot (C_B + 0{,}7)$$

A título informativo recogeremos aquí los criterios del L. R. y del B. V.

Criterio del L. R.

$$Mw = \sigma_w \cdot C_1 \cdot L^2 \cdot B \cdot (C_B + 0{,}7) \cdot 10^{-3} \text{ ton.} \times \text{metro}$$

σ_w ... ... viene dado en tabla III.

C_1 ... ... viene dado en tabla IV.

TABLA III

	σ_w
Navegación en mar abierto	10
Viajes cortos	8
Servicio en aguas abrigadas	5

TABLA IV

Eslora L m.	*Factor C_1*
90	7.840
100	8.040
125	8.473
150	8.913
$150 < L \leqslant 300$	$C_1 = 10.75 - \left(\frac{300\text{-}L}{100}\right)^{1,5}$
$300 < L \leqslant 350$	10.75
375	10.69
400	10.63
Para valores intermedios, interpolar linealmente	

La distribución de este incremento del momento flector debido a la ola presenta un máximo (igual al valor antes indicado) en el centro del buque y decrece hacia los extremos. La ley de variación indicada por el L. R. queda reflejada en la tabla V. En el caso de buques rápidos se consideran unos mayores valores en la zona de proa que en el caso de buque lentos. Esta tabla presenta dos columnas, correspondientes a dos valores del número de Froude:

$$Fn = \frac{0,164 \cdot V}{\sqrt{Lpp}}$$

Para valores intermedios se puede interpolar linealmente, mientras que para valores de Fn mayores de 0.30 podría extrapolarse, también linealmente.

TABLA V

POSICION (Cuadernas de trazado)	*FACTOR*	
	Fn 0.20	*Fn 0.30*
0 (Pp popa)	0.00	0.00
2	0.14	0.14
4	0.30	0.30
6	0.58	0.58
8	0.87	0.87
10	1.00	1.00
12	0.90	0.95
14	0.68	0.80
16	0.41	0.62
18	0.20	0.33
20 (Pp proa)	0.00	0.00

Criterio del B. V.

$$Mw = H \cdot L^2 B (C_B + 0,7) 10^{-3} \text{ toneladas} \times \text{metro}$$

siendo

$$H = 71,67 - 6,67 \left(\frac{300 - L}{100}\right)^{1,5} \quad \text{si} \quad L < 300$$

$$H = 71,67 \quad \text{si} \quad L \geqq 300$$

El reparto de esta componente a lo largo de la eslora queda reflejado en la figura 3.

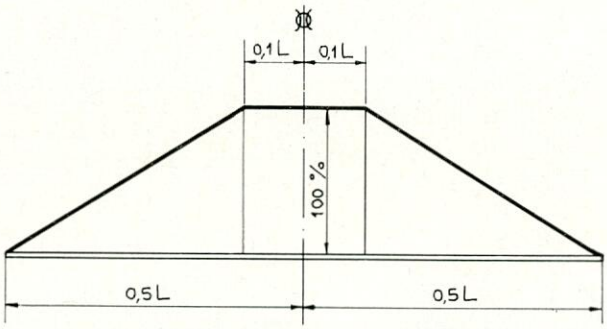


Figura 3.

Comparación entre ambos criterios

Al objeto de hacer una comparación entre ambos criterios vamos a elegir un par de buques y vamos a estudiar la componente del momento flector debido al efecto de las olas.

Caso 1.° Petrolero de 260.000 TPM.

L = 315 m.
B = 55 m.
C_B = 0.832.

$$L^2B (C_B + 0,7) 10^{-3} = 8361$$

S/Lloyd's

$$\sigma_w C_1 = 10 \times 10,75 = 107,5$$

$$Mw = 107,5 \times 8361 = \underline{898807} \text{ toneladas} \times \text{metro}$$

S/Bureau Veritas

$$Mw = 71,67 \times 8361 = \underline{599233} \text{ toneladas} \times \text{metro}$$

Puede observarse que el B. V. supone un valor que es el 67 por 100 del que considera el L. R. Posteriormente comentaremos este punto.

Caso 2.° Bulkcarrier de 39.000 TPM.

L = 175 m.
B = 29 m.
C_B = 0.774 m.

$$L^2B (C_B + 0,7) 10^{-3} = 1309$$

S/Lloyd's

$$C_1 = 10,75 - \left(\frac{300 - 175}{100}\right)^{1,5} = 9,352$$

$$\sigma_w \cdot C_1 = 10 \times 9,352 = 93,52$$

$$Mw = 93,52 \times 1309 = \underline{122424} \text{ toneladas} \times \text{metro}$$

S/Bureau Veritas

$$H = 71,67 - 6,67 \left(\frac{300 - L}{100}\right)^{1,5} = 62,35$$

$$Mw = 62,35 \times 1309 = \underline{81616} \text{ toneladas} \times \text{metro}$$

(Es decir, también el 67 por 100 del que considera el L. R.)

3.3. *Esfuerzos de flexión admisibles*

En líneas generales, las sociedades de clasificación utilizan, para exigir unos determinados escantillones, los mismos criterios que se emplean para el proyecto de vigas; es decir, se exige un módulo resistente que, como mínimo, sea igual al cociente entre el momento flector total y el denominado "esfuerzo de trabajo" o "esfuerzo admisible".

Es decir,

$$\text{módulo } Z \geqq \frac{Mt}{\sigma_t}$$

siendo

$$Mt = Ms + Mw$$

Aun cuando el cálculo del momento flector en aguas tranquilas (S. W. B. M., o sea, la componente Ms) tiene un valor independiente del criterio de la sociedad de clasificación de que se trate, no sucede lo mismo con la componente debido a las olas (W. B. M., o sea, Mw); ya hemos visto cómo en los dos ejemplos que se han comentado antes existen diferencias apreciables entre los criterios de L. R. y B. V. (Esta aparente contradicción puede explicarse considerando que, en definitiva, la componente del M. F. debido a las olas sólo puede considerarse bajo el punto de vista estadístico o probabilístico.) Por ello no es extraño que los valores del esfuerzo σ_t que admiten las distintas sociedades de clasificación sean distintos entre sí.

A título de ejemplo daremos aquí los valores σ_t que admiten algunas de estas entidades:

Criterio del L. R.

Buques tipo 1

(Petroleros, bulkcarriers, obos, ore-oils, etc.) ... ... 16.40 Kg/mm²

Buques tipo 2

(Cargueros en general, LGN, LPG, etcétera) ... ... 18.15 Kg/mm²

Criterio del B. V.

Petroleros ... ... 12.96 Kg/mm²
Otros buques ... ... 13.33 Kg/mm²

Criterio del G. L.

Buques de $L \geqq 100$ m. ... ... 15.00 Kg/mm²
Buques de $L < 100$ m. ... ... 0.15xL Kg/mm²

Criterio del N. V.

Petroleros ... ... 12.94 Kg/mm²
Otros buques ... ... 13.33 Kg/mm²

Criterio del A. B. S.

Buques con eslora $61 \leqq L \leqq 240$ m. ... ... $16.63 - \dfrac{240-L}{162}$ Kg/mm²

Buques con eslora $240 \leqq L \leqq 427$ m. ... ... $16.63 + \dfrac{L-240}{400}$ Kg/mm²

(*) Ver nota.

3.4. *Valor mínimo del módulo requerido*

Del estudio de los momentos flectores en aguas tranquilas (S. W. B. M.) en las distintas condiciones de carga se debe elegir el máximo de todos ellos, al que se le sumará la componente debido al efecto de las olas (W. B. M.) para así obtener el valor máximo del momento flector total.

$$Mt = Ms + Mw$$

Dividiendo este valor por el esfuerzo admisible σ_t se obtendrá (como se ha indicado en el subpárrafo anterior) el módulo resistente requerido.

Sin embargo, para cada buque existe un valor mínimo del módulo resistente que debe tener su cuaderna maestra, con independencia de las condiciones de carga para las que se proyecta.

Es decir, el módulo resistente del buque que se proyecta debe cumplir un doble requerimiento:

a) El esfuerzo máximo no debe exceder del admisible.

b) Dicho módulo no debe ser inferior al valor mínimo en función de las dimensiones principales del buque.

La verdad es que lo normal es que la cuaderna maestra se dimensione para cumplir con el módulo mínimo mencionado en *b)* y posteriormente se procure encajar las diversas condiciones de carga de manera que los momentos flectores no excedan el producto de dicho módulo por los esfuerzos admisibles. Por ello hay que decir que, en la mayoría de los casos, es este valor del módulo mínimo el que fija los escantillones requeridos en concepto de resistencia longitudinal por la Sociedad de Clasificación. Dada la importancia que este hecho tiene por su repercusión en el peso del acero del buque, las principales Sociedades de Clasificación se han puesto de acuerdo en este punto y exigen un módulo mínimo, que viene dado por la expresión:

$$Z \text{ min.} = C_1 L^2 B (C_B + 0{,}7) \text{ cm}^3$$

siendo:

$$C_1 = 10{,}75 - \left(\frac{300 - L}{100}\right)^{1,5} \quad \text{... si } L \leqq 300 \text{ m.}$$

$$C_1 = 10{,}75 \quad \text{..... si } L > 300 \text{ m.}$$

(*) Los valores que aquí se dan se refieren al acero NORMAL de construcción naval. En el caso de que se emplee acero de ALTO LIMITE elásticó, los valores de σ_t son más altos, pero de ello trataremos en un capítulo posterior.

3.5. *Máximos momentos admisibles en aguas tranquilas*

Como se ha indicado en el subpárrafo anterior, la práctica normal es escantillonar la cuaderna maestra, de manera que tenga el módulo mínimo, y posteriormente disponer las condiciones de cargas y lastre, de manera que no se sobrepasen los esfuerzos de flexión máximos admisibles. Para ello el momento flector en aguas tranquilas no debe exceder de la diferencia:

$$\sigma_t \cdot Z - Mw$$

que recibe el nombre de máximo momento flector admisible en aguas tranquilas (M. P. S. W. B. M.).

En este caso (cuando el módulo resistente es igual al mínimo reglamentario) puede calcularse muy fácilmente el valor del máximo momento flector admisible en aguas tranquilas, pues para las distintas Sociedades de Clasificación puede encontrarse un valor (σ_s) máximo admisible tal que:

$$Z \text{ min.} \cdot \sigma_s = \text{M.P.S.W.B.M.}$$

En efecto, el módulo mínimo exigido suele ser proporcional al efecto de las olas sobre el momento flector, por lo que pueden plantearse las siguientes ecuaciones:

$$Mt = Mw + Ms = \sigma_w \cdot Zmin + Ms$$

$$Mt = \sigma_t \cdot Z$$

$$\sigma_t \cdot Z = \sigma_w \cdot Zmin + Ms$$

y en caso de que $Z = Zmin$

$$(\sigma_t - \sigma_w)\, Zmin = Ms$$

Por lo tanto:

$$\sigma_s = \sigma_t - \sigma_w$$

(máx. perm.): $Ms = \sigma_s \cdot Zmin$.

A continuación resumimos los valores obtenidos para σ_s al hacer un estudio de varios reglamentos de Sociedades de Clasificación con el criterio que acabamos de exponer. Insistimos en el hecho de que este valor de σ_s sólo es válido en el caso de que el módulo resistente sea igual al mínimo reglamentario:

Lloyd's Register

Los valores de σ_s son:

σ_s(Kg/mm²)

	Navegación en mar abierto	*Viajes cortos*	*Servicio en aguas abrigadas*
Buques tipo 1: Petroleros Bulkcarriers Mineraleros, etc.	6.4	8.4	11.4
Buques tipo 2: Restantes	8.15	10.15	13.15

Bureau Veritas

σ_s(Kg/mm²)

	Navegación	*Puerto*
Petroleros	6.30	10
Otros buques	6.67	10

Germanischer Lloyd's

σ_s(Kg/mm²)

Tipo de momento flector calculado en aguas tranquilas	*Navegación*
Quebranto	7.71
Arrufo	7.14

Norske Veritas

σ_s(Kg/mm²)

Tipo de momento flector calculado en aguas tranquilas	*Navegación*	
	Cubierta	*Fondo*
Quebranto	6.99	7.83
Arrufo	7.49	6.67

NOTA.—Téngase en cuenta que estas cifras han sido deducidas para los proyectos usuales. En casos especiales los valores correspondientes pueden ser diferentes.

En el caso de que el módulo resistente de la cuaderna maestra sea mayor que el mínimo exigible en función de las principales características del buque, también es necesario conocer los máximos momentos flectores admisibles en aguas tranquilas (M. P. S. W. B. M.) para chequear la resistencia longitudinal en las distintas condiciones de carga. En este caso no puede aplicarse la fórmula:

$$Ms = \sigma_s Z$$

sino que es necesario proceder de la manera siguiente:

1. Calcular el máximo momento flector *total* admisible por la expresión

$$Mt = \sigma_t Z$$

2. Calcular la componente aditiva de flexión causada por el efecto de las olas mediante la fórmula correspondiente admitida por la Sociedad de Clasificación de que se trate.

   Normalmente será de la forma:

$$Mw = \sigma_w Zmin$$

3. Calcular el Ms = M. P. S. W. B. M. por diferencia:

$$Ms = Mt - Mw$$

Queremos advertir aquí que siempre que $Z > Zmin$ se tendrá:

$$Ms > \sigma_s \cdot Z$$

En efecto:

$$Ms = Mt - Mw = \sigma_t \cdot Z - \sigma_w Zmin =$$
$$= (\sigma_s + \sigma_w)Z - \sigma_w Zmin = \sigma_s \cdot Z + (Z - Zmin)\sigma_w$$

expresión en la que el segundo sumando es positivo si se verifica la hipótesis hecha ($Z > Zmin$).

4. Fuerzas cortantes

4.1. *Fuerzas cortantes en aguas tranquilas (S. W. S. F.)*

El cálculo de la distribución de fuerzas cortantes a lo largo de la eslora en una condición de carga determinada, en la hipótesis de que la mar está lisa y llana, se suele realizar al mismo tiempo que se van calculando los momentos flectores en aguas tranquilas. Es decir, se utiliza la misma curva de cargas (pesos menos empujes) que hemos descrito en el subpárrafo 7.1 al hablar del cálculo de la distribución de S. W. B. M.

Comenzando por popa se va obteniendo la suma algebraica de todas las cargas situadas a popa de cada sección (extremo de proa de cada uno de los intervalos en que se ha dividido la eslora del buque a efectos de cálculo). Levantando una ordenada de magnitud igual a dicha suma sobre dicho punto se obtendrá la curva de fuerzas cortantes en aguas tranquilas (Still Water Shear Forces).

4.2. *Componentes de las fuerzas cortantes debidas a las olas*

En líneas generales puede decirse que en varias Sociedades de Clasificación la distribución de la componente (aditiva) de fuerzas cortantes debidas a olas, a lo largo de la eslora, se supone que obedece a la siguiente ley:

$$Fw = \alpha K_1 K_2 \cdot B \cdot L \cdot (C_B + 0{,}7) \text{ toneladas}$$

siendo:

α ..... factor (distinto según cada Sociedad de Clasificación).

K_1..... factor en función del punto de la eslora en el que se está determinando Fw ("Curva de camello", véase figuras 4, 5 y 6).

K_2..... factor para tener en cuenta el tipo de mar en que se está considerando el buque (mar abierto, puerto, aguas abrigadas...).

A título orientativo se dan a continuación los factores α, K_1 y K_2 de algunas Sociedades de Clasificación:

Lloyd's Register

$$\alpha = e^{-0{,}0035 \cdot L} \times L \times 10^{-5}$$

K_1..... según fig. 4

K_2..... 1.0 para condición de *navegación normal*
0.8 para condición de *viajes cortos*
0.5 para condición de *aguas abrigadas*

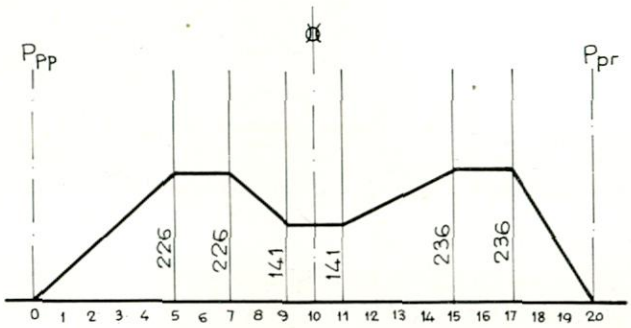


Figura 4.

Bureau Veritas

$$\alpha = 0{,}2329 - 0{,}0217 \left(\frac{300\text{-}L}{100}\right)^{1{,}5} \qquad \text{si } L < 300 \text{ m.}$$

$$\alpha = 0{,}2329 \qquad \text{si } L \geqq 300 \text{ m.}$$

K_1..... según fig. 5

K_2..... 1.0 para condición de *navegación*
..... 0. para condición de *puerto*

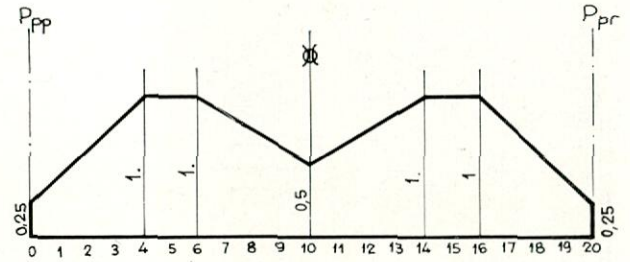


Figura 5.

Det Norske Veritas

1.° Calcular el coeficiente C_A:

$$C_A = 0{,}8 \frac{V}{\sqrt{L}} + \frac{15 \cdot A}{L \cdot B}$$

siendo:

A ..... $A_D - A_{WL}$

A_D ..... área de la proyección horizontal de la cubierta alta (incluyendo la cubierta castillo, si existe) a proa de la cuaderna de trazado número 16 (se supone dividida la eslora en 20 espacios iguales).

A_{WL}..... área de la flotación a proa de la sección número 16.

2.° Calcular el coeficiente C_1:

$$C_1 = 10{,}75 - \left(\frac{300 - L}{100}\right)^{1,5} \quad \text{si} \quad L < 300 \text{ m.}$$

$$C_1 = 10{,}75 \quad \text{si} \quad L \geqq 300 \text{ m.}$$

$$\alpha = \frac{C}{21}$$

Para buques de carga seca:

- En el cuerpo de popa: $C = C_1$
- En el cuerpo de proa:
  - $C = C_1$ si $C_A < 1{,}5$
  - $C = 1{,}25\, C_1$ si $1{,}5 \leqq C_A \leqq 2{,}0$
  - $C = 1{,}50\, C_1$ si $C_A > 2{,}0$

Para petroleros: $C = 1{,}03\, C_1$

K_1..... según fig. 6

K_2..... 1.0 para *navegación normal*

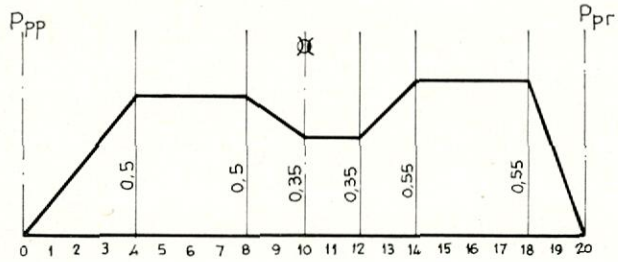


Figura 6.

Comparación entre los distintos criterios

Al objeto de comparar los criterios de las tres Sociedades de Clasificación que acabamos de exponer, vamos a estudiar la distribución de la fuerza cortante debida a la ola en el caso de un petrolero de 260.000 TPM:

$L = 315$ m.

$B = 55$ m.

$C_B = 0{,}832$

$$B \cdot L\,(C_B + 0{,}7) = 26541{,}9$$

S/Lloyd's

$\alpha = e^{-0{,}0035L} \cdot L \cdot 10^{-5} = 1{,}046\ 10^{-3}$

K_1..... según fig. 4

K_2..... 1 (navegación normal)

$\alpha\, K_2 BL\,(C_B + 0{,}7) = 27{,}761$

valor máximo: $27{,}761 \times 236 = 6.552$ toneladas

distribución a lo largo de la eslora: ver fig. 7.

S/Bureau Veritas

$\alpha = 0{,}2329$

K_1..... según fig. 5

K_2..... 1 (navegación normal)

$$\alpha\, K_2 BL\,(C_B + 0{,}7) = 6182$$

valor máximo: $6.182 \times 1 = 6.182$ toneladas

distribución a lo largo de la eslora: ver fig. 7.

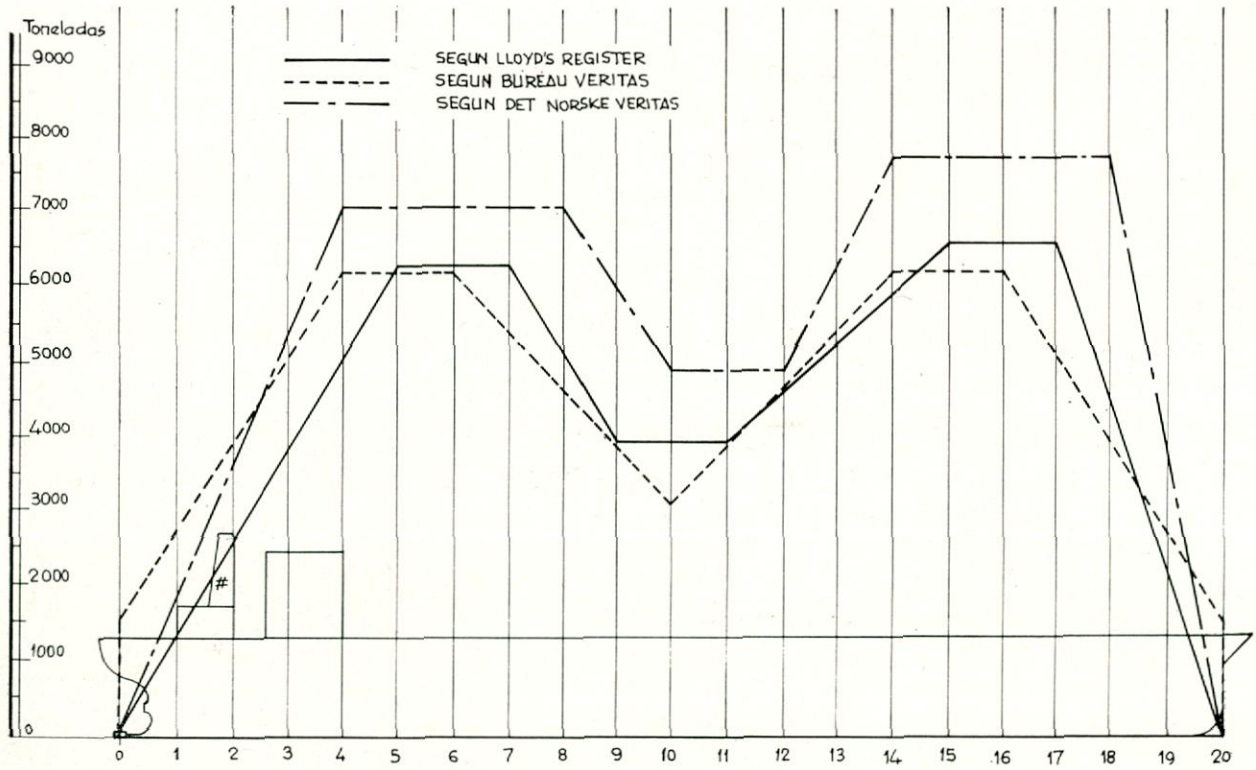


Figura 7.—Petrolero de 260.000 TPM. Fuerzas cortantes debidas a la ola.

S/Norske Veritas

$$C_1 = 10{,}75 \;;\; C = 1{,}03\, C_1 = 11{,}073 \;;\; \alpha = \frac{C}{21} = 0{,}5273$$

K_1..... según fig. 6

K_2..... 1 (navegación normal)

$$\alpha\, K_2 BL\,(C_B + 0{,}7) = 13995{,}5$$

valor máximo: 13.995,5 × 0,55 = 7.698 toneladas

distribución a lo largo de la eslora: según fig. 7.

4.3. *Modificación de la fuerza cortante que soporta el casco en buques cargados en bodegas alternas*

En los casos de carga en bodegas alternas, cuando la estructura del doble fondo está constituida por un sistema de varengas y vagras suficientemente rígido, los valores de las fuerzas cortantes calculados considerando el buque como una viga sometida, por una parte, a la carga interna y, por otra, a las fuerzas debidas a la presión hidrostática, pueden modificarse para tener en cuenta la transmisión parcial de las fuerzas cortantes a las vagras (B. V.).

A título informativo exponemos a continuación el criterio del Bureau Veritas.

Denominando:

L_C ..... longitud de la bodega (metros)

B_C ..... manga de la bodega (metros)

L_o ..... longitud de la parte horizontal del doble fondo en la bodega (m.)

B_o ..... manga de la parte horizontal del doble fondo en la bodega (m.)

T ..... calado medio correspondiente a la condición de carga en estudio (m.)

P ..... peso de la carga en la bodega (m.)

Se calculan los coeficientes:

$$\psi = 1{,}38 + 1{,}55\,\frac{L_o}{B_o} \qquad \text{(NOTA, tomar } \psi \leq 3{,}7)$$

$$\varphi = \frac{1}{2 + \psi\,\dfrac{L_o}{B_o}}$$

y a continuación los valores a descontar de los "picos" de fuerza cortante en los mamparos:

$$Pv = \varphi\, L_o\, B_o\, T$$

$$Pc = \varphi\, L_o\, B_o \left(\frac{P}{L_c B_c} - T\right)$$

Las demás sociedades de clasificación tienen criterios similares.

Hemos de decir aquí que esta corrección suele tener bastante importancia, porque supone la disminución de los picos más altos y, en consecuencia, gracias a ella es posible que no se sobrepasen los valores admisibles de la F. C.

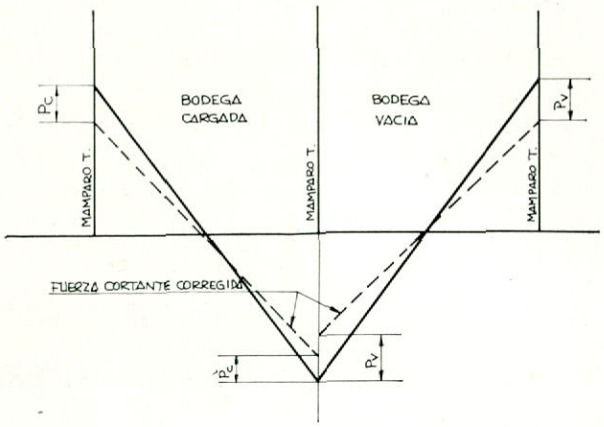


Figura 8.

4.4. *Esfuerzos de cizalla admisibles*

Como decíamos en el párrafo 3.3, las sociedades de clasificación emplean para el análisis de la resistencia longitudinal criterios similares a los que se emplean para el proyecto de vigas. Por lo que respecta a los esfuerzos cortantes, se aplica la conocida fórmula.

$$\tau = \frac{F \cdot m}{I \cdot b}$$

(*) Ver nota.

Siendo en este caso F la fuerza cortante total que actúa en la sección, es decir, Ft:

$$Ft = Fs + Fw$$

y "b" la suma de los espesores de ambos forros.

De la misma manera que ocurre con las componentes del momento flector, las de la fuerza cortante *debida a olas* que consideran las distintas sociedades de clasificación difieren entre sí (véase la figura 7). Por ello tampoco debe resultar extraño que los esfuerzos de cizalla máximos admisibles sean ligeramente distintos. A continuación damos los valores del esfuerzo de cizalla total admisible en varias de estas sociedades.

Sociedad de Clasificación	τ_t Kg/mm²
Lloyd's Register of Shipping	12
American Bureau of Shipping	10.65
Germanischer Lloyd	11
Det Norske Veritas	11

4.5. *Máximas fuerzas cortantes totales admisibles*

Distinguiremos dos casos:

a) Buque sin mamparos longitudinales continuos.

b) Buque con mamparos longitudinales continuos.

(*) En los casos en que el buque dispone de mamparos longitudinales continuos se aplican otras fórmulas para tener en cuenta estos elementos.

Que tratamos a continuación por separado.

a) *Buque sin mamparos longitudinales*

Para los buques sin mamparos longitudinales puede decirse que son los costados los encargados de soportar la fuerza cortante, por lo que se consigue suficiente aproximación al calcular el esfuerzo mediante la fórmula

$$\tau = \frac{F \cdot m}{I \cdot b}$$

comentada en el párrafo 4.4. En estos casos el esfuerzo de cizalla máximo se da a la altura del eje neutro de la sección, y podemos considerar que la máxima fuerza cortante que es capaz de soportar dicha sección sin sobrepasar el esfuerzo máximo admisible viene dada por

$$F_T = \frac{I}{m} \cdot 2 \cdot e\,\tau_t$$

En líneas generales puede decirse que se comete poco error al considerar para la sección en estudio la misma relación I/m que la calculada en la cuaderna maestra.

b) *Buque con mamparos longitudinales*

Cuando un buque tiene mamparos longitudinales continuos a lo largo de la eslora, éstos contribuyen eficazmente a soportar la fuerza cortante que actúa sobre la sección. El cálculo de la distribución de esfuerozs de cizalla en la misma es bastante complejo, pues se trata de un recinto múltiplemente conexo y sería necesario acudir al estudio de los flujos de cizalla que se producen en los distintos anillos en que queda dividida la sección transversal.

Como esto es bastante laborioso (de hecho, sólo puede considerarse aplicable en la práctica utilizando un adecuado programa de computador), las sociedades de clasificación indican en sus reglas procedimientos suficientemente aproximados para determinar las porciones de fuerza cortante que absorben los forros y los mamparos longitudinales, respectivamente.

A continuación vamos a recopilar los criterios que aparecen en las reglas de algunas sociedades de clasificación.

Lloyd's Register

Los coeficientes de reparto de la fuerza cortante total que actúa sobre la sección son:

Para los mamparos longitudinales:

$$\varphi = 0.68 - 0.150 \frac{A_S}{A_L}$$

Para los costados:

$$1 - \varphi = 0.32 + 0.150 \frac{A_S}{A_L}$$

siendo:

As ..... Area del costado (sección).

A_L ..... Area del mamparo longitudinal (sección).

Se admite en este caso que el esfuerzo cortante a la altura del eje neutro de la sección viene dado por:

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot t \cdot D}$$

siendo:

t ..... Espesor de los mamparos longitudinales (o de los costados).

Por tanto, la máxima fuerza cortante total que es capaz de absorber la sección transversal sin que se excedan los esfuerzos, ni en los costados ni en los mamparos, del valor admisible a cizalla (12 Kg/mm², según L. R., como indicamos en el párrafo 4.4), τ adm, es el *menor* de los dos valores siguientes:

$$\frac{2 \cdot t_2 \cdot D}{t - \varphi} \cdot \tau\,\text{adm}$$

$$\frac{2 \cdot t_3 \cdot D}{\varphi} \cdot \tau\,\text{adm}$$

siendo:

t_2 ..... Espesor del costado a la altura del E. N.

t_3 ..... Espesor mínimo de las planchas de los mamparos longitudinales en una zona de altura igual a 0.5 D alrededor del punto medio del puntal. Fuera de esta zona, ninguna plancha del mamparo debe tener un espesor menor de 0.9 t_3.

Bureau Veritas

El B. V. tiene una expresión similar a la anterior para petroleros y petroleros-mineraleros (ore-oils):

Para petroleros: $\varphi = 0.3 + 0.257 \dfrac{e_e^m}{e_m^m}$

Para petroleros-mineraleros: $\varphi = 0.3 + 21 \dfrac{e_e^m}{e_m^m}$

$$F_t \text{ admisible} = \min \left(\frac{2 \cdot e_l D}{\varphi} \cdot \tau\,\text{adm} \right) ; \left(\frac{2 \cdot e_m D}{1 - \varphi} \cdot \tau\,\text{adm} \right)$$

siendo:

e_l ..... Espesor mínimo del mamparo longitudinal.

e_m ..... Espesor mínimo del costado.

e_l^m ..... Espesor medio del mamparo longitudinal (igual al cociente entre la sección del mamparo y el puntal del buque).

e_m^m ..... Espesor medio del costado.

τadm ..... 11.25 Kg/mm².

4.6. *Chequeo de las fuerzas cortantes*

En cada condición de carga es necesario comprobar que la distribución de fuerzas cortantes totales (suma de las calculadas suponiendo aguas tranquilas con el efecto de las olas: Ft = Fs + Fw) a lo largo de la eslora no sobrepasa los valores máximos admisibles calculados, como se ha indicado en el párrafo precedente. La forma práctica de proceder en las oficinas técnicas es calcular los denominados "valores máximos admisibles de las fuerzas cortantes en aguas tranquilas" (M. P. S. W. S. F.), restando a las fuerzas totales admisibles el valor correspondiente a las olas, y comparar las distribuciones de fuerzas cortantes en aguas tranquilas de las distintas condiciones de carga con estos valores.

5. Control de flechas y deformaciones de la viga-buque

Al objeto de evitar grandes flechas de la viga-buque, algunas sociedades de clasificación exigen un valor mínimo del momento de inercia de la cuaderna maestra, que suele ser:

$$I_{min} = 3 \cdot Z \cdot L \quad (cm^4)$$

(unidades: Z en cmt^3 y L en mts.)

6. Relación de condiciones de carga para las que debe realizarse el estudio de resistencia longitudinal

Las distintas sociedades de clasificación exigen que, como mínimo, se realice el estudio de resistencia longitudinal para una serie de condiciones de carga que relacionan en sus reglas.

Por otra parte, en las especificaciones para la construcción de cada buque se estipula también una relación de condiciones de carga, que deben estudiarse y presentarse (como documentos de entrega) debidamente aprobadas por la sociedad de clasificación correspondiente.

En las líneas que siguen vamos a intentar dar una relación de las condiciones de carga que deben estudiarse bajo el punto de vista de la resistencia longitudinal para distintos tipos de buques. (En general, se deben estudiar los casos de carga más severos que puedan darse durante la explotación del buque.)

Buques de carga

— Plena carga homogénea.

— Lastres (pesado y ligero).

— Si se prevé algún caso de carga no homogénea, debe estudiarse también.

Petroleros

— Carga homogénea con densidades pesada, ligera y media. (Es decir, teniendo vacíos únicamente los tanques destinados a lastre.)

— Lastres (pesado y ligero).

— Situación de limpieza de tanques.

— Cualquier condición de carga en la que se prevean algunos tanques vacíos o sólo parcialmente llenos.

— Situaciones en puerto (procesos de carga y descarga).

Bulkcarriers y mineraleros

— Plena carga homogénea.

— Lastres (pesado y ligero).

— Plena carga en bodegas alternas (si se prevé este tipo de carga).

Obo y ore-oils

— Plena carga homogénea.

— Lastres (pesado y ligero).

— Plena carga en bodegas alternas (si se prevé este tipo de carga).

— Situación de limpieza de bodegas o tanques destinados al transporte de petróleo.

— Procesos de carga y descarga del petróleo.

Transporte de gases licuados

— Plena carga homogénea.

— Lastre.

— Buque en carga con uno o varios tanques vacíos.

— Situaciones susceptibles que se produzcan en puerto (procesos de carga y descarga).

7. Características de las curvas de fuerzas cortantes y momentos flectores

Para las dos condiciones siguientes:

— buque con la cresta de una ola en su centro y dos senos en los extremos;

— buque con el seno de una ola en su centro y dos crestas en los extremos;

es posible establecer algunas características generales de las curvas de fuerzas cortantes y momentos flectores.

Dado que el buque está libremente soportado, tanto la fuerza cortante como el momento flector deben ser nulos en los extremos. La curva de momentos flectores alcanza su máximo valor aproximadamente en el centro de la eslora, aunque en algunos casos de carga y lastre el valor máximo del momento flector puede producirse en un punto alejado de la maestra.

A causa de la relación que existe entre la fuerza cortante y el momento flector, es decir:

$$F = \frac{dM}{dx}$$

se deduce que donde el momento flector es máximo, la fuerza cortante es cero, por lo que frecuentemente la fuerza cortante será nula en el centro de la eslora.

Los valores más altos de la fuerza cortante suelen darse en los extremos de la mitad de la eslora centrada en la maestra.

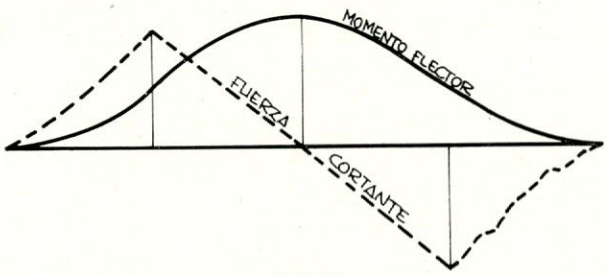


Figura 9.

La figura 9 recoge curvas típicas de fuerza cortante y momento flector.

8. Influencia de la distribución de pesos sobre el momento flector

En general, la concentración de pesos cerca de los puntos de soporte conducirán a menores momentos flectores que si el peso se encuentra lejos de dichos puntos. Esto significa que en la condición de arrufo (seno de la ola en el centro) la concentración de pesos cerca de la maestra originará altos momentos flectores, mientras que en la condición de quebranto (cresta de la ola en el centro del buque) se originarán altos momentos flectores si se concentran pesos en los extremos.

Para obtener una distribución de pesos que produjese los mínimos momentos flectores para un desplazamiento dado, se deberían calcular las componentes del momento flector debidas a la ola, es decir:

Mws... componente del momento flector debida a la ola cuando el seno de ésta se encuentra en el centro de la eslora.

Mwh... componente del momento flector debida a la ola cuando la cresta de ésta se encuentra en el centro de la eslora.

y procurar que el momento flector Ms calculado en aguas tranquilas sea lo más aproximado posible al opuesto de la semisuma de ambos, o sea:

$$Ms \simeq -\frac{Mws + Mwh}{2}$$

A título de ejemplo, supongamos que los valores de Mws y Mwh son, respectivamente:

$$Mws = 70.000 \text{ T} \times \text{m}$$
$$Mwh = -50.000 \text{ T} \times \text{m}$$

Si el momento flector en aguas tranquilas fuese

$$Ms = -\frac{70.000 - 50.000}{2} = -10.000 \text{ t} \times \text{m}$$

los momentos totales serían:

a) En condición de arrufo: $70.000 - 10.000 = 60.000$ T × m.

b) En condición de quebranto: $-50.000 - 10.000 = -60.000$ T × m.

Todo esto es bastante teórico, ya que prácticamente nunca es posible disponer la carga de manera que se alcance el momento flector:

$$Ms = -\frac{Mws + Mwh}{2}$$

y, normalmente, todas las Sociedades de Clasificación admiten

$$Mws = -Mwh$$

por lo que el valor Ms conveniente sería *cero*.

No obstante, el análisis que acabamos de hacer puede servir para ilustrar la conveniencia de *minimizar* los valores absolutos del momento flector en aguas tranquilas.

9. Variación del momento flector en la maestra debido a la adición de un peso en un punto cualquiera de la eslora

El método que vamos a describir a continuación se debe a M. Chilton y permite encontrar el cambio producido en el momento flector en aguas tranquilas en la maestra cuando se añade un peso de P toneladas en un punto cualquiera de la eslora.

Supongamos que se añade un peso P cuyo centro de gravedad se sitúa a una distancia x_g desde la maestra. El momento flector debido al peso es simplemente $P \cdot x_g$ en el caso de que la longitud sobre la que se distribuye no se extienda más allá de la maestra. Si el peso se extendiese más allá, debería considerarse sólo el momento del peso causado por la porción que se encuentra a un lado de la maestra (popa). (Recuérdese la definición de momento flector: momento del sistema de cargas situado a un lado de la sección que se considera.)

Pero la adición de un peso produce, además, inmersión y variación de asiento.

La inmersión será:

$$i = \frac{P}{100 \text{ Tc}} \text{ metros}$$

Por lo que si "b" es la manga de un punto cualquiera de la flotación y "x" es la distancia desde éste a la maestra, el momento del empuje adicional a un lado de la maestra (popa) será:

$$\int_o^{L/2} \frac{\gamma p}{100 \text{ Tc}} x b dx = \frac{\gamma \cdot p}{100 \text{ Tc}} \int_o^{L/2} x \cdot b \cdot dx$$
$$= \frac{P}{A} \int_o^{L/2} x \cdot b \cdot dx$$

La alteración de trimado causada por la adición del peso será:

$$a = \frac{P \cdot (x_f - x_g)}{100\, M_1}$$

y, por lo tanto, el incremento de calado a una distancia x a popa de la maestra será:

$$\frac{a}{L}(x + x_f)$$

por lo que el momento de la cuña de empuje producida será:

$$\int_0^{L/2} \frac{\gamma\, a}{L}(x + x_f) \cdot b \cdot x \cdot dx =$$

$$= \frac{P \cdot \gamma\, (x_f - x_g}{100 \cdot M_1 \cdot L} \int_0^{L/2} (x + x_f) \cdot b \cdot x \cdot dx$$

y el efecto neto de la adición del peso sobre el momento flector en la maestra será:

$$\delta M = P' \cdot x'_g - \frac{\gamma \cdot P}{100} \cdot \left\{ \frac{1}{Tc} \int_0^{L/2} x \cdot b \cdot dx + \frac{x_f - x_g}{M_1 L} \cdot \int_0^{L/2} (x + x_f)\, b \cdot x \cdot dx \right\}$$

siendo P' la porción de peso situada a popa de la maestra y x_g' la distancia desde el c. de g. de esta porción a la maestra.

Por supuesto que si está a proa no habría que tenerlo en cuenta: únicamente habría que calcular el efecto de la variación de empuje.

(En el párrafo siguiente daremos algunas recomendaciones sobre el criterio de signos para momentos flectores y fuerzas cortantes.)

Como puede verse, sólo es necesario tener calculados para los distintos calados las dos sumatorias:

$$\int_0^{L/2} x \cdot b \cdot dx$$

$$\int_0^{L/2} (x + x_f) \cdot b \cdot x\, dx$$

para tener la posibilidad de hacer un cálculo rápido de la variación del momento flector en la maestra debido a la adición de un peso en un punto cualquiera de la eslora.

Este método puede generalizarse para encontrar "numerales" mediante los cuales sea posible determinar de una manera rápida la modificación del momento flector en varios puntos (distintos del punto medio de la eslora) cuando se añade o se sustrae un peso de un punto cualquiera de la eslora. (Referencia: programa "*Numerales de esfuerzos cortantes y momentos flectores*", de la serie P. A. N. de Astilleros Españoles.)

10. Criterios de signos o interpretación de las curvas de fuerzas cortantes y momentos flectores

A continuación vamos a indicar un criterio de signos (que se utiliza en los programas de la serie P. A. N. de A. E., S. A.) para los cálculos de resistencia longitudinal, y daremos algunas reglas que facilitan la interpretación de los resultados obtenidos con dicho criterio:

a) Situación del buque y ejes de referencia.

El buque se supone situado con su popa a la izquierda y con su proa hacia la derecha.

El origen del sistema de referencia se sitúa en la intersección de los planos *base* y *crujía* con el transversal que pasa por la perpendicular de popa o bien con el transversal situado a la mitad de la eslora (c. maestra).

El eje X es longitudinal, con sentido positivo hacia proa.

El eje Y es transversal, con sentido positivo hacia babor.

El eje Z es vertical, con sentido positivo hacia arriba.

b) Curva de cargas.

Los pesos se consideran positivos y los empujes negativos, de manera que el signo positivo de la curva de cargas indica que en la zona correspondiente son mayores los pesos de las cargas.

c) Sentido del proceso de integración.

Para el cálculo de fuerzas cortantes y momentos flectores se comienza integrando por el extremo de popa y se consideran:

Fuerza cortante en una sección...	integración de las cargas que actúan *a popa* de la sección.
Momento flector en una sección...	integración de los momentos de las cargas que actúan *a popa* de la sección, con respecto a dicha sección.

d) Significado del signo en la curva de fuerzas cortantes.

Un valor positivo de la fuerza cortante en un punto de la eslora indica que *a popa* del mismo hay más pesos que empujes y (por lo tanto) a proa hay más empujes que pesos.

e) Significado del signo en la curva de momentos flectores.

Un valor positivo del momento flector en un punto de la eslora indica que esa zona está sometida a *quebranto,* es decir, a tensiones en cubierta y compresiones en el fondo.

La curva de momentos de flexión guarda cierto parecido (por lo que a signos se refiere) con la elástica del buque viga.

NOTA.—Al indicar "a popa" de la sección en algunas frases del párrafo precedente (9), suponemos que se utiliza el criterio de signos descrito en este apartado 10.

11. VARIACIÓN DE LA FUERZA CORTANTE Y DEL MOMENTO FLECTOR CUANDO SE LLEVAN A CABO TRASLACIONES DE PESOS A BORDO SIN QUE SE ALTERE EL TRIMADO

Durante el estudio de las condiciones de carga en la etapa de desarrollo del proyecto, y posteriormente durante la explotación del buque, suele presentarse la necesidad de modificar la distribución de la carga del buque sin que se modifiquen los calados y en muchas de tales ocasiones es necesario saber cómo se alterarán los valores máximos de la fuerza cortante y del momento flector.

En las líneas que siguen vamos a exponer un método de cálculo para deducir dichas variaciones en un punto dado de la eslora (que no tiene por qué ser necesariamente la cuaderna maestra).

Dado que se parte de la base de que no se produce alteración en los calados, las únicas alteraciones en las fuerzas cortantes y momentos flectores provendrán de la modificación de la distribución de los pesos, que se tendrá en cuenta como sigue:

1.° Los pesos que se descarguen se representarán por vectores verticales con sentido hacia *arriba* aplicados en los centros de gravedad de los pesos respectivos.

Los pesos que se carguen se representarán por vectores verticales con sentido hacia *abajo* aplicados en los centros de gravedad respectivos.

Para que no se modifiquen los calados es necesario que la *resultante general* de este sistema de vectores sea *nula* y que el *momento* del sistema respecto al centro de gravedad de la flotación sea también *nulo.*

2.° Una vez comprobado el punto anterior se elige la sección donde se quiere estudiar la modificación de fuerza cortante o momento flector y se consideran únicamente las alteraciones (pesos que se ponen o que se quitan) efectuadas *a popa* de la sección.

La suma algebraica de todas las fuerzas (signo positivo hacia abajo) será la variación de la fuerza cortante y el momento total de dichas fuerzas respecto a la sección será la alteración de momento flector.

En el caso de que la sección en la que se pretende determinar las alteraciones de fuerza cortante y/o momento flector divida en dos alguno de los pesos que se quitan o se ponen, sólo se tendrá en cuenta la porción del peso situada a popa de dicha sección.

En caso de que el punto de la eslora donde se desee calcular las alteraciones de F. C. o M. F. esté situado muy a proa, puede resultar interesante operar con las alteraciones de pesos producidas *a proa* del punto: esto puede hacerse con sólo tener en cuenta los cambios de signos pertinentes.

12. MÉTODOS APROXIMADOS PARA EL CÁLCULO DEL MOMENTO FLECTOR Y LA FUERZA CORTANTE

Después de los párrafos precedentes es obvio decir que para calcular las distribuciones de momentos flectores y fuerzas cortantes se precisa una información bastante copiosa, pero a menudo se requiere tener alguna idea de los valores de estas cantidades antes que toda esa información esté disponible, de manera que unas fórmulas o métodos aproximados pueden ser muy útiles a este respecto.

Consideraremos el momento flector en primer lugar.

12.1. *Momentos flectores. Fórmula aproximada*

Es evidente que en la flexión de vigas simples los parámetros más influyentes sobre los momentos flectores son la carga total aplicada y la longitud de la viga. Es decir, que el momento flector máximo obedece a una ley del tipo

$$M = \frac{P \cdot l}{C}$$

donde C es un coeficiente, que en el caso de vigas simples depende de la distribución de la carga y de las condiciones de los extremos (así, para una viga apoyada en los extremos C es 4, si la carga está concentrada en el centro de la luz, y 8 si se distribuye uniformemente. Para vigas con los extremos empotrados los valores correspondientes de C son 8 y 12).

Considerando la flexión longitudinal del buque, el máximo momento flector podría escribirse en la forma:

$$M = \frac{\Delta \cdot L}{C}$$

en la que Δ es el desplazamiento en carga. Aquí los valores del coeficiente C dependerán de la distribución de la curva de cargas, que a su vez estará afectada por la distribución de los pesos y la distribución de los empujes. Así, pues, el coeficiente C dependerá del tipo de buque, y para un buque determinado será función de cómo se hayan distribuido los pesos. También dependerá de si se considera que el centro del buque está sobre una cresta o sobre un seno de ola.

Como consecuencia de todo ello, no es fácil dar valores de C que sean aplicables a la generalidad de los buques. La tabla VI da una indicación aproximada (para diferentes tipos de buques y para diferentes condiciones de carga).

TABLA VI

Tipo de buque	*Eslora L (m.)*	*Desplazamiento (Tm.)*	*C en la fórmula M = A.L/C*	
			Arrufo	*Quebranto*
Carguero . .	129	12.598		33.6
Petrolero . .	141	17.242	43.0	90.0
Petrolero . .	159	21.880	39.7	93.5
Petrolero . .	190	36.932	35.7	89.6
Petrolero . .	218	62.631	37.8	116.0
B. de línea .	226	41.148	117.0	30.4
B. de línea .	287	64.008	79.0	31.2

De lo anterior se desprende que el coeficiente C depende de muchos factores y, por lo tanto, el emempleo de este coeficiente con fines de cálculos de proyecto deja mucho que desear. Por esta razón se han desarrollado varios métodos que permiten obtener mayor aproximación en el establecimiento del valor del momento flector en la etapa de anteproyecto. Entre otros citaremos:

— Método de *Murray*.

— Método de *Mandelli*.

— Método de *Det Norske Veritas* (Rules 1974).

— Método del *Bureau Veritas*.

De todos ellos pasamos a describir sólo el primero:

12.2. *Momentos flectores: Método de Murray*

Este método divide el momento flector total en las dos componentes de las que ya hemos tratado en anteriores párrafos:

— Momento flector en aguas tranquilas.

— Aumento debido a la existencia de olas.

El momento flector en aguas tranquilas se calcula por la expresión:

$$S.W.B.M. = \frac{Wf + Wa}{2} - \frac{\Delta}{2} \cdot C \cdot L$$

siendo:

Wf..... momento del peso situado a proa de la maestra respecto a dicha sección.

Wa..... momento del peso situado a popa de la maestra respecto a dicha sección.

C..... coeficiente definido en la tabla VII que se adjunta:

TABLA VII

Calado	*Coeficiente C*
0.06 L	0.179 C_B + 0.063
0.05 L	0.189 C + 0.052
0.04 L	0.199 C_B + 0.041
0.03 L	0.209 C_B + 0.030

En cuanto a la componente debida a las olas, se calcula por la expresión:

$$W.B.M. = 22 \cdot b \cdot L^{2,5} \cdot b \cdot K \cdot 10^{-6}$$

TABLA VIII

Valores de b		
Coeficiente de bloque	*Quebranto*	*Arrufo*
0.80	550.0	616.0
0.78	533.5	599.5
0.76	518.1	583.0
0.74	502.7	565.4
0.72	486.2	547.8
0.70	469.7	482.0
0.68	454.2	513.7
0.66	437.8	497.2
0.64	422.4	479.6
0.62	405.9	463.1
0.60	390.5	446.6

El coeficiente b puede encontrarse en la tabla VIII.

El coeficiente K es:

Calado	*Coef. K*
0.06 L	1.00
0.05 L	0.94
0.04 L	0.88

Este método es válido siempre que el trimado sea menor o igual que el 1 por 100 de la eslora.

12.3. *Fórmula aproximada para estimar el valor de la máxima fuerza cortante*

Las características de una curva normal de momento flector en una de las condiciones en que es máximo son:

— Tiene un máximo en el centro o zona central de la eslora.

— Tiene valor cero en los extremos.

— La pendiente en los extremos es nula.

Una curva que podría satisfacer esta condición es:

$$M = \frac{M_\Phi}{2}\left(1 - \cos\frac{2\pi X}{L}\right)$$

La fuerza cortante derivada a partir de dicha curva sería:

$$F = \frac{dM}{dx} = \frac{\pi}{L} M_\Phi \operatorname{sen}\frac{2\pi X}{L}$$

Los valores máximos de la fuerza cortante ocurrirán a L/4 y 3 L/4 desde la perpendicular de popa y serán:

$$F_{max} = \frac{C \cdot M_\Phi}{L}$$

Si la curva de momentos flectores no está de acuerdo con la función trigonométrica antes supuesta, se podría escribir:

$$F_{max} = \frac{C \cdot M_\Phi}{L}$$

La tabla IX da los coeficientes C calculados (diversas fuentes citadas por Muckle en "*Strength of Ship's Structures*").

TABLA IX

Tipo de buque		*Valor de C*
Buque de pasaje	(aguas tranquilas)	3.54
	(en la mar-quebranto)	3.49
Carguero	(en la mar-arrufo)	3.76
B. tanque	(en la mar-quebranto)	4.32
B. tanque	(en la mar-quebranto)	4.24
B. tanque (Murray)	(aguas tranquilas)	6.0
	(efecto olas)	3.5

13. LISTA DE LOS SÍMBOLOS MÁS UTILIZADOS EN EL TEXTO

L = Eslora de escantillonado.
Lpp = Eslora entre perpendiculares.
B = Manga de trazado.
D = Puntal de trazado.
d = Calado de escantillonado.
C_B = Coeficiente de bloque.
V = Velocidad en nudos.
Ms = Momento flector calculado suponiendo aguas tranquilas.
Mw = Incremento de momento flector debido a las olas.
Mt = Momento flector total (= Ms + Mw).
F = Fuerza cortante.
Fs = Fuerza cortante calculada suponiendo aguas tranquilas.
Fw = Incremento de fuerza cortante debido a las olas.
Ft = Fuerza cortante total (= Fs + Fw).
I = Momento de inercia de la Sección respecto a su c. m.
Z = Módulo resistente de la Sección (Z = I/y).
σ_t = Esfuerzo de flexión total.
σ_s = Esfuerzo de flexión causado por Ms.
σ_w = Esfuerzo de flexión causado por Mw.
τ_t = Esfuerzo de cizalla total.
τ_s = Esfuerzo de cizalla debido a Fs.
τ_w = Esfuerzo de cizalla debido a Fw.
e = Espesor del forro.
m = Momento estático de la porción de sección situado sobre el eje neutro, con respecto a dicho eje.
Tc = Toneladas por centímetro de inmersión.
M_1 = Momento para cambiar el asiento un centímetro.
A = Area de la flotación o área de los elementos longitudinales de la c. maestra.
γ = Peso específico.
x_f = Abscisa del c. de flotación respecto a la maestra.
Δ = Desplazamiento.

14. BIBLIOGRAFÍA

1. G. LÓPEZ GARCÍA y V. BENITA: *Estructura del buque.*
2. R. MARTÍN DOMÍNGUEZ: *Cálculo de estructuras de buques.*
3. W. MUCKLE: *Strength of Ship's Estructures.*
4. A. OSORIO DE REBELLÓN Y DORDA: *Cálculo del reparto de esfuerzos cortantes en una sección transversal del barco.* "Ingeniería Naval", julio 1971.
5. LLOYD'S REGISTER: *Standard distribution of light weight for Still Water Bending Moment Calculations.* Report n.º SR64/15/17.
6. LLOYD'S REGISTER OF SHIPPING: *Rules 1976.*
7. AMERICAN BUREAU OF SHIPPING: *Rules 1976.*
8. BUREAU VERITAS: *Rules 1975.*
9. GERMANISCHER LLOYD: *Reglas 1974.*
10. DET NORSKE VERITAS: *Rules 1975.*

XIV SESIONES TECNICAS DE INGENIERIA NAVAL

Islas Canarias, octubre 1976

El bulbo de proa ante la crisis de la energía. Contribución al estudio de sus efectos hidrodinámicos desde el punto de vista económico (*)

José Fernando Núñez. Ing. Naval (**).

Gerardo Polo. Dr. Ing. Naval. Lic. en C. Empresariales (***).

RESUMEN

La prolongada situación de crisis que atraviesa el negocio naviero, como resultado de causas de todos conocidas, obliga a reconsiderar la filosofía del proyecto del buque ensamblando sus aspectos hidrodinámicos con sus condicionamientos económicos. Tras unas consideraciones generales acerca de los efectos del bulbo en las condiciones marineras del buque, se procede al análisis de diversas alternativas reales de proyecto, destacándose los efectos económicos que pueden presentarse en la explotación.

SUMMARY

The now longlasting crisis in the shipping business, recommends that a revision of the philosophy of ship design be made, considering both its hydrodynamic aspects and its economic conditionings. After some general considerations regarding the effect of the bulb on the seakeeping characteristics of a ship, an analysis is made of real design alternatives with special emphasis on the economic effects that can be expected in actual ship operation.

INDICE

1. INTRODUCCION.
2. EFECTOS HIDRODINAMICOS.
3. ANALISIS DE CASOS REALES.
4. ASPECTOS ECONOMICOS.
5. CONCLUSIONES.
6. BIBLIOGRAFIA.

1. INTRODUCCION

Resulta ocioso destacar a estas alturas la gravedad que para el mundo occidental ha significado ese fenómeno conocido por el nombre de crisis de la energía, denominación tal vez poco afortunada, pues, en opinión de algunos, fue la situación monetaria internacional y no el problema energético la verdadera causa de la crisis económica mundial. En cualquier caso, no cabe duda de que las consecuencias de la guerra árabe-israelí de finales de 1973, con el embargo del petróleo primero y la escalada de precios de los crudos después, que a su vez provocó indirectamente la elevación de precios de las materias primas, han ocasionado un grave desequilibrio en la estructura económica de los países occidentales, presentándose el fenómeno —hasta hace poco desconocido— de aparición simultánea de recesión e inflación a escala internacional.

Ciñéndonos concretamente al ámbito del transporte marítimo, el problema ha resultado particularmente grave, pues la crisis ha tenido una doble incidencia sobre el sector: de una parte, el aumento desmesurado de los costes de explotación —no sólo del combustible, aunque su importancia haya sido muy superior a la de otros componentes— y, de otra, la recesión de los países industrializados, que se tradujo en 1974 en un estancamiento general de las economías occidentales para mostrar en 1975 una disminución del producto nacional bruto de éstas del orden del 2,5 por 100 y, como consecuencia directa e inevitable, la reducción del tráfico marítimo mundial. Ello, unido al fenómeno de la «sobreinversión» que caracterizó al último período de alza del mercado de fletes, ha configurado una situación de extrema gravedad para el sector armador, que se ha encontrado con un mercado de transporte marítimo en el que la oferta supera en millones de toneladas de peso muerto a la demanda, lo que ha hecho caer el nivel de fletes a cifras verdaderamente ruinosas para el negocio naviero. La consecuencia inmediata ha sido el amarrre en masa, las cancelaciones en cadena, la falta de nuevos contratos en los astilleros, etc., originándose una situación crítica no sólo para los armadores, sino también para la industria naval.

Por lo que se refiere a los costes de explotación, y más concretamente al consumo, no cabe duda de que el incremento del precio del combustible ha afectado muy seriamente a la economía de los navieros, modificando sensiblemente el escandallo de costes de explotación de los buques. Así, mientras tradicionalmente el combustible había representado un porcentaje muy moderado de los costes totales del transporte marítimo, en la actualidad supone un tanto por ciento muy considerable para cualquier tipo de buque, lo que trastoca, evidentemente, los condicionamientos clásicos de la explotación naviera.

Ante una situación de hecho a la que no se vislumbran perspectivas de mejora, los armadores se han visto obligados a tomar medidas, tratando de aliviar sus economías del gravamen que para las mismas supone la escalada de precios del combustible antes aludida. Estas medidas se refieren principalmente a modificaciones en las condiciones de explotación de los buques en servicio o a cambios más o menos importantes en las características operativas de las nuevas unidades, e incluso a alteración de la propia filosofía del proyecto de éstas.

Es lógico que el problema resulte sustancialmente distinto para la flota actualmente en servicio —concebida, por tanto, con arreglo a unos criterios basados en una situación económica muy distinta de la actual— que para los nuevos buques, en cuyo proyecto puede, naturalmente, tenerse en cuenta la modificación sufrida por la estructura de costes de explotación como consecuencia del encarecimiento del petróleo.

(*) Trabajo presentado por el señor Núñez.

(**) Departamento de Hidrodinámica, Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo.

(***) Cátedra de Economía, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales. Universidad Politécnica de Madrid.

Entre las alternativas más comúnmente empleadas para reducir el consumo de los buques en servicio, tal vez la más importante haya sido la navegación a velocidad reducida; sin embargo, a pesar de la espectacular reducción del consumo que tal medida pueda representar —la disminución de unos tres nudos en la velocidad de un petrolero gigante puede bajar el consumo diario a casi la mitad—, el incremento que experimentan otros costes —amortización, tripulación, seguro, mantenimiento, etc.—, como consecuencia de la mayor duración de un viaje redondo, convierten, cuando menos, en dudosa su eficacia. De hecho, el coste mínimo por tonelada transportada en un buque existente no suele obtenerse a velocidades muy distintas de la de proyecto. No obstante, es evidente que si la velocidad original estuviera muy por encima del óptimo o los precios del combustible llegaran a alcanzar valores hoy todavía inimaginables, la navegación a velocidad reducida podría constituir una solución viable, del mismo modo que hoy día se ha empleado con relativo éxito como alternativa al amarre. Por supuesto, puede haber otros criterios que aconsejen la reducción de la velocidad, como la escasez de combustible, por ejemplo, que podría forzar a elegir como velocidad de servicio aquella que maximizara el número de millas recorrido por tonelada de fuel consumida; pero en este caso el punto de vista económico empresarial cede, evidentemente, ante consideraciones de otro orden.

Otros sistemas empleados como arma por los navieros tras el alza de los precios del petróleo ha sido desde la simple revisión de itinerarios —evitando desviaciones cuyo consumo las hacía antieconómicas ante el nivel alcanzado por los costes de combustible— al empleo de fuel-oil más pesado en las plantas propulsoras, pasando por las lógicas medidas tendentes a mantener en mejores condiciones el casco y la maquinaria principal de los buques: mayor frecuencia en las subidas a dique para limpieza de fondos, empleo de pinturas de mayor calidad en la obra viva y flotación, mayor atención a las revisiones periódicas de motores, limpiezas submarinas del casco, etc. Es necesario, sin embargo, en cada caso proceder a un análisis de la explotación para decidir cuál o cuáles de entre las medidas apuntadas pueden resultar beneficiosas desde el punto de vista económico.

Por lo que se refiere a los nuevos buques, es lógico que los efectos de la crisis hayan afectado desde el primer momento incluso a las características operativas de los mismos: peso muerto y/o cubicación de bodegas y velocidad, de forma que los nuevos condicionamientos económicos determinen unos valores óptimos que diferirán, sin duda, de los correspondientes a los buques tradicionales en tráficos similares. Ello puede resultar particularmente destacado en lo que concierne a la velocidad, dándose el caso, por ejemplo, de que en buques grandes un aumento de coste del orden de 1.000 ptas/tonelada puede hacer aconsejable la reducción de la velocidad de proyecto de tres décimas a un nudo, aproximadamente.

La propia filosofía de proyecto de un buque puede verse afectada por las consecuencias de la crisis energética, cuya incidencia en la estructura de costes del transporte marítimo hace aconsejable una revisión de los métodos tradicionales para profundizar seriamente en la repercusión económica de los aspectos hidrodinámicos del proyecto.

A este respecto es preciso señalar que la crisis de la energía ha confirmado a la hidrodinámica como uno de los campos de investigación más apremiantes para la ingeniería naval. La tantas veces aludida distorsión en el escandallo de costes de explotación de los buques exige dedicar la máxima atención al problema de la determinación de las características principales, parámetros de forma y coeficientes de la carena, relaciones dimensionales, etc., de suerte que sea posible fijar con razonable precisión el consumo de combustible en diversas alternativas para, por medio de un estudio paramétrico, en el que se hagan intervenir los costes de construcción en cada caso, pueda llegarse a la solución óptima desde el punto de vista económico.

En este sentido el bulbo de proa puede constituir una eficaz arma de defensa ante la crisis energética, debido a la reducción de resistencia que entraña, por una parte, la suavización de los ángulos de entrada inherente a la adopción del bulbo y, por otra, el fenómeno de interferencia entre el campo hidrodinámico parcial creado por el bulbo y el más general correspondiente a la carena. Reducción de resistencia que puede traducirse bien en una economía de potencia no despreciable, bien en un aumento de la velocidad del buque.

Tal vez pueda resultar pasado de moda hablar del bulbo en 1976, cuando se lleva tantos años utilizando en tan distintos tipos de buque. Sin embargo, no es menos cierto que en la actualidad sigue ofertándose por parte de los astilleros y, por supuesto, construyéndose, un considerable número de buques en los que la adopción del bulbo de proa podría constituir una medida claramente positiva para mejorar la rentabilidad de la explotación.

No queremos decir con ello, por supuesto, que todos los buques deban llevar bulbo. La decisión dependerá, naturalmente, del tipo de buque, velocidad, servicio e itinerarios previstos, tiempo de navegación en lastre, media carga o plena carga, etc., y siempre tras un estudio que permite determinar con aceptables garantías su posible conveniencia.

Dentro de las líneas de investigación que les son propias, constituye una obligación para los autores poner de manifiesto la necesidad de una cada vez más íntima colaboración entre las actividades técnicas y económicas. Del estrecho contacto, del trabajo en equipo —astilleros, armadores, oficinas técnicas, centros de investigación—, deben surgir, a no dudarlo, respuestas a algunos de los numerosos problemas que tiene planteados el sector.

2. EFECTOS HIDRODINAMICOS

Desde hace mucho tiempo los arquitectos navales han buscado con insistencia algún medio de reducir la altura de las olas originadas por la perturbación local de presión que se forma en la proa del buque durante su marcha.

Los espolones sumergidos de los buques de guerra, proyectados hacia proa por debajo de la línea de flotación, eran norma obligada en el proyecto de la obra viva de estos buques hace más de un siglo. Cuando Taylor inició sus investigaciones para definir los modelos de su hoy famosa Serie Standard, una de las formas que utilizó como base fue las del crucero acorazado británico «LEVIATAN», sospechando que el espolón lanzado hacia proa de este buque jugaba un papel definitivo en su mejor comportamiento en la mar. Con anterioridad, Froude ya había aplicado intuitivamente la idea del bulbo en su modelo del «SWAN», corrido en el río Dart antes de que se construyera el primer Canal de Experiencias en Torquay. Según palabras del almirante Taylor, la modificación de la carena consistía en «sustituir las líneas finas que terminan en la proa del buque por debajo de la línea de flotación por otras que se van engrosando paulatinamente hasta formar una falsa proa inicial semejante a la de un pequeño barco; éste crea una pequeña ola que, al interferir con la creada por la proa verdadera, situada más a popa, tiende a neutralizar, o por lo menos a amortiguar, el sistema de olas total y, por tanto, reduce la resistencia del buque a la marcha».

Lo expuesto más arriba goza de plena vigencia en cuanto a su aplicación a los buques actuales. Efectivamente, se ha comprobado en muchas ocasiones que cuando los sistemas de olas generados por la proa y la popa de un buque están desfasados, la resistencia a la marcha disminuye apreciablemente. Evidentemente, este desfase se puede conseguir modificando los parámetros fundamentales del buque, pero parece razonable afirmar que la reducción de resistencia se puede alcanzar también por medio de la creación artificial de otro sistema de olas que interaccione con el propio del buque, lo que se puede conseguir con la incorporación de un bulbo de proa. Ya en 1932 Thews, utilizando un modelo de 2,5 pies de eslora, realizó ensayos en el Canal de Washington; en primer lugar corrió el modelo aislado, después corrió sólo un bulbo sumergido y, por último, incorporando el bulbo a la carena, realizó otra serie de corridas. Por superposición gráfica de los perfiles de las olas creadas por el modelo y el bulbo considerados aisladamente, ob-

tuvo un perfil muy semejante al del modelo dotado de bulbo. En la figura 1 pueden verse los resultados de estos experimentos.

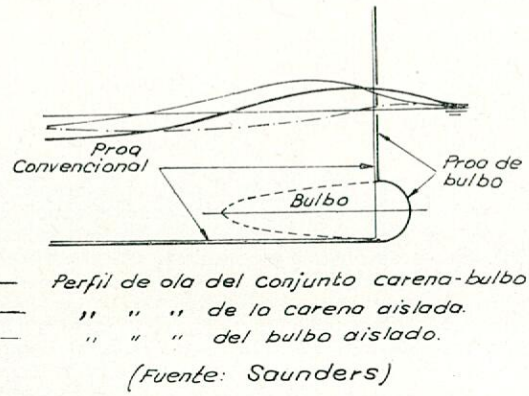


Figura 1.

A pesar de que en un principio el bulbo fue considerado, tal vez un poco a la ligera, como un apéndice simplemente que no debía incluirse en el conjunto de las formas del buque, los ensayos realizados con modelos demostraron su importancia, particularmente para valores altos del número de Froude, importancia que se vio confirmada por la experiencia obtenida para buques en servicio.

En 1935 Wigley, en el laboratorio William Froude, de Teddington, introdujo en el proyecto del bulbo de proa las teorías acerca de la resistencia por formación de olas desarrolladas por Havelock muy poco antes. Para ello consideró la combinación de un buque y un elipsoide de revolución (este último sustituyendo al bulbo, con objeto de simplificar el problema), navegando ambos a igual velocidad.

Además de despreciar los efectos de turbulencia y viscosidad, supuso que la altura de la ola generada es siempre pequeña comparada con su longitud y que las velocidades debidas a la ola son también pequeñas en comparación con la del buque.

Después de un estudio muy completo —cuya exposición se sale de los límites de este trabajo— de los efectos combinados de la carena y el bulbo aplicados a formas simples conocidas cuyo análisis ya había desarrollado Havelock anteriormente, Wigley llegó a una expresión de la resistencia por formación de olas de la carena con el bulbo incorporado, cuya forma es:

$$\left.\begin{aligned} R_C = \frac{1}{4}\pi\rho C^2 \int_0^{\pi/2} (F_H^2 + F_B^2 + 2F_H F_B \cos \cdot \\ \left[(d - L/2)\, K \sec\theta\right] \cos^3\theta \, d\theta = R_H + R_B + \frac{1}{2}\pi\rho C^2 \cdot \\ \int_0^{\pi/2} F_H F_B \cos\left[(d - L/2)\, K \sec\theta\right] \cos^3_\theta \, d\theta = \\ = R_H + R_B + R_I \end{aligned}\right\} \quad [1]$$

donde:

R_C = Resistencia por formación de olas del conjunto carena-bulbo.

R_H = Resistencia por formación de olas de la carena.

R_B = Resistencia por formación de olas del bulbo.

R = Resistencia de interferencia del bulbo y la carena.

C = Velocidad de la ola.

g = Aceleración debida a la gravedad.

K = g/c^2.

L = Eslora del buque.

d = Distancia del centro del bulbo a la proa de la carena.

θ = Angulo comprendido entre el eje x (tomado en la dirección del movimiento del buque) y un elemento del sistema de olas.

F_H = Función de la resistencia por formación de olas de la carena.

F_B = Función de la resistencia por formación de olas del bulbo.

El término

$$R_I = \frac{1}{2}\pi\rho C^2 \int_0^{\pi/2} F_H F_B \cos\left\{(d - L/2)\, K \sec\theta\right\} \cos^3\theta \, d\theta \quad [2]$$

podrá ser positivo o negativo, dependiendo de la posición relativa de la carena y el bulbo y de la velocidad.

No obstante, para que el bulbo sea efectivo, no sólo debe ser negativo R_I, sino, además, mayor en valor absoluto que la resistencia total que ofrece el bulbo.

En términos reales, y ateniéndose a la descomposición que en la International Towing Tank Conference de 1966 se hace de la resistencia a la marcha de un buque, la resistencia total del conjunto carena-bulbo puede quedar de la forma:

$$R_T = R_V + R_W = R_{VH} + R_{WH} + R_{VB} + R_{WB} + R_I \quad [3]$$

donde:

$R_{VH} + R_{VB}$ = RESISTENCIA VISCOSA de la carena y el bulbo, que comprende, además de la resistencia friccional —debida a la integración de las fuerzas tangenciales que se ejercen sobre la superficie del casco—, la resistencia viscosa de presión y la resistencia debida a las olas rompientes.

$R_{WH} + R_{WB}$ = RESISTENCIA POR FORMACION DE OLAS, que equivale a la energía disipada al formar el tren geométrico de olas que acompaña a la carena y al bulbo.

Por medio de la ecuación (3) es posible deducir la mejor posición y clase del bulbo para que se satisfaga la condición:

$$|R_I| > |R_{FB} + R_{WB}| \quad [4]$$

De sus estudios teóricos, Wigley obtuvo las siguientes conclusiones:

1. Para que un bulbo sea efectivo, la velocidad del buque debe estar comprendida dentro del intervalo $0{,}24 \leq F_n < 0{,}57$.
2. Cuanto peor sea la carena desde el punto de vista de resistencia por formación de olas, mayor ganancia debe esperarse del bulbo, y viceversa.
3. A menos que las líneas de agua sean extremadamente cóncavas, la mejor posición del bulbo es con la protuberancia lanzada fuera de la carena hacia proa.
4. El bulbo deberá extenderse tan hacia abajo como sea posible, siempre que su intersección con las propias formas del buque se realice suavemente.
5. La longitud del bulbo debe ser moderada, no así su anchura, con tal de que se consiga una buena unión con las formas de la carena.
6. La parte superior del bulbo no debe estar demasiado próxima a la superficie del agua; es aconsejable que la inmersión de la parte alta del bulbo no sea inferior a su propia altura.

Los trabajos analíticos de Wigley fueron complementados por medio de la experimentación con modelos de buques dotados de distintas clases de bulbo —variando tanto el volumen como la posición del bulbo— corridos a diferentes velocidades. En aquellos casos en que Wigley recomienda el empleo del bulbo, su efecto neutralizador en el sistema de olas generadas por el buque fue más que

suficiente para superar la resistencia debida a la presión dinámica que ofrece el bulbo y al aumento de resistencia de fricción por el incremento de superficie mojada.

Los estudios de Wigley no encontraron aplicación inmediata a una generalización del empleo de las proas de bulbo por las razones siguientes:

a) Wigley consideraba solamente el aspecto de interferencia de olas, el cual es sólo una parte del efecto de los bulbos.

b) El campo de aplicación de los bulbos de proa es mucho más amplio que el enunciado por Wigley.

c) En el trabajo de Wigley no se estudio el efecto de las posibles modificaciones en las formas de las secciones del bulbo, siendo así que la configuración del bulbo tiene una importancia grande en sus posibles efectos de disminución de resistencia.

En los años sesenta se ha generalizado el empleo de bulbos de proa, especialmente debido a los trabajos llevados a cabo en Japón por numerosos investigadores, entre los que sobresale Inui.

Ensayos realizados en Japón por Tagori y otros, mediante la observación de los torbellinos formados por buques de formas llenas, permitieron comprobar que, en muchos casos, el bulbo evita los torbellinos de proa, lo que hace que aumente el efecto de succión sobre la popa, dando lugar a un mayor trimado a popa y a una modificación de la resistencia viscosa de presión.

El efecto del bulbo sobre la resistencia viscosa de presión está relacionado estrechamente con la interdependencia entre el bulbo y la carena y, en particular, con la situación del bulbo respecto a la superficie libre.

Ya que el efecto de formación de olas de una perturbación de presión disminuye exponencialmente con la profundidad, la mayor parte de la resistencia de presión ocurre en líneas de agua muy bajas, para tener efecto en las olas superficiales. Un bulbo situado por debajo de la mitad del calado ha de tener poco efecto en la resistencia de formación de olas, la cual es pequeña para buques lentos, siendo, en cambio, su efecto importante en la reducción de la presión viscosa.

Para buques pequeños con valores altos de F_n —0,30 a 0,37— los experimentos de Doust han demostrado que, utilizando el bulbo, la resistencia de un buen proyecto convencional puede reducirse del orden de un 10 a un 15 por 100; como, por otra parte, el coeficiente propulsivo sufre un incremento que varía entre un 4 y un 5 por 100, pueden alcanzarse, en algún caso, reducciones de potencia en aguas tranquilas de hasta un 20 por 100 para la misma velocidad.

Desde otro punto de vista, cuando se decide la adopción de un bulbo de proa en una carena ya definida, el aumento de volumen de desplazamiento que supone dicha adopción en el extremo de proa puede no ser aconsejable ni aun permitido en muchas ocasiones. Según esto, para mantener inalterable el desplazamiento y la posición del centro de carena, es necesario realizar una redistribución del volumen, trasladando parte del mismo desde otras zonas de la carena hasta el pie de la roda. A veces lo que puede hacerse para materializar el bulbo es tomar el volumen necesario de la misma proa en la zona cercana a la flotación. En algunos casos el proyecto de un bulbo adecuado puede implicar una disminución definida del área de flotación, a la vez que un afinamiento del ángulo de entrada. Este proceso supone, además de la función específica del bulbo, dos implicaciones secundarias que, por su contribución al mejor comportamiento del buque, merecen destacarse:

— Se consigue afinar las líneas de agua cerca de la flotación en el extremo de proa más de lo que permite la distribución longitudinal de volúmenes en el buque sin bulbo. Los problemas que pudieran presentarse desde el punto de vista estructural pueden evitarse, ya que el ensanchamiento del bulbo suministra suficiente rigidez transversal a la estructura del buque como para compensar el estrechamiento de la flotación.

— Al situarse el volumen trasladado en una posición muy por debajo de la superficie, se produce una menor resistencia por formación de olas que si estuviera situado en la flotación.

Merece reseñarse, además, el hecho de que el bulbo de proa puede ser instalado en buques ya en servicio aprovechando alguna de las obligadas paralizaciones para las visitas periódicas, pudiendo tenerse prefabricado en el astillero para su montaje en dique, constituyendo la obra, en conjunto, una operación relativamente sencilla, rápida y que, en general, no interfiere con las reparaciones que lógicamente se efectuarán al mismo tiempo. Siempre que el proyecto sea cuidadoso, la acción de un bulbo postizo, incluso en su forma constructiva más simple, es muy similar a la de un bulbo integral, ya que, en general, los efectos provocados por la turbulencia que se origina en la intersección de la carena con el bulbo son de poca entidad en cuanto a la resistencia a la marcha se refiere.

Por otra parte, es preciso recordar que la reducción de resistencia antes aludida, que puede representar una ganancia de velocidad en aguas tranquilas de algunas décimas de nudo o la disminución en un porcentaje apreciable de la potencia necesaria para alcanzar la velocidad de proyecto, no constituye, ni mucho menos, la única ventaja derivada de la eventual adopción del bulbo. Es evidente que, a medida que el sistema de olas a través del cual navega el buque va haciéndose más severo, la potencia necesaria para mantener la velocidad va aumentando. Este incremento de potencia es debido principalmente al aumento de resistencia que experimentan la carena y los apéndices, pero también a la disminución del coeficiente propulsivo provocado por las condiciones más duras en que trabaja la hélice. Si el equipo propulsor está trabajando próximo a su máxima potencia, un empeoramiento de la mar supondrá una reducción de velocidad; más aún, si la severidad de la mar es muy acusada, los movimientos de cabeceo y los efectos de «slamming» pueden ser tan violentos que obliguen al capitán a reducir la velocidad bastante por debajo de la que, en relación con la potencia disponible, pudiera desarrollar. Esta reducción voluntaria de la velocidad suele darse en buques mercantes de coeficiente de bloque medio cuando la velocidad del viento es de Beaufort seis o mayor. La reducción de velocidad disminuye, como era de esperar, a medida que la dirección predominante de las olas va cambiando desde la proa hasta el costado, tal como puede verse en la figura número 2.

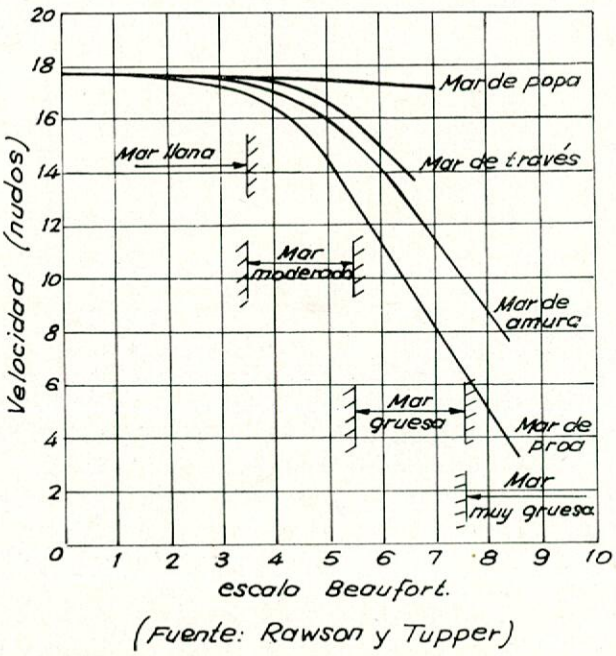


Figura 2.

Pese a las opiniones contradictorias al respecto, parece claro que, al menos en muchos casos, el bulbo de proa supone una sustancial mejora en cuanto a la disminución de la velocidad en olas se refiere y, en general, un mejor comportamiento del buque en la mar con tiempos duros. Ello es particularmente importante, pues son harto conocidos los desfavorables efectos del «slamming» y, en general, del cabeceo y los fuertes pantocazos en la navegación, que ocasionan frecuentes averías en los fondos de proa, obligando a moderar la máquina —como hemos tenido ocasión de ver— tan pronto se endurecen las condiciones de la mar. Parece que el efecto de la proa de bulbo sobre el «slamming», consistente fundamentalmente en correr hacia proa la región de presiones máximas, se traduce, en general, en una reducción de los impactos, lo que permite mantener —aun en condiciones de mar poco favorables— la velocidad del buque sin necesidad de moderar. Por supuesto, en la disminución del número y la violencia de los pantocazos influye grandemente el proyecto del bulbo: formas en U o V, altura, volumen, etc. Por ello es de suma importancia acomodar el diseño a las necesidades previsibles: navegación en lastre, navegación en plena carga, asiento, etc.

3. ANALISIS DE CASOS REALES

De acuerdo con la filosofía expuesta, a continuación se presentan tres casos reales que constituyen claro exponente de las ventajas que la adopción del bulbo de proa puede representar en situaciones de problemática muy diversa. La elección de los buques no es casual: obedece tanto al hecho, ya enunciado, de que las condiciones de explotación de los buques son radicalmente diferentes entre sí —lo que condicionó las decisiones a adoptar en cada caso y aun el propio planteamiento del problema—, cuanto a la participación de los autores en los trabajos desarrollados y la experiencia obtenida en la operación de algunos de los buques.

1. Buque frigorífico de 115.000 pies cúbicos «PLAYA DEL MEDANO»

Características principales:

Lpp = 80,800 m.

B = 13,600 m.

H = 8,150 m.

Tm = 4,850 m. (trazado)

δ = 0,62985.

Motor de 3.470 BHP a 248 r. p. m.

Se trata de una modificación de una carena existente. En principio, el buque, dotado de proa convencional y ensayado en Canal con resultados satisfactorios, alcanzó sin problemas la velocidad prevista en pruebas oficiales.

Una vez el buque en servicio, se observaron, con mal tiempo, y fundamentalmente en la condición de lastre, fuertes pantocazos, lo que originaba deformaciones estructurales en los fondos de proa, pérdidas en el pique, etc.

Con objeto de mejorar las condiciones de navegabilidad, se decidió estudiar la posible incorporación de un bulbo que se pudiera adosar a la proa original del buque; la finalidad de la operación era doble: por un lado, reducir en la medida de lo posible el asiento excesivo en la condición de lastre, aumentando la capacidad del pique de proa y disponiendo un lastre fijo en el bulbo si a ello hubiera lugar, y, por otro, aumentar, si fuera posible, la velocidad real de servicio.

El diseño del bulbo, acomodado a los anteriores condicionamientos, es clásico del Canal de El Pardo: de tipo peonza, con formas en V en su parte inferior —para facilitar su inmersión y así disminuir el efecto de los pantocazos— y ancho y plano en su parte superior —con objeto de amortiguar el cabeceo—; tanto la protuberancia como la relación de áreas se fijaron convenientemente en función del número de Froude (figura número 3).

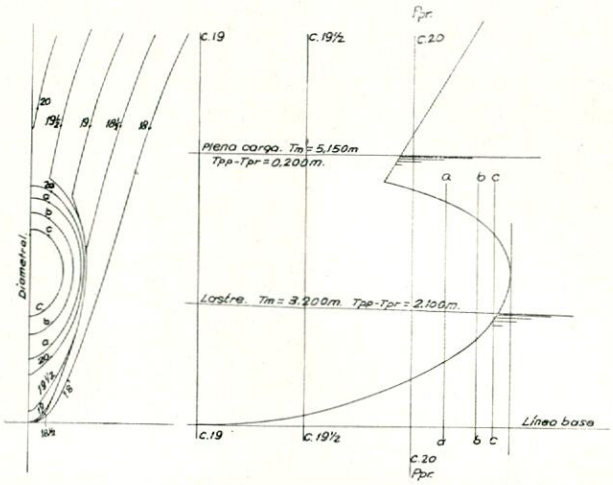


Figura 3.

Se realizaron ensayos de autopropulsión tanto para la carena original como para la carena con el bulbo incorporado en situación de plena carga (con calado algo superior al de proyecto primitivo) y en situación de lastre. A la vista de los resultados, recogidos en el gráfico número 1, se confirmaron las previsiones iniciales, que pueden resumirse como sigue:

— Aumento de velocidad, cifrado en tres décimas de nudo al calado de plena carga.

— Velocidad en lastre prácticamente equivalente en las dos carenas, resultado que podría haberse mejorado, evidentemente, mediante un proyecto alternativo de bulbo, pero que habría resultado menos favorable desde el punto de vista de comportamiento en la mar, principal objetivo de la modificación.

Los resultados en servicio del buque han confirmado plenamente las expectativas: las mejores condiciones de asiento, unidas al efecto de las especiales formas del bulbo, han suavizado las condiciones de navegación en

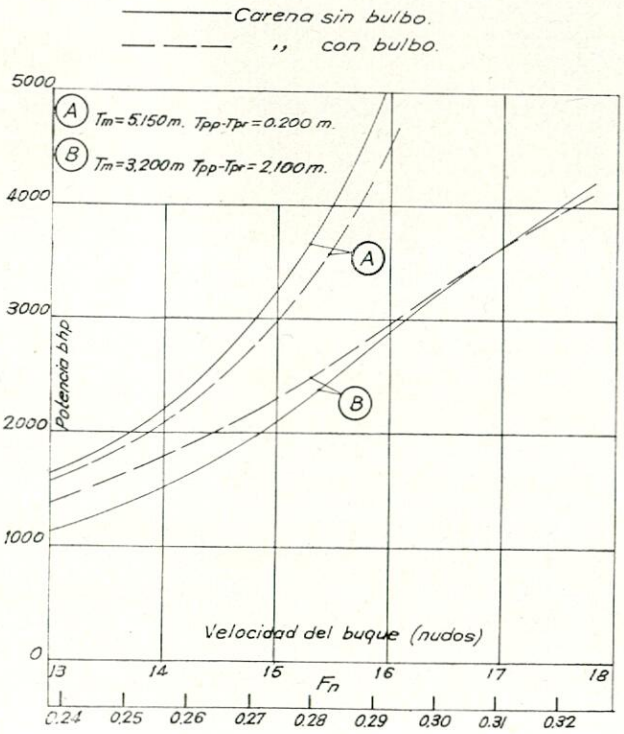


Gráfico n.º 1.

lastre, reduciendo considerablemente el «slamming» y disminuyendo la amplitud del cabeceo; por otra parte, se ha constatado un aumento de la velocidad media en servicio del orden de dos décimas de nudo, si bien con tiempos duros la pérdida de velocidad se reduce en 1,5/2 nudos con respecto a la carena sin bulbo. El capitán del buque ha señalado concretamente que estima que la disminución del efecto de los pantocazos alcanza a un 60 por 100 aproximadamente, destacando como hechos muy significativos las mejores condiciones de navegabilidad y el mayor confort de la tripulación, antes muy castigada; por otra parte, es preciso mencionar que algunos problemas específicos de máquinas que padecía el buque antes de la modificación como consecuencia de los fuertes pantocazos —rotura de tirantes, problemas en los anclajes del motor principal, etc.— han desaparecido prácticamente tras la instalación del bulbo.

2. Fruteros de 7.500 metros cúbicos «DELFIN DEL ATLANTICO» y «DELFIN DEL MEDITERRANEO»

Características principales:

Lpp = 104,500 m.
B = 16,200 m.
H = 9,450 m.
Tm = 6,600 m.
δ = 0,655.

A partir de unas formas originales proyectadas por SENER, se procedió a optimizar el bulbo de proa teniendo en cuenta que el buque estaba previsto para navegar fundamentalmente con carga de plátanos a un calado Tm. = 4,000 m., apreciablemente inferior al calado de plena carga Tm. = 6,600 m.

Tomando como base las formas originales, se procedió a proyectar dos variantes de bulbo de proa, pudiendo observarse en la tabla I los parámetros fundamentales de los tres bulbos, referidos al calado normalizado de trazado de Tm. = 5,800 m.

Tabla I

	Proyecto original	Modificación I	Modificación II
Protuberancia (% de Lpp)	1,58	2,70	2,58
Area C.20 / Area C.	0,0616	0,0906	0,0609
Δ, toneladas	6382,2	6399,6	6384,7
Xcc/Lpp, %	1,325 popa	1,181 popa	1,303 popa

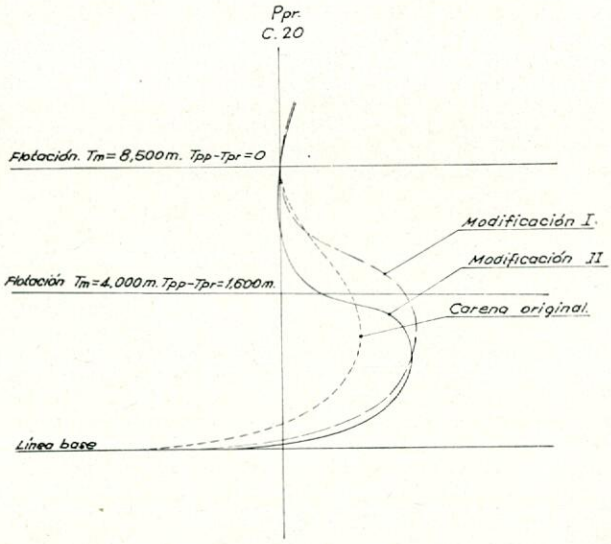


Figura 4.

En la figura 4 se muestra una sección por crujía de los tres bulbos proyectados para el buque.

La planta propulsora instalada era capaz de desarrollar una potencia de 5.750 BHP a 227 r. p. m., estando previsto su funcionamiento en servicio al 80 por 100 de la mencionada potencia.

Los resultados obtenidos en los ensayos de autopropulsión, utilizándose en todos ellos el mismo propulsor, pueden verse en la tabla II.

Los resultados expuestos indican una clara mejoría de la modificación I sobre la original para la situación de plena carga (Tm. = 6,600 m.). Por lo que se refiere a las situaciones de carga de plátanos (Tm. = 4,000 m.) y lastre (Tm. = 3,800 m.), las diferencias entre ambas carenas son mínimas, siendo ligeramente mejor la modificación I que el bulbo original. Por esta razón se consideró que los resultados obtenidos no justificarían, en principio, la modificación de la carena original.

Sin embargo, los resultados de la modificación II muestran que esta carena, con el bulbo especialmente adaptado a los calados de plátanos y lastre, dan lugar a unas características propulsivas que se consideran muy favorables para la explotación, ya que las mejorías máximas tienen lugar para las velocidades de servicio con el 80 por 100 de la potencia máxima continua prevista.

La experiencia en operación del buque con el bulbo de la modificación II ha confirmado la bondad del proyecto, señalándose como cualidad más significativa la capacidad de mantener la velocidad en servicio, sin que se presenten problemas especiales de cabeceo y pantocazos.

Tabla II

Tm. m.	Tpp-Tpr m.	Condiciones supuestas	BHP	Velocidad en nudos		
				Original	Modificación I	Modificación II
6,600	0	Servicio	4,600	15,50	15,82	15,07
6,600	0	Pruebas	5,750	16,78	17,08	16,58
4,000	1,600	Servicio	4,600	17,04	16,90	17,44
4,000	1,600	Pruebas	5,750	18,65	18,85	18,96
3,800	1,000	Servicio	4,600	17,20	17,08	18,02
3,800	1,000	Pruebas	5,750	19,04	19,10	19,65

3. Buques madereros de 7.850 toneladas de peso muerto «SOROLLA», «RIBERA» y «PINAZO»

Características principales:

Lpp = 114,000 m.
B = 17,500 m.
H = 8,250 m.
Tm = 7,180 m.
δ = 0,7375.
Motor: 3.500 BHP a 210 r. p. m. («SOROLLA» y «RIBERA»).
4.200 BHP a 170 r. p. m. («PINAZO»).

Aunque la carena con proa convencional fue ensayada en su día —«SOROLLA» y «RIBERA» fueron entregados a sus armadores en 1967— y los resultados en servicio fueron altamente satisfactorios durante el período de construcción del «PINAZO» —entregado en 1972—, cuyas formas eran idénticas a las de los anteriores, se suscitó el problema de determinar la posible conveniencia de incorporar un bulbo que mejorara las cualidades hidrodinámicas de la carena.

Al realizarse los ensayos de la carena con proa de bulbo se repitieron los ensayos originales con el objeto de poder comparar las dos carenas en situaciones idénticas de temperatura y estado del agua, tarado de dinamómetros, factores personales, etc. Por otra parte, todos los ensayos fueron realizados con la misma hélice para evitar diferencias que pudieran atribuirse a los distintos regímenes de los equipos propulsores.

El bulbo incorporado finalmente al «PINAZO» fue proyectado por la firma suiza MAIERFORM —autora, por otra parte, de las formas originales—; es del tipo SV y ha sido aplicado en numerosos buques. La filosofía adoptada en estos bulbos obedece a una doble preocupación:

— Por un lado, reducir la potencia propulsiva del buque en la misma porporción en carga y lastre para una velocidad determinada.

— Por otro, reducir el peligro de los pantocazos y de las vibraciones en la zona del bulbo con mala mar.

Las experiencias realizadas han confirmado que, debido a las formas peculiares de este tipo de bulbos, la resistencia a la marcha del buque en plena carga disminuye considerablemente y que, en lastre, los resultados son prácticamente los mismos que los que tendría una carena de más eslora.

De la observación de los ensayos comparativos realizados con las dos variantes de carena (gráfico 2) puede deducirse que las cualidades expuestas más arriba quedan plenamente confirmadas a la vista de los resultados obtenidos para la carena con bulbo de proa. La ganancia atribuible al bulbo, considerando la zona de velocidad donde operará el buque normalmente, es muy similar en todos los calados ensayados, pudiendo decirse que la mejoría que en este caso se obtiene con la proa de bulbo es, a igualdad de potencia, algo superior a medio nudo. En el gráfico número 3 puede verse la economía de potencia conseguida en cada una de las distintas situaciones, economía que oscila entre el 10 y el 14 por 100.

A la vista de la experiencia obtenida en casi cuatro años de servicio, y de acuerdo con distintos informes emitidos por el capitán, el comportamiento del buque ha confirmado satisfactoriamente las previsiones, pudiendo subrayarse los siguientes hechos:

— El aumento de velocidad media del buque, en opinión del capitán, que ha navegado en las tres unidades, puede considerarse, efectivamente, del orden de cinco décimas.

— No obstante lo anterior, la ventaja de la proa de bulbo es acusadamente mayor con mal tiempo que con mar llana; cuando el buque empieza a cabecear —y

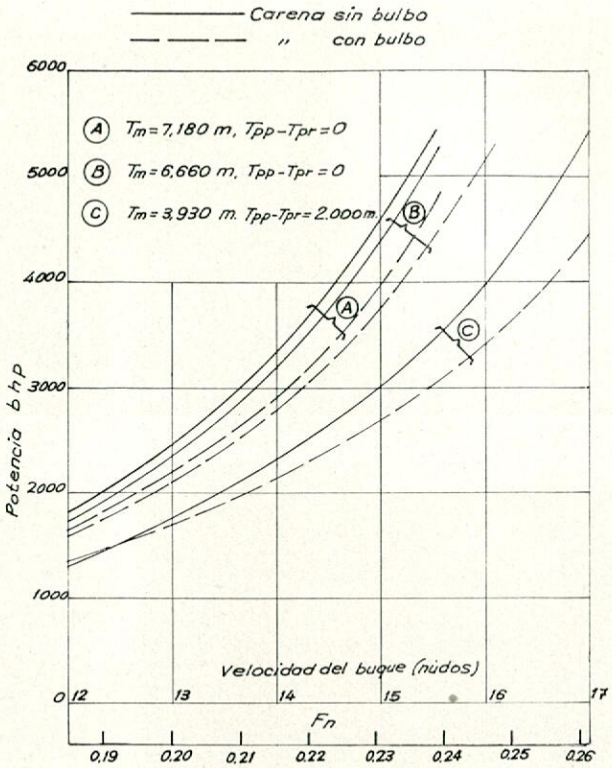


Gráfico n.º 2.

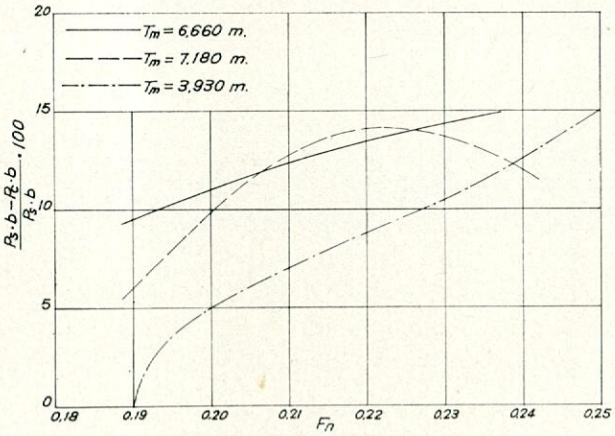


Gráfico n.º 3.

muy especialmente navegando en lastre—, el bulbo contribuye a amortiguar el movimiento, evitando la emersión de la hélice, con los conocidos perjuicios que origina. En los buques sin bulbo este problema se presenta bajo condiciones severas de la mar, obligando a reducir las revoluciones del motor. De acuerdo con esto, la pérdida de velocidad en tiempos duros es considerablemente menor en el buque con bulbo: si navegando con una velocidad próxima a los 14 nudos se entra en zona de mal tiempo —con vientos del orden de Beaufort 8—, la velocidad se reduce a unos 10/11 nudos, no observándose sobrecarga en la planta propulsora; en los buques sin bulbo, bajo iguales condiciones de viento y mar, la velocidad desciende a unos 7/8 nudos. Esta diferencia de 2/4 nudos debe, lógicamente, reducirse a efectos comparativos en un nudo, aproximadamente, para tener en cuenta la mayor potencia del motor principal del «PINAZO».

— Los fondos de proa no muestran traza alguna de deterioro debido a los pantocazos.

— El capitán ha comprobado que los esfuerzos provocados por los movimientos del buque en mar gruesa son considerablemente menores que en los buques sin bulbo, particularmente en la condición de lastre.

— Puestos a buscar algún inconveniente, el capitán afirma que la única desventaja presentada por la proa de bulbo puede ser el acostaje, que debe efectuarse con mayor precaución que en los otros buques, lo cual, sin embargo, no ha dado lugar a problema alguno en servicio.

4. ASPECTOS ECONOMICOS

En lo que sigue se procede a sentar las bases de lo que puede ser el análisis económico de la explotación de un buque partiendo de los resultados de los ensayos en Canal de la correspondiente carena con y sin bulbo.

Es obvio que el doble efecto del bulbo —aumento de la velocidad o disminución de la potencia necesaria— exige un tratamiento económico distinto en cada caso, según se vaya a hacer uso de una u otra de sus cualidades.

Dos son los factores primordiales que condicionan la decisión de adoptar bulbo de proa para un buque determinado: las expectativas del nivel de fletes y el coste del combustible. En coyunturas alcistas del mercado de transporte marítimo convendrá probablemente aprovechar las ventajas derivadas de la mayor velocidad que confiere el bulbo a la carena; por el contrario, en situaciones de depresión posiblemente será aconsejable navegar a la velocidad correspondiente a la de la carena sin bulbo, aprovechando, en cambio, la ventaja del ahorro de potencia —y, por tanto, de consumo— proporcionado por el bulbo. En general, cuanto mayor sea el coste del combustible, más probable será que el aprovechamiento máximo del bulbo se obtenga a través de la economía de potencia y no mediante el incremento de velocidad.

A continuación se analiza el caso de un buque real, cuya carena—con y sin bulbo—se ensayó en el Canal de El Pardo, obteniéndose los resultados recogidos en gráfico número 4. Se trata de un carguero polivalente de unas 15.000 toneladas de peso muerto, dotado de un motor principal de 8.500 BHP a 570 r. p. m., obteniéndose en la hélice, a través de reductor, 170 r. p. m. De acuerdo con lo especificado por el armador, el motor debe trabajar en servicio a un 85 por 100 de su potencia aproximadamente.

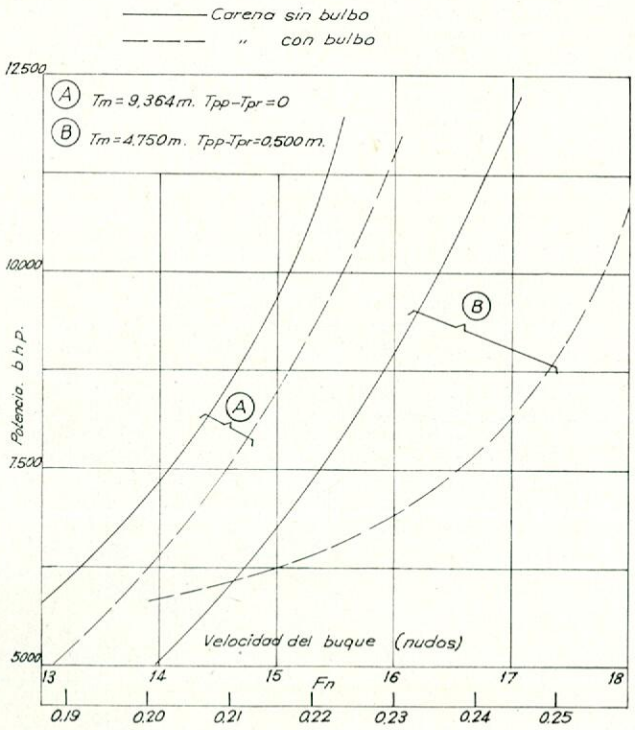


Gráfico n.º 4.

Las características principales del buque son:

Lpp = 130,400 m.
B = 21,000 m.
H = 12,400 m.
Tm = 9,364 m.
δ = 0,739.

La tabla III recoge los valores correspondientes a la velocidad obtenida por las carenas con bulbo y sin bulbo en lastre y plena carga cuando el motor desarrolla una potencia de 7.250 BHP.

Tabla III

Carena con bulbo	Carena sin bulbo	
14,45 nudos	13,95 nudos	Plena carga, en servicio con 7.250 BHP
16,35 nudos	15,25 nudos	Lastre, en servicio con 7.250 BHP
15,08 nudos	14,38 nudos	Velocidad media ponderada en servicio

Por su parte, la tabla IV muestra la potencia desarrollada por el motor principal cuando la carena con bulbo desarrolla las velocidades en plena carga y lastre que correspondían al buque sin bulbo para la potencia antes indicada de 7.250 BHP.

Tabla IV

Carena con bulbo	Carena sin bulbo	
6.325 BHP	7.250 BHP	Plena carga, en servicio a 13,95 nudos
6.375 BHP	7.250 BHP	Lastre, en servicio a 15,25 nudos
6.341,5 BHP	7.250 BHP	Potencia media ponderada en servicio

Como puede verse, la acción del bulbo de proa resulta en este caso sumamente espectacular, pues proporciona bien un aumento de la velocidad media en servicio de 0,70 nudos, bien una reducción de la potencia necesaria de un 12,5 por 100 con respecto a la carena sin bulbo.

Prescindiremos en principio del aumento de velocidad que supone el bulbo en navegación con mal tiempo—o, lo que es lo mismo, de la reducción de la pérdida de velocidad en olas—, lo que elevaría sustancialmente el incremento medio de la velocidad en servicio del buque con bulbo. Ello es una medida de tipo conservador a efectos del cálculo, pero no sería extraño que el aumento real de velocidad media fuera bastante próximo a un nudo.

En cualquier caso, resulta evidente que el buque con bulbo podría hacer los mismos viajes que el buque sin bulbo en un tiempo inferior, quedando, por tanto, un margen de días a su favor para proseguir su explotación.

Clasifiquemos de forma esquemática los principales componentes del coste del buque a lo largo del año y analicemos las diferencias que se producirán en la explotación del mismo en las los alternativas planteadas:

— Costes fijos (tripulación, seguros sociales, reparaciones, amortización, seguros, gastos generales, etcétera).

— Gastos de puerto (incluido paso de canales, etc.).

— Consumos (combustible, aceite, etc.).

El primer término—costes fijos—prácticamente es el mismo en el buque con bulbo que en el buque sin bulbo (prescindiendo de la amortización del propio bulbo, que deberá ser tenida en cuenta en su momento), ya que es independiente del número de viajes anuales.

Por lo que se refiere a los gastos de puerto, el buque con bulbo tendrá un coste superior al cabo del año, puesto que efectuará un mayor número de viajes; en cualquier caso, la diferencia de coste no será de consideración.

Finalmente, en cuanto a los consumos, el buque con bulbo obtendrá un ahorro respecto al buque sin bulbo, pues efectuará los mismos viajes en un tiempo inferior, economizando los consumos correspondientes, mientras que el tiempo salvado lo dedicará a la explotación, consumiendo, en consecuencia, en proporción al número de días de navegación durante este período.

Si partimos de la base de que el buque se explotará durante trescientos cincuenta días al año, perdiéndose los quince restantes en las operaciones normales de mantenimiento y reparaciones, y concretándonos de nuevo en el buque en estudio, admitimos que de los trescientos cincuenta días de explotación anuales, el buque sin bulbo emplea un 60 por 100 aproximadamente del tiempo en la mar, la ganancia de siete décimas de nudo supone un ahorro en tiempo de unos diez días de navegación; es decir, el buque con bulbo realiza los mismos viajes que el buque sin bulbo empleando diez días menos, es decir, trescientos cuarenta días.

El aumento de los gastos de puerto debido a la explotación adicional del buque durante los diez días ahorrados puede considerarse prácticamente proporcional al correspondiente a los trescientos cuarenta días restantes, resultando, en consecuencia, un incremento por este concepto del orden del 3 por 100, que aplicado a unos gastos de puerto que en cada caso pueden diferir, pero que consideramos que para el tipo de buque que nos ocupa pueden ser del orden de los nueve millones de pesetas en tráfico «tramp» (en condiciones FIOS), nos dará un incremento de costes por este concepto de unas 270.000 pesetas. Por el contrario, los consumos se reducirán, por una parte, en los diez días ahorrados, mientras se incrementarán, por otra, debido a la explotación durante estos diez días, debiendo considerarse a estos efectos la parte proporcional de tiempo en navegación durante este período. Puesto que el buque en servicio se explota desarrollando una potencia media de 7.250 BHP, con un consumo de combustible del orden de 30 toneladas de fuel-oil ligero (cuyo precio puede ser de unas 5.250 pesetas tonelada aproximadamente), el ahorro de combustible será de alrededor de 1.575.000 pesetas. Por su parte, los diez días de explotación adicionales darán lugar al aumento de consumo correspondiente a la parte proporcional que de dichos diez días se emplearán en navegación, lo que supone un consumo adicional próximo a los seis días de navegación, es decir, de unas 945.000 pesetas.

Es decir, en conjunto, y por lo que al capítulo de costes se refiere, se habrá obtenido en el buque con bulbo un ahorro de 360.000 pesetas.

Por otra parte, y centrándonos en los ingresos, el buque con bulbo dispondrá de diez días de explotación adicionales, durante los cuales generará ingresos en la misma proporción que en los trescientos cuarenta días de explotación restantes. Por supuesto, la cifra dependerá de la situación del mercado de fletes, pudiendo oscilar entre límites enormemente amplios; no obstante, y para centrarnos en márgenes que entendemos no son en absoluto extremos, puede considerarse que en una situación de fletes relativamente en alza el buque podría obtener en el mercado unos ingresos brutos (en condiciones FIOS) del orden de los 190 millones de pesetas anuales, mientras que en coyuntura deprimida tal cifra podría reducirse a unos 130 millones de pesetas—equivalentes a tarifas de arriendo en «time-charter» del orden de 12 y 6 dólares por tonelada de peso muerto y mes, respectivamente—. Ello indica que los diez días de explotación adicionales podrían proporcionar ingresos extraordinarios al buque con bulbo del orden de 5.250.000 pesetas en un caso y 3.500.000 pesetas en el otro.

En resumen, el bulbo podría suponer un aumento del cash-flow anual de 5.610.000 pesetas en la hipótesis considerada de fletes altos, bajo los supuestos establecidos en el planteamiento general del problema.

Por otra parte, hemos visto que el buque con bulbo podría explotarse a la velocidad en servicio correspondiente al buque sin bulbo, con una economía de potencia —y, por tanto, de consumo—de un 12,5 por 100. Prescindiendo también en este caso del efecto del bulbo en cuanto al mejor comportamiento del buque en la mar, el ahorro anual de combustible bajo las mismas hipótesis antes consideradas será de unas 3,75 toneladas diarias, que al precio del fuel-oil ligero indicado anteriormente de 5.250 pesetas/tonelada representan 19.687,50 pesetas diarias, y al cabo del año una cifra del orden de 4.125.000 pesetas, cantidad que constituye el aumento de cash-flow anual en el caso de que, prescindiendo del aumento de velocidad que puede proporcionar el bulbo, se decida aprovechar simplemente las ventajas de la reducción de potencia inherente a su adopción.

Esta cifra de 4.125.000 pesetas anuales supone la cota inferior de incremento de cash-flow anual para el buque con bulbo, pues lógicamente cuando el mercado de fletes no proporcione aumentos más favorables la decisión debe ser navegar aprovechando el ahorro de potencia en lugar de hacerlo a mayor velocidad—es el caso considerado anteriormente de fletes al nivel equivalente a un arriendo en «time-charter» del orden de seis dólares por tonelada de peso muerto y mes—. Por supuesto, cabe estudiar el problema para los puntos intermedios de las curvas de potencia-velocidad, lo que podría hacer aconsejable la adopción de una solución de tipo mixto.

En cualquier caso, el aumento de cash-flow anual derivado de la incorporación del bulbo habrá que compararlo con el coste de éste para poder hacer predicciones en términos de rentabilidad, y es particularmente difícil precisar a priori el coste de construcción de un bulbo. Nuestras consultas a diversos astilleros han dado lugar a la obtención de gran número de datos con notable dispersión.

No es preciso señalar en primer lugar que la adopción del bulbo es algo que debiera decidirse antes de comenzar la construcción de un buque, tanto por la economía de coste inicial que ello representa—menos peso de acero con respecto a la alternativa de bulbo adosado y menor coste de mano de obra (pues en nuevas construcciones el rendimiento en horas/tonelada es superior)—como por el hecho de disponer de más tiempo para amortizarlo—toda la vida del buque.

En el caso de incorporación de bulbo en buques de tipo medio de nueva construcción, parece que el coste del mismo podría calcularse en base a multiplicar el aumento de peso del casco por una cifra que, dependiendo del astillero, tamaño del buque, etc., podría estar comprendida entre 50 y 100 pesetas/kilogramo. A este respecto, son de destacar las diferencias en las horas de elaboración y montaje, que resultan acusadísimas en distintos astilleros.

La alternativa de bulbo adosado es, lógicamente, bastante más cara. Se trata de trabajos de reparación, cuyo rendimiento es menor, y además el peso de acero resulta más alto, ya que va superpuesto sobre la antigua proa. También aquí se dan grandes diferencias entre distintos astilleros y tipos de buque, pero parece que en principio los precios pueden oscilar entre las 125 y las 200 pesetas/kilogramo para buques de tamaño medio. En caso de bulbo adosado es preciso no olvidar que, caso de no efectuarse la obra aprovechando una reparación importante —por ejemplo, una visita cuatrienal—, habrá que incluir

en el coste los precios de subida y estancia en dique y los costes fijos correspondientes a la paralización.

Volviendo al caso que estábamos analizando, el peso de acero del bulbo puede estimarse en primera aproximación en unas 25/28 toneladas en nueva construcción y en unas 30/35 toneladas en bulbo adosado, dependiendo, naturalmente, del tipo de bulbo, escantillonado, etc.

Supuesto que se estuviera estudiando la eventual conveniencia de adosar un bulbo al buque—ya en servicio—y que se dispusiera de diez años para amortizar la obra, el estudio de rentabilidad de la inversión podría hacerse, en principio, con arreglo a los siguientes cálculos:

Coste

	Pesetas
Elaboración y montaje del bulbo	5.250.000
Estancia en dique	400.000
Gastos diversos	150.000
Proyecto del bulbo y ensayos de canal	500.000
Oficina técnica	500.000
Pruebas y varios	500.000
Total	7.300.000

Aumento de cash-flow anual

	Pesetas
Cota inferior (por ahorro de combustible) ...	4.000.000

Los anteriores datos pretenden ser suficientemente conservadores, tanto en lo que se refiere al coste global de la inversión como al cash-flow de la misma. A estos efectos se considera que la obra se realiza durante una paralización obligada por reparaciones, y si bien no se contabiliza el coste fijo diario del buque durante la misma, sí se incluye dentro del coste el mayor uso que se hace del dique para proceder al montaje del bulbo.

Supuesto que la inversión se realice en base a pago al contado a la salida del buque de astillero, la amortización de la misma sea lineal y con valor residual nulo a lo largo de los diez años de vida previstos para la misma y que el tipo de impuestos sobre el beneficio bruto sea del 36 por 100, tendremos:

Factor de recuperación del capital bruto (CR — i% — n):

$$CR = \frac{A}{P} = \frac{4.000.000}{7.300.000} = 0{,}5479$$

Factor de recuperación del capital neto (CR' — i'% — n):

$$CR' = CR(1 - t) + \frac{t}{n} = 0{,}5479 \,.\, (1 - 0{,}36) + \frac{0{,}36}{10} = 0{,}3867$$

Y entrando en las tablas financieras, resulta i' = 0,37; es decir, que la inversión proporciona una rentabilidad neta del 37 por 100.

Ni que decir tiene que ésta es la cota inferior de rentabilidad a obtener, por cuanto tan pronto los fletes estén suficientemente altos el armador dejará de hacer uso de la ventaja del bulbo en cuanto a economía de combustible para aprovechar la mayor velocidad que confiere al buque y obtener, en consecuencia, mayores ingresos, lo que aumentará el cash-flow anual de la inversión.

Por supuesto, a resultados mucho más brillantes se llegará en el caso de incorporar el bulbo a buque de nueva construcción, tanto por tratarse de una inversión con expectativas de vida más largas cuanto por suponer un ahorro considerable en el coste de construcción. De cualquier modo, no es el resultado de este caso particular lo que interesa, sino la filosofía que esta forma de proceder entraña en orden a un mejoramiento de los resultados.

El caso estudiado, simple y esquemático, pretende tan sólo llamar la atención sobre un hecho que entendemos merece un estudio pormenorizado en cada caso, tanto al decidir la eventual adopción del bulbo—pues no pretendemos en modo alguno que constituya una necesidad universal—como durante la explotación del buque en servicio, ya que un planteamiento desde esta perspectiva económica podría ser beneficioso antes de cerrar cualquier contrato de fletamento.

5. CONCLUSIONES

La exposición realizada a lo largo de las páginas anteriores ha permitido destacar la importancia de los distintos factores que intervienen en la eventual decisión de adoptar un bulbo en un buque determinado. De entre ellos, y a modo de recapitulación, conviene resaltar los siguientes:

— El bulbo de proa no ha perdido actualidad con el paso de los años; por el contrario, la crisis energética, con el consiguiente encarecimiento del combustible, ha convertido el bulbo en arma eficaz para luchar contra el progresivo incremento de los costes de explotación de los buques.

— Desde un punto de vista hidrodinámico, los principales efectos del bulbo de proa no sólo se concretan en un aumento de velocidad del buque o en la correspondiente reducción de potencia necesaria para alcanzar la misma velocidad que el buque convencional de idénticas características, sino también, muy frecuentemente, en la mejora del comportamiento del buque en la mar.

— A este respecto parece claro que el bulbo de proa reduce apreciablemente, en general, la pérdida de velocidad con mal tiempo, siendo este efecto tanto más ventajoso cuanto más pequeño es el buque. Por otra parte, los perjudiciales efectos del «slamming» y del movimiento de cabeceo se ven considerablemente atenuados.

— Desde un punto de vista económico, la eficacia del bulbo depende fundamentalmente tanto de la situación del nivel de fletes como del coste del combustible, siendo prácticamente independiente del resto de los factores que juegan en la explotación; en particular, y contra lo que intuitivamente pudiera pensarse, es independiente del coste fijo diario del buque.

— En general, en coyunturas alcistas del mercado de fletes convendrá aprovechar el incremento de velocidad que puede proporcionar el bulbo; por el contrario, en situaciones de depresión resultará más rentable la economía de potencia—y, por tanto, de consumo—que el bulbo puede suponer con el buque navegando algunas décimas de nudo por debajo de su velocidad máxima de servicio.

— Cuanto mayor sea el precio del combustible, más probable será que la eficacia del bulbo haya que buscarla en la reducción de potencia y no en el aumento de velocidad.

— Una gran ventaja del bulbo la constituye el hecho de que ante cada situación concreta puede estudiarse la estrategia óptima para obtener los mejores resultados económicos. Sería deseable que antes de fletar un buque con bulbo los armadores se plantearan el problema de decidir cuál de las ventajas potenciales en sus manos—aprovechamiento de la máxima velocidad o reducción de consumo—resultará más rentable.

Finalmente, creemos muy conveniente hacer hincapié —una vez más—en la necesidad, cada vez más acuciante, de que estudios de carácter técnico-económico presidan

la adopción de decisiones en materia tan delicada. Nunca como ahora, en la presente crisis, ha sido tan necesario el trabajo conjunto de los diversos responsables del proyecto, construcción y explotación del buque. Confiamos en seguir contribuyendo en la medida de nuestras posibilidades a que esa estrecha colaboración sea una realidad.

AGRADECIMIENTO

Los autores desean manifestar su agradecimiento a don Pascual O'Dogherty, director del Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo, y a don Alejandro Crespo, catedrático de Economía de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales, por el interés con que acogieron la idea y por sus indicaciones sobre el enfoque que debía darse en determinados puntos del trabajo. A don José A. Aláez, catedrático de Teoría del Buque de la misma Escuela, por sus observaciones.

Por otra parte, al personal directivo y de flota de Naviera de Canarias, S. A.; Naviera del Atlántico, S. A.; Compañía Valenciana de Navegación, S. A., y Tomás Ruiz de Velasco, S. A., así como a numerosos compañeros que les han facilitado datos reales para su análisis y posterior exposición. Sin la colaboración de todos ellos no hubiera sido posible la realización de este trabajo.

6. BIBLIOGRAFIA

ACEVEDO, M. L.: «La eficacia del moderno bulbo de proa». «Ingeniería Naval», núm. 359, mayo 1965.

AERTSSEN, G.; FERDINAND, V., y DE LEMBRE: «Essais a la mer comparés d'un pétrolier avec et sans avant bulbeux». «Bulletin de l'Association Technique Maritime et Aéronautique», 1972.

ALAEZ, J. A.: «Resistencia viscosa de buques». Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo. Madrid, 1972.

BUXTON, I. L.: «The impact of the oil crisis on ships and their design». «The Naval Architect», octubre 1974.

CONSTANS, J.: «Tarifa internacional de fletes Trampscale». XII Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval. Barcelona, 11-12 de diciembre de 1975. «Ingeniería Naval», núm. 491, mayo 1976.

COUCH, R. B., y MOSS, J. L.: «Application of large protruding bulbs to ship of High Block coefficient». Trans. SNAME, vol. 74, 1966.

INUI, T.: «Wave-Making Resistance of Ships». Trans. SNAME, vol. 70, 1962.

LECUONA, E.: «Cargas e impactos debidos a las olas para distintas formas de proa». Asociación de Investigación de la Construcción Naval. Madrid, junio 1973.

MAZARREDO, L.: «Algunas consideraciones ante la crisis de la energía». XI Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval. Santander, «Monte Granada», 22-25 de mayo de 1975. «Ingeniería Naval», núm. 485, noviembre 1975.

O'DOGHERTY, P.: «Discusión al trabajo "El reforzamiento del fondo en proa", de J. B. Parga». «Ingeniería Naval», núm. 359, mayo 1965.

O'DOGHERTY, P.: «Consideraciones sobre el proyecto de formas de un buque». Seminario sobre aplicaciones de la informática a la construcción naval. IBM. Madrid, 1971.

POLO, G., y AMANN, R.: «Consideraciones sobre la economía en los costes de combustible y el proyecto de buques». X Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval. Bilbao, 26-28 junio 1974. «Ingeniería Naval», número 477, marzo 1975.

POLO, G.: «Consideraciones económicas acerca de la introducción de una mejora en un buque en servicio». «Ingeniería Naval», núm. 416, febrero 1970.

RAWSON, K. J., y TUPPER, E. C.: «Basic Ship Theory». Ed. Longmans. Bristol, 1968.

SAUNDERS, H.: «Hydrodynamics in Ship design». SNAME, 1957.

TAKAHEI, T.: «Bulbous bow design for full hull forms». Trans. Japanese SNAME, vol. 119, mayo 1966.

TAYLOR, D. W.: «Influence of the bulbous bow on resistance». Marine Engineering and Shipping Age. Septiembre 1923.

DISCUSION

Sr. Fernández González

El trabajo ha puesto de manifiesto lo complejo de la evaluación de ventajas del bulbo y la dificultad de decisión en su diseño. El señor O'Dogherty precisa la necesidad de un estudio más completo de cada caso. Quisiera destacar la necesidad de que los centros más adecuados —El Pardo y la A. I. C. N.— estudiaran mejor el verdadero significado de los componentes de la resistencia del buque o, lo que es lo mismo, del comportamiento del buque en la mar.

Sr. Nestares García-Trevijano

De las tres preguntas que tenía preparadas, dos han sido contestadas por don José Parga (diferentes tipos de bulbos según los casos y ganancias en porcentaje de velocidad contestada en la intervención del señor O'Dogherty). Queda, por tanto, sólo la tercera pregunta, que es la siguiente:

Influencia del bulbo de popa en la ganancia de velocidad.

Sr. Alvariño (por escrito)

Es de agradecer a los autores el enfoque técnico-económico de su trabajo. Efectivamente, es el coste de las cosas quien las pone en su justo lugar en la sociedad actual, y es interesante, por consiguiente, cualquier análisis comparativo que enfrente a incremento de ganancias y/o ahorros contra mayores costes de construcción.

Me permito añadir los comentarios siguientes:

1. En el epígrafe 1, a la hora de establecer criterios para establecer apriorísticamente la conveniencia de disponer un bulbo, se echa en falta criterios tan simples como el grado de velocidad del buque y, relacionado a él, el porcentaje de incremento sobre la velocidad crítica que tenga la velocidad de proyecto del buque.

Dicho porcentaje (positivo) define el grado de «sobrepotenciamiento» a que se verá sometida la instalación propulsora a instalar, siendo un factor de sumo interés tratar de reducir la característica «overdriven» del buque por medio del bulbo.

2. La discusión económica del bulbo como elemento capaz de actuar como resorte flexible: ya aumentando la velocidad o ya disminuyendo la potencia necesaria de propulsión, no tiene en cuenta, al menos parcialmente (ver gráfico número 4), una característica prácticamente universal de los bulbos: el aumento de velocidad (o reducción de potencia) disminuye con la velocidad hasta anularse y volverse incluso negativo. Ello puede comprobarse en las curvas de lastre del mencionado gráfico número 4, siendo las curvas de plena carga, divergentes, un caso anómalo.

Nos permitimos por ello establecer la aserción de que la carena con bulbo, reduciendo sensiblemente la velocidad, como se ha realizado recientemente en petroleros, pueda resultar más desfavorable a los efectos perseguidos de ahorro de combustible que una carena desprovista sin dicho apéndice.

Evidentemente, lo anterior no reza con la posibilidad de aumentar la velocidad de proyecto.

3. Dado que en el binomio de explotación PM $\times$ V, peso muerto y velocidad son variables homogéneas, parece de interés realizar en alguna ocasión análisis como el que se detalla sucintamente a continuación:

a) Buque base: proa convencional.

I) Buque con proa de bulbo y mayor coeficiente de bloque. Velocidad: la del buque base. Peso muerto mayor.

II) Buque con proa de bulbo, igual coeficiente de bloque que el del base. Velocidad mayor.

III) Buque con proa de bulbo, igual coeficiente de bloque que el del base y motor propulsor con un cilindro menos (sólo para buques «sobrepotenciados»). Se obtiene un menor coste inicial, un ahorro de potencia a velocidad constante y, posiblemente, mejor cubicación de bodegas.

¿Qué opinan los autores sobre ello?

4. La información sobre buque en situación de servicio se basa en la convencionalidad de añadir un porcentaje constante de aumento a la curva de BHP-V.

Precisamente el profesor Aertssen, en el trabajo citado en la bibliografía, comienza su exposición citando a Barnaby: «Bulb is apt to make a very wet boat in a seaway». ¿No creen los autores que son necesarios ensayos en olas (al menos) para realizar análisis del comportamiento del buque en servicio?

Sr. García Gómez

Ante todo, felicitar a los autores por la exposición que han realizado, y solamente quisiera preguntarles si los costes de oportunidad no deberían tenerse en cuenta a la hora de calcular la rentabilidad del bulbo.

Los autores

Es de agradecer el interés que muestra el señor Fernández por el trabajo. Los autores se felicitan de que sus inquietudes personales sean compartidas.

Respecto a lo que apunta en su intervención, podemos asegurarle que, tanto en el Canal de El Pardo como —nos consta— en la A. I. C. N., la amplia información disponible referente a los tipos de buques más comúnmente empleados proporciona un importante soporte científico para los estudios que se realizan normalmente, pudiéndose garantizar plenamente la bondad de éstos. No obstante, estimamos ciertamente imprescindible, en aquellos buques que presenten diversas alternativas, tanto de proyecto como de explotación, deben emplearse todos los medios que permitan las instalaciones y presupuestos de que se disponga en cada caso para llegar a un resultado óptimo.

En cuanto a la pregunta del señor Nestares, queremos precisar que en ningún momento hemos tratado en el trabajo acerca del bulbo de popa, y mucho menos de la eventual ganancia de velocidad atribuible al mismo.

De todos modos, en nuestra opinión, la incorporación de un bulbo de popa adecuado puede suponer: por un lado, una mayor uniformidad de flujo en el disco de la hélice, que implica una mejor distribución de estela, pudiéndose conseguir, por tanto, rendimientos del propulsor asociado a la carena más altos, lo que es susceptible de traducirse en una cierta ganancia de velocidad —especialmente en buque que navegan a números de Froude elevados—, y, por otro, la mayor uniformidad de flujo hace disminuir la intensidad de las fluctuaciones de par y empuje, causas principales de las vibraciones inducidas por el propulsor.

Agradecemos al señor Alvariño su contribución. Con respecto a sus comentarios, debemos hacer las siguientes precisiones:

1. No creemos haber tratado en absoluto de exponer criterio alguno para establecer apriorísticamente la eventual conveniencia de disponer un bulbo. Por el contrario, se insiste en repetidas ocasiones a lo largo del trabajo, y particularmente en el epígrafe 1 —al que hace referencia el señor Alvariño—, en que la decisión, dependiente, por supuesto, del tipo de buque, velocidad, servicio e itinerarios previstos, tiempo de navegación en lastre, media carga o plena carga, etc., precisará siempre un estudio concienzudo que permita determinar con aceptables garantías su posible conveniencia.

2. La característica aludida por el señor Alvariño —reducción, anulación e incluso inversión de los efectos del bulbo al disminuir la velocidad del buque— no hace sino confirmar nuestra afirmación —en el epígrafe 1— de que, por supuesto, no todos los buques deban incorporar bulbo. Estamos, por tanto, de acuerdo en que éste puede resultar desfavorable a efecto de consumos, si bien queremos destacar que las diversas alternativas expuestas se refieren, naturalmente, a la velocidad del buque en servicio en zonas próximas a las de proyecto y no se considera en ningún momento la posibilidad de navegación a velocidad reducida.

Sin embargo, cabe señalar que, a una velocidad lo suficientemente baja, la resistencia, que en el texto hemos llamado de interferencia —expresión (2)—, puede llegar a ser de menor entidad que la suma de las resistencias viscosas y de formación de olas propias del bulbo —expresión (4)—, por lo que:

$$|R_I| < |R_{FB} + R_{WB}|$$

resultando en ese caso, evidentemente, perjudicial el efecto del bulbo.

3. Respecto al esquema de las diversas alternativas que presenta el señor Alvariño, estamos básicamente de acuerdo en el interés de proceder a tal análisis. No obstante, nos parece demasiado tajante la afirmación que se hace en el apartado III de que se obtiene un ahorro en el coste inicial del buque, cosa —cuando menos— discutible .

4. Efectivamente, siguiendo la práctica generalizada en la presentación de resultados de Canal, se ha adoptado un porcentaje fijo —que en cada caso dependerá del tipo de buque— sobre los resultados de pruebas para representar la condición de servicio.

Estamos totalmente de acuerdo en que, siempre que las circunstancias y las instalaciones disponibles lo permitan, se deberán realizar ensayos en olas representando, al menos, los espectros más importantes a los que el buque tendrá que enfrentarse durante su explotación. Queda dicho en el texto que los efectos de la incorporación de un bulbo adecuado resultan, normalmente, más beneficiosos con mala mar.

Respondiendo, finalmente, a la cuestión suscitada por don Amadeo García, opinamos que, efectivamente, los costes de oportunidad deben ser tenidos en cuenta, pero no estrictamente para **calcular** la rentabilidad de la inversión, sino más bien a efectos comparativos para decidir su eventual conveniencia.

Siguiendo a Barre, puede decirse que el coste de oportunidad es el sacrificio, en términos reales, que sufre un sujeto económico cuando procede a una elección entre diversas acciones posibles (1), es decir, cuando el sujeto decide llevar a cabo una actividad específica —por ejemplo, la instalación de un bulbo en un buque en servicio—, el coste que soporta consiste en el valor de las ocasiones no aprovechadas, es decir, en el valor de los bienes y servicios que no pueden ser producidos porque los recursos utilizados no están disponibles para otros usos —por ejemplo, la eventual mejora de los medios de carga/descarga del propio buque o, de un modo más general aún, la inversión de los citados recursos en la producción de cualquier otro tipo de bienes o servicios—. De este modo se hace bien patente que cuando un sujeto económico opta entre dos actividades excluyentes, el coste de oportunidad de la acción elegida es el producto que hubiera podido obtenerse de la actividad rechazada y al que ha habido que renunciar para llevar a cabo la primera (2). Parece claro, pues, que al hablar de costes de oportunidad hay que referirse a ellos como **alternativa** que es preciso contrastar con la actividad cuyo desarrollo se decide.

(1) BARRE, R.: «Economía política». Ed. Ariel, 7.ª edición. Barcelona, 1973.

(2) BALLESTERO, E.: «Principios de economía de la empresa». Alianza Editorial. Madrid, 1971.

Bombas de desplazamiento positivo de tres husillos

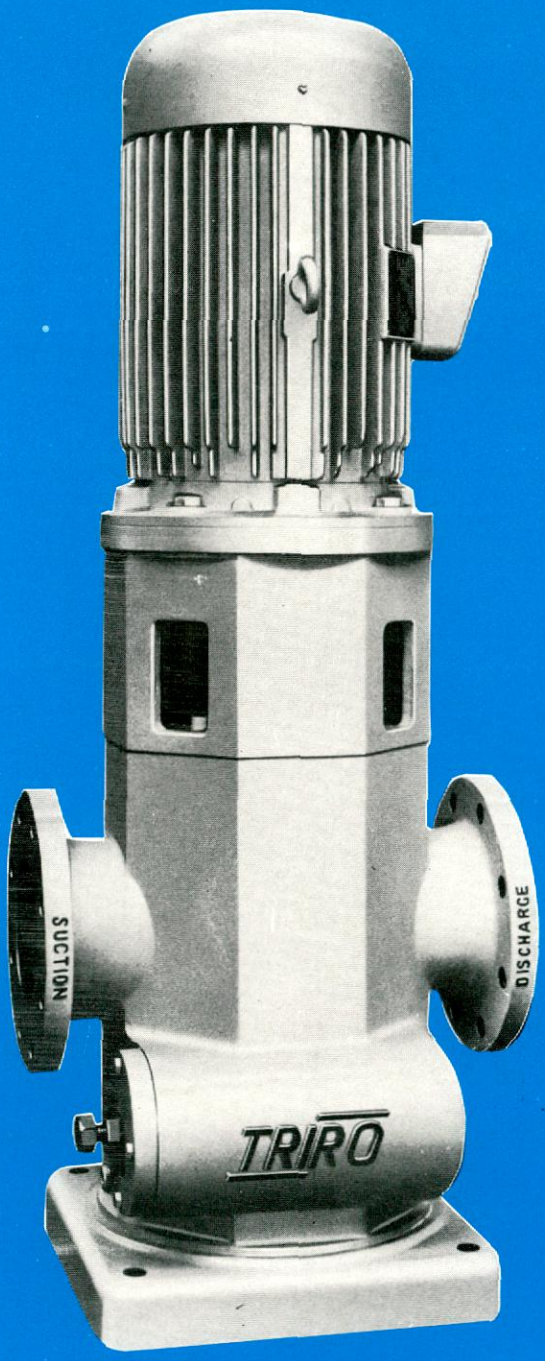
TRIRO

AHORA FABRICADAS EN BURGOS

HIDROTECAR, S.A.

HTC

GAMA DE BAJA PRESION



características

- **Silenciosas**
- **Sin vibraciones**
- **Funcionamiento sin intermitencias**
- **Alta eficacia**
- **Excelentes características de aspiración**
- **Cierre mecánico**
- **Sólo tres elementos móviles**
- **Versatilidad de instalación**
- **Directamente acoplable a motores eléctricos normalizados**

especificación de materiales

Carcasa estándar en fundición de hierro de alta resistencia. Bajo petición expresa pueden suministrarse otros materiales.

Husillo motor de acero al carbono y rotores locos en fundición de hierro de alta resistencia. El sellado del eje es por medio de cierre mecánico incluido en el suministro estándar.

Válvula de retorno incorporada en el cuerpo de la bomba. Fácilmente ajustable a una amplia gama de presiones.

Mirrlees

Mirrlees

DATOS TECNICOS

Presiones de servicio

Diseñadas para trabajar a presiones de hasta 14 Kg/cm² y probadas hidráulicamente a vez y media la presión de trabajo. Adecuadas para temperaturas entre —40 y 95° C, con cierres especiales pueden llegar hasta 140° C.

Especificación

Tres husillos, uno central (motor) y dos laterales (locos) que engranan entre sí asegurando el desplazamiento del líquido en el interior de la bomba.
Válvula de retorno incorporada en el cuerpo y ajustable a una amplia gama de presiones.

Bomba tipo		T25-3				T32-3				T38-3			
Velocidad	r.p.m.	1450		2.850		1450		2850		1450		2850	
Viscosidad S. R. I.	Presión KG/cm²	m³/h	BHP	m³/h	BHP	m³/h	BHP	m³/h	BHP	m³/h	BHP	m³/h	BHP
300	3,5	1	0,24	2,25	0,53	2,20	0,54	4,75	1,13	3,85	0,83	8	1.88
300	7	0,95	0,39	2,15	0,84	2,15	0,83	4,65	1,78	3,65	1,38	7,85	2,95
300	10,5	0,90	0,39	2	1,15	2	1,16	4,5	2,42	3,50	1,92	7,65	4,01
3000	3,5	1,25	0,39	2,35	0,95	2,45	0,82	4,95	2,01	4,15	1,37	8,25	3,33
2000	7	1,15	0,54	2,25	1,07	2,40	1,15	4,90	2,27	4	1,91	8,15	3,76
3000	10,5	1,10	0,70	2,20	1,56	2,35	1,48	4,85	3,29	3,95	2,45	8,10	5,46

Bomba tipo		T52-3						T60-3					
Velocidad en r.p.m. 50 ciclos		950		1450		2850		950		1450		2850	
Viscosidad S-R-1	Presión Kg/cm²	m³/h	BHP	m³/h	BHP	m³/h	BHP	m³/h	BHP	m³/h	BHP	m³/h	BHP
300	3,5	6,25	1,3	10	2,1	20,25	5,0	9,750	2,0	15,25	3,3	31,50	7,5
	7	6	2,2	9,75	3,5	20	7,5	9,25	3,4	15	5,4	31,25	11,6
	10,5	5,70	3,0	9,50	5,0	19,75	10,3	9,00	4,8	14,75	7,6	31	15,5
3000	3,5	7	2,1	10,50	3,7	20,75	9	10,50	3,4	16,25	5,9	32	14,4
	7	6,5	2,9	10,25	4,8	20,50	11,2	10,25	4,5	16	7,5	32	17,4
	10,5	6,5	3,8	10,25	6,3	20,50	14	10,25	5,9	16	9,7	32	21,6
Velocidad en r.p.m. 60 ciclos		1150		1750				1150		1750			
Viscosidad S-R-1	Presión Kg/cm²	m³/h	BHP	m³/h	BHP			m³/h	BHP	m³/h	BHP		
300	3,5	7,50	1,7	12,15	2,7			12	4,3	19	4,2		
	7	7,25	2,7	11,88	4,3			11,50	4,2	18,50	6,7		
	10,5	7	3,8	11,61	6,0			11,25	5,9	18	9,3		
3000	3,5	8	2,6	12,69	4,9			12,75	4,0	20	7,0		
	7	8	3,7	12,42	6,1			12,75	4,5	19,75	9,5		
	10,5	8	4,8	12,42	7,8			12,50	7,4	19,50	12,0		

Tipo Bomba		T-70-3						T-90-3					
Velocidad en r.p.m. 50 ciclos		720		950		1450		720		950		1450	
Viscosidad S-R-1	Presión Kg/cm²	m³/h	BHP	m³/h	BHP	m³/h	BHP	m³/h	BHP	m³/h	BHP	m³/h	BHP
300	3,5	12	2,3	15,75	3,3	25	5,4	25,5	5,0	34,5	6,9	53,5	11,2
	7	11	4,0	15,5	5,5	24,5	8,7	24,5	8,6	33,5	11,6	52,5	18,5
	10,5	10	5,8	15	7,7	24	12,2	24	12,2	32,5	16,4	52	25,7
3000	3,5	12,75	3,8	16,75	5,4	26	9,5	27	8,0	36	11,4	55	20,0
	7	12,5	5,3	16,5	7,3	25,5	12,0	26,5	11,0	35,5	15,4	54,5	25,5
	10,5	12	7,0	16,5	9,5	25,5	15,5	26	14,7	35,5	20,0	54	32,7
Velocidad en r.p.m. 60 ciclos													
Viscosidad S-R-1	Presión Kg/cm²	m³/h	BHP	m³/h	BHP	m³/h	BHP	m³/h	BHP	m³/h	BHP	m³/h	BHP
300	3,5	14	3,0	19,5	4,0	30	6,6	30	6,2	42	8,5	65	14,0
	7	13,5	5,0	19	6,8	29,5	10,8	29,5	10,5	41	14,3	64	22,8
	10,5	13	7,0	18,5	9,5	29	14,9	29	14,8	40,5	20,0	63,5	31,5
3000	3,5	15,5	4,8	20,5	6,9	31,5	12,0	32,5	10,0	43,5	14,6	67	25,5
	7	15	6,8	20	9,0	31	15,2	32	14,4	43	19,3	66,5	32,0
	10,5	15	8,8	19,5	11,8	31	19,3	31,5	18,6	42,5	25,0	66	40,8

Los datos facilitados corresponden a utilizaciones tipicas y deben ser considerados únicamente como ejemplos. Si así se solicita pueden facilitarse datos concretos para otras utilizaciones y viscosidades.

HIDROTECAR, S.A.

FABRICA:

Polígono de Villayuda - Calles 12 y 13. Apartado 281. Burgos. Teléf. 22 24 00. Telex: 39447 HTCAR.
Carena, S. A. - Aribau, 157 - Barcelona - Teléf. 239 58 86 - Telex: 52272 - OLFER-E.
Carena, S. A. - Gran Vía, 48 - Bilbao-11 - Teléf. 423 28 04 - Telex: 33790 TECAR-E.
Carena, S. A. - General Franco, 196 y 198 - El Ferrol - La Coruña - Teléf. 33 49 98 - Telex: 82263 CARF-E.
Carena, S. A. - Españoleto, 21 - Madrid-4 - Teléf. 419 54 62 - Telex: 22935 - TECDE-E.
Innaco, S. A. - Plazuela de las Tres Carabelas, 1 - Cádiz - Teléf. 22 49 03 - Telex: 76084 INAC-E.
Minero Naval, S. A. - Langreo, 4 - Gijón - Teléf. 35 68 45 - Telex: 87402 MINAL-E.

San Juan / G. Internacional

De un modo muy general puede decirse que el problema de la inversión presenta tres aspectos o niveles diferentes, aunque interrelacionados entre sí: mientras el interés del dinero supone un coste, el interés o rendimiento medio de los capitales en el mercado supone una alternativa, como una alternativa es también la oportunidad desaprovechada de invertir los recursos en otra actividad productiva, bien del mismo tipo, bien —de un modo más general— de cualquier otra clase. De esta forma, cuando se decide acometer determinada inversión, la decisión se toma porque normalmente se espera obtener un beneficio en razón a que los ingresos superan a los costes; pero si la decisión ha sido en favor de una actividad concreta —y no de otra—, ello es debido a que el inversor ha estimado que, llevando adelante su proyecto, va a obtener mejores rendimientos de su capital que en otro tipo de inversiones y, al decidir, ha renunciado a infinidad de alternativas que podían ofrecérsele, algunas de ellas de mínimo riesgo y máxima liquidez, si bien con beneficios reducidos —como la inversión en fondos públicos—, y otras con riesgos normales y con una rentabilidad media, del orden de lo que se ha dado en llamar el interés del mercado o rendimiento del mismo; pues bien, puede decirse que una inversión es **posible** cuando su tasa de rendimiento interno es superior al interés del dinero y **conveniente** cuando supera al rendimiento de los capitales en el mercado. A partir de esta cota mínima de **coste de oportunidad,** cualquier otra alternativa de inversión mejor supone nuevos costes de oportunidad que es preciso contrastar antes de tomar una decisión, valorando fundamentalmente riesgo, liquidez y conocimiento del negocio, así como posibilidades de participar en el mismo.

En el caso concreto del problema tratado en el trabajo, ya se indica en el texto la necesidad de incluir en el coste de la inversión los costes fijos derivados de la paralización extraordinaria del buque durante los días que dure la obra de incorporación del bulbo —y al decir paralización extraordinaria se excluyen, claro está, los días de detención obligada por otra serie de circunstancias, como puede ser el caso de una visita cuatrienal.

Agradecemos muy de veras a don Amadeo García su interés por el trabajo y le felicitamos por haber planteado tan interesante cuestión.

PREMIO F. E. I. N. 1976/1977 PARA ARTICULOS PUBLICADOS EN «INGENIERIA NAVAL»

Reunido el Comité de Gestión del Fondo Editorial de Ingeniería Naval el pasado día 18 de mayo de 1977, acordó, por unanimidad, conceder el premio F. E. I. N. 1976/77 al artículo titulado

«EL PETROLEO ECOLOGICO EN LA COYUNTURA ACTUAL»

del que es autor el doctor ingeniero naval don Ricardo Alvariño Castro y que fue publicado en el número de junio de 1976 de nuestra Revista.

PREMIO F. E. I. N. 1977/1978 PARA ARTICULOS PUBLICADOS EN «INGENIERIA NAVAL»

El Comité de Gestión del Fondo Editorial de Ingeniería Naval, en su reunión del pasado día 18 de de mayo de 1977, ha aprobado las bases por las que se regirá el premio para el presente año, y que son las siguientes

B A S E S

1.ª El F. E. I. N. premiará con la cantidad de 25.000 pesetas el mejor artículo sobre temas profesionales que se publique en la revista INGENIERIA NAVAL en el período comprendido entre abril de 1977 y marzo de 1978, ambos incluidos.

2.ª El tema será libre, y los trabajos, originales e inéditos (no se tendrán en cuenta los que se hayan presentado a congresos, sesiones técnicas, conferencias, etc., o se hayan publicado en otros medios).

3.ª La adjudicación del premio la realizará el Comité de Gestión del F. E. I. N., para lo que será convocado oportunamente.

4.ª La concesión del premio queda supeditada a que en los doce números de la Revista se publique un mínimo de ocho artículos que cumplan con las condiciones de la base 2.ª

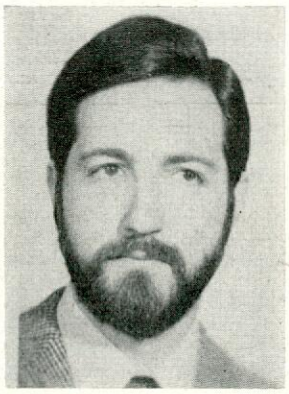
5.ª El premio se fallará y entregará antes de finalizar el primer semestre del año 1978.

6.ª La Revista INGENIERIA NAVAL se compromete a publicar, dentro del período que comprende el premio, los artículos que se reciban en su redacción antes del 31 de diciembre del año 1977. Cualquier artículo recibido con posterioridad tendrá preferencia para su publicación, dentro de las posibilidades que la programación de la Revista ofrezca.

7.ª Cumplida la base 4.ª, el premio no podrá declararse desierto y el fallo del jurado será inapelable.

Análisis de pruebas de mar

Honorio Sierra. Dr. Ing. Naval (*).



RESUMEN

En este trabajo se exponen las dificultades más importantes que se presentan en el tratamiento de los datos obtenidos durante las pruebas de velocidad de los buques previos a su entrega; se explican las causas más frecuentes de este problema y se presenta un nuevo método para analizar dichos datos de forma que se pueda conocer el comportamiento del sistema propulsor y la velocidad del buque en unas condiciones de referencia. Otro objetivo de este método es el de obtener datos fiables para utilizar en proyectos posteriores.

SUMMARY

The most important dificulties for the data process found in the ship's speed trial are shown, besides the most frequent causes of this problem.

A new method of trial Analysis is presented in order to know the ship performance in any standard condition. Another aim of this method is obtaining reliable data for further designs.

INDICE

1. INTRODUCCION.
2. DEFECTOS MAS FRECUENTES EN EL PLANTEAMIENTO Y LA REALIZACION DE PRUEBAS DE MAR.
3. METODO DE ANALISIS.
4. INCIDENCIA DE ESTE METODO EN EL PLANTEAMIENTO DE LAS PRUEBAS.
5. EJEMPLO.

Apéndice A.

Apéndice B.

Agradecimiento.

Símbolos utilizados.

Bibliografía.

1. INTRODUCCION

Las pruebas de mar de velocidad, que tienen por objeto comprobar que el buque es capaz de dar la velocidad contractual con el sistema propulsor instalado antes de efectuarse la entrega, suelen cumplir con su cometido cuando se realizan en buenas condiciones ambientales, digamos con un estado de la mar y del viento inferior al grado 2 de la escala Beaufort. Pero cuando se supera este valor es imprescindible realizar las pruebas con mayores precauciones que las habituales y, sobre todo, analizar los resultados obtenidos con especial atención, teniendo en cuenta la influencia que haya podido tener sobre los mismos cada uno de los agentes perturbadores por separado.

A veces ocurre que ni las condiciones en las que se desarrollan las pruebas son buenas ni el tratamiento de los datos es el adecuado, con lo cual se obtienen unos resultados que no responden al comportamiento real del buque. Esto supone un perjuicio para el astillero si la velocidad deducida de las pruebas es inferior a la real, o para el armador en caso contrario. La experiencia enseña que cuando el análisis de datos es incorrecto, el perjudicado suele ser el constructor (más adelante se podrán ver las causas).

Otra consecuencia, no menos importante, de los errores citados es que ni al astillero ni al Canal les queda la certeza de que las previsiones de potencia y velocidad y el proyecto de los propulsores fueron correctos y, en consecuencia, de que los criterios seguidos sean adecuados para ultteriores proyectos.

Ocurre también que cuando no se dan unas condiciones de pruebas próximas a las ideales, los resultados de las distintas corridas llegan a veces a presentar tal dispersión, que los resultados finales pueden variar mucho según el criterio seguido en el análisis de los mismos.

El objetivo principal de este trabajo es el de presentar un procedimiento de análisis de los resultados de pruebas de mar lo suficientemente riguroso y con bastante generalidad que permita obtener unos resultados fehacientes, con independencia de las circunstancias en que se realicen las pruebas (siempre que sean admisibles) y de la persona que efectúe el análisis.

No obstante, si bien es verdad que los resultados son a veces incorrectos a causa de un análisis inadecuado, también puede ocurrir que los datos sean inutilizables a causa del propio planteamiento de las pruebas o de su realización. Por ello parece oportuno dedicar un apartado a la exposición de los defectos más frecuentes encontrados en la realización de las pruebas, antes de presentar el procedimiento de análisis de las mismas.

2. DEFECTOS MAS FRECUENTES EN EL PLANTEAMIENTO Y LA REALIZACION DE LAS PRUEBAS DE MAR

El título de este apartado dice «errores más frecuentes», lo cual no quiere decir que sean frecuentes, ya que, afortunadamente, los astilleros prestan cada vez más atención a la realización de las pruebas de mar, no sólo las de velocidad, por considerarlas como el exponente más inmediato de la calidad del buque ante el armador y ante futuros clientes.

(*) Asociación de Investigación de la Construcción Naval.

Aun así, a veces, se presentan fallos. Uno de ellos puede ser la falta de una coordinación adecuada entre el puente y la sala de máquinas. Como consecuencia de ello se puede producir un desfase de tiempo entre las medidas que habitualmente se realizan en el puente de mando (velocidad del buque y del viento) y las que se toman en máquinas (par y revoluciones en el eje, presiones y temperaturas de la maquinaria principal, etc.). Este desfase puede tener influencia en los resultados cuando se utiliza la práctica de cambiar un poco el rumbo a la salida de la base con el fin de volver a entrar en ella a la corrida siguiente por el mismo punto con una trayectoria rectilínea.

Otro de los defectos encontrados en la realización de pruebas de mar de algunos buques es una insuficiente carrera de entrada en la base para conseguir el régimen estacionario, con lo que, de hecho, la velocidad media medida es inferior a la real. Para evitar esto es imprescindible mantener en funcionamiento la maquinaria propulsora el tiempo necesario, en cada caso, para alcanzar las temperaturas de régimen antes de iniciarse las corridas. Además, durante la carrera de aproximación a la base, se debe consultar el totalizador de millas de la corredera del buque, a intervalos iguales de tiempo, para comprobar que la velocidad es también permanente al iniciarse la corrida.

No obstante, quizá la deficiencia más común que se suele encontrar en las pruebas de mar es la carencia de los adecuados dispositivos de medida del par y las revoluciones en el eje propulsor. De hecho, el único medio de saber con suficiente precisión (2 por 100) la potencia en el eje es el torsiómetro. Existen en el mercado actualmente diversos tipos de torsiómetros basados en distintos principios físicos, pero de análoga validez: de extensímetros, ópticos, electromagnéticos, de cuerdas vibrantes, etc. Cualquiera de ellos es preferible a la estimación indirecta de la potencia de los motores a través del recorrido de las bombas de inyección y la medida de presiones y temperaturas y su comparación con los datos del banco de pruebas, ya que no existen procedimientos suficientemente precisos para corregir las diferencias ambientales y, sobre todo, las diferentes contrapresiones en uno y otro caso. Si la maquinaria propulsora es de vapor, el torsiómetro es ya, sin duda, insustituible.

Las revoluciones del eje se suelen medir, en cambio, con mucha precisión, sobre todo si se trata de motores lentos. No obstante, a veces, han surgido problemas de precisión en instalaciones de turbinas o motores rápidos al emplear tacómetros de contacto. Aunque su precisión suele ser buena, no siempre lo es su utilización, pues, como es sabido, la mayor o menor presión de la rueda sobre el eje, o una ligera falta de paralelismo entre su eje y el eje propulsor, pueden alterar sensiblemente las lecturas.

Por lo que respecta a la medida de la velocidad del viento relativa al buque, conviene huir de la frecuente apreciación subjetiva de su fuerza en la escala Beaufort, en especial si supera el grado 2, o en cualquier caso si la superficie de la obra muerta es grande respecto a la de la obra viva (buques de pasaje, portacontenedores, transbordadores, etc.). Un anemómetro direccional (que mida el módulo y la dirección del viento) es un equipo barato y de fácil manejo que debiera estar presente en las pruebas de mar de todo tipo de buque.

Conviene también llamar la atención sobre una práctica, no muy ortodoxa, de realizar las corridas, que se ha ido extendiendo con la utilización de los sistemas de radiolocalización para medir la velocidad de los buques de gran tamaño. Como estos sistemas permiten prescindir de las millas medidas clásicas y hacer las corridas lejos de la costa sin limitación de espacio, en algunas ocasiones se ha prescindido también del procedimiento clásico de llevar las sucesivas corridas en sentidos contrarios para eliminar el efecto de las corrientes y, en lugar de ello, se han realizado varias sucesivas con el mismo rumbo y otras tantas en sentido contrario. Lógicamente, con esta práctica las únicas corridas válidas son la número n/2 y la n/2+1 (siendo n el número total de corridas), mientras que la primera y la última serán difícilmente comparables por haber transcurrido demasiado tiempo entre una y otra, de forma que no sólo las corrientes, sino el estado de la mar, han podido cambiar de manera importante. Se debe insistir en la conveniencia de que las corridas sucesivas se hagan en sentidos alternadamente contrarios, cualquiera que sea el sistema empleado para medir la velocidad, a excepción de aquellos casos en los que se utilicen correderas especiales para pruebas. En tales casos se mide la velocidad relativa al agua directamente y, en consecuencia, es innecesario realizar corridas en sentidos contrarios para eliminar el efecto de las corrientes.

Por último, merece la pena insistir una vez más en la recomendación de evitar la corrección del efecto de las corrientes obteniendo la velocidad como media de las medias de los valores medidos en sucesivas corridas al mismo régimen de máquinas, dada la no linealidad en la influencia de las olas y el viento sobre la velocidad del buque (*). Por el contrario, los resultados de cada corrida han de analizarse aisladamente. Siguiendo este criterio se ha desarrollado el procedimiento de análisis que se expone en el siguiente apartado.

Para todo lo relativo a este apartado conviene consultar el «Código de Pruebas de Mar», que está a punto de ser publicado por la A. I. C. N. (14), así como los puntos (11), (12) y (13) de la Bibliografía.

3. METODO DE ANALISIS

Cuando el estado de la mar y el viento durante las pruebas no es el ideal (aguas tranquilas y viento en calma) se produce una dispersión de las medidas realizadas en las distintas corridas que incide desfavorablemente en la precisión de los resultados. Si a ello se suma el efecto de corrientes permanentes o de marea, y habida cuenta de que no es correcto corregir tal efecto por el método habitual para buen tiempo, los resultados pueden llegar a parecer totalmente inconexos. En estos casos es preciso relacionar entre sí los datos de las diferentes corridas por lo que tienen en común: el comportamiento de la carena y el de la hélice.

En efecto, es sabido que el coeficiente de estela, por ejemplo, varía poco con la carga de la hélice dentro de los límites de variación que se pueden dar en corridas sucesivas durante las pruebas. Pues bien, este coeficiente, que se puede obtener directamente para el buque con los datos de pruebas, puede ser uno de los elementos de relación entre los resultados de las distintas corridas para conseguir un buen ajuste de las curvas de potencia y revoluciones. El otro puede ser el coeficiente de resistencia del buque deducido igualmente de las pruebas de mar, una vez corregido por efecto del viento y de las olas.

La ventaja de elegir estos coeficientes para ajustar las curvas de potencia y revoluciones es la de que el valor de ambos varía poco con la velocidad, e incluso que la forma en que se produce esta variación puede ser prevista con ayuda de los resultados del Canal admitiendo las siguientes hipótesis:

— La diferencia entre el coeficiente de estela del buque y el del modelo es independiente de la velocidad (ver ref. 6).

— La diferencia entre el coeficiente de resistencia real del buque y el obtenido para éste (carena lisa) a partir del modelo es también independiente de la velocidad para números de Froude inferiores a 0.22. Para valores superiores de F_n la dispersión de los resultados de pruebas suele ser menor y es fácil trazar una curva continua sin necesidad de otras referencias.

Otra hipótesis en la que se basa este método de análisis es que los coeficientes de succión y rotativo-relati-

(*) Esta práctica es admisible, en cambio, con buen tiempo (< Beaufort 3).

vo, así como las curvas características del propulsor, no están afectados por el efecto de escala.

La posible inexactitud de este último supuesto tiene poca incidencia en los resultados finales, pues, como se verá, dichos coeficientes se utilizan, durante el proceso de análisis, dos veces y en sentidos opuestos. No obstante, debe considerarse como una hipótesis de trabajo que será revisada en el momento en que se disponga de suficientes datos de pruebas con medidas del empuje del propulsor.

Se comenzará por calcular el coeficiente de par del propulsor en todas las corridas en base a los valores del par y de las revoluciones medidas:

$$K_{QOP} = 2578.10^3 \cdot \frac{\eta_m \eta_r}{\rho D^5} \cdot \frac{P_{sp}}{N_p^3}$$

Entrando con estos valores en la curva $K_Q = f(J)$ de la hélice se obtienen los grados de avance J equivalentes a los que se habrían obtenido por identidad de empuje, con los cuales se calcula, a su vez, los de J_p/J en función de la velocidad V_p medida respecto de tierra, siendo $J_p = V_p/n\,D$. Teniendo en cuenta que,

$$J_p/J = \frac{V'_s \pm V_c}{V'_s\,(1 - W_s)} = \left(1 \pm \frac{V_c}{V'_s}\right)\left(\frac{1}{1 - W_s}\right)$$

donde V'_s es la velocidad del buque relativa al agua y V_c, la de la corriente; se puede hacer un ajuste lineal de estos valores eliminando así el cociente V_c/V'_s, es decir, el efecto de la corriente, con lo que se obtiene el coeficiente de estela (en la forma $1/(1 - W_s)$) en función de la velocidad. Esta línea será, en general, casi horizontal, pero con más rigor puede trazarse una línea de regresión entre todos los puntos $J_p/J = f(V_p)$, obtenida por traslación, en el sentido de las ordenadas de la $1/(1 - W_m) = f(V)$ del modelo. La distancia entre ambas líneas determina el efecto de escala en la estela (ver apéndice A).

Con este procedimiento, una de las innovaciones del método, se elimina siempre el efecto de la componente constante de la corriente, y también la componente cíclica debida a las mareas si se tiene la precaución de distribuir las corridas simétricamente en el tiempo alrededor de una inflexión de la marea (punto medio entre la pleamar y la bajamar) (*), cualquiera que sea la duración total de las pruebas de velocidad (ver apéndice B).

Una vez obtenido y ajustado el coeficiente de estela del buque, la velocidad respecto del agua en cada corrida viene determinada por la expresión:

$$V'_s = \frac{J\,n_p\,D}{1 - W_s}$$

Para mayor precisión, al llegar a este punto se puede repetir el proceso descrito sustituyendo V_p por V'_s, ya que es la velocidad relativa al agua la que se ha de tomar como referencia para comparar los coeficientes de estela del modelo y del buque. En muchos casos no será precisa esta iteración por ser suficientemente pequeña la variación del coeficiente de estela con la velocidad.

Ahora bien, como ni el par Q_P ni las revoluciones n_p medidas son las que corresponden a la velocidad V'_s en condiciones ideales de pruebas, se debe corregir el efecto de la mar y el viento en estas magnitudes, lo cual se recomienda realizar independientemente para cada corrida, según se dijo antes.

Para ello se ha de calcular la resistencia total del buque a partir de la estimación del empuje dado por la hélice:

$$T_{pr} = K_T\,\rho n^2_p D^4$$

$$R_{pr} = T_p\,(1 - t)$$

(*) O viceversa.

Donde K_T es el definido por las curvas características del propulsor entrando con los valores de J obtenidos al principio.

La resistencia debida al viento se puede calcular con buena aproximación por el método de Isherwood (8). Debe recordarse que esta corrección se ha de calcular como la diferencia entre la resistencia debida al viento relativo al buque y la que tendría éste en aire en calma.

Para la corrección de la resistencia debida a las olas no se conoce, por el momento, un método general aceptado. Tampoco suelen hacerse ensayos en olas, pero pueden utilizarse, en caso necesario, los resultados de ensayos en olas con un modelo semejante o, en su defecto, la información correspondiente a modelos o buques de características análogas.

Una vez corregidos los valores de la resistencia total en pruebas, R_p por los efectos del viento y la mar, es el momento de hacer la corrección por efecto del fondo, si ello fuese necesario. Esta corrección puede hacerse según el método de Schlichting-Lackenby (ref. 2), que, como es sabido, corrige la velocidad a resistencia constante, de modo que los puntos $R_s = f(V'_s)$ pasan a ser $R_s = f(V_s)$ Estos puntos definen ya la curva de resistencia del buque en condiciones ideales de pruebas. Para eliminar la posible dispersión entre ellos se recomienda calcular los coeficientes de resistencia:

$$C_{ts} = \frac{2R'_s}{\rho S V^2_s}$$

Estos valores se llevan a un gráfico en función de la velocidad y, por estos puntos, se traza una curva de regresión, para lo cual puede servir de indicación la curva obtenida por extrapolación de los resultados del canal para la carena lisa. La distancia entre ambas líneas determina el coeficiente aditivo de resistencia, C_a. Hasta números de Froude de 0.22, puede admitirse que estas líneas son paralelas, según se dijo antes.

Se adoptan definitivamente los valores de los coeficientes de resistencia definidos por la línea de ajuste citada, y con ellos se calculan los coeficientes de empuje definidos por la expresión:

$$C_T = \frac{T}{\rho D^2 V^2_s\,(1 - W_s)^2}$$

calculando para ello la siguiente relación:

$$C_T = \frac{C_{ts}}{(1 - t)\,(1 - W_s)^2} \cdot \frac{S}{2D^2}$$

Los valores de C_T para cada velocidad permiten determinar el grado de avance J_T del propulsor en aguas tranquilas y viento en calma por medio de la curva $C_T = K_T/J^2 = f(J)$, característica del mismo, con lo que se obtienen, de forma inmediata, las revoluciones y la potencia en el eje a cada velocidad:

$$N = \frac{30.86}{D} \cdot \frac{V_s}{J_T} \quad \text{(en r.p.m.)}$$

$$P_s = \frac{1}{2.578 \times 10^3} \cdot \frac{\rho D^5}{\eta_m \eta_r} \cdot K_Q\ N^3 \quad \text{(en CV)}$$

donde K_{QO} se ha de obtener de la curva $K_Q = f(J)$ entrando con el citado grado de avance J_T.

Puede observarse que las curvas de potencia y revoluciones se pueden definir, con este método, por cuantos puntos se desee en cada caso, debido a que para su determinación se parte de una curva continua $C_{ts} = f(V_s)$ y se emplean parámetros definidos también en función de la velocidad, $t = f(V_s)$, $W_s = f(V_s)$. Lo importante es que la curva $C_{ts} = f(V_s)$ esté bien definida, y para ello se recomienda realizar seis o más corridas por cada condición de carga.

4. INCIDENCIA DE ESTE METODO EN EL PLANTEAMIENTO DE LAS PRUEBAS DE MAR

La aplicación de este método de análisis obliga a modificar ligeramente los criterios clásicos seguidos en el planteamiento y la realización de las pruebas de mar. Las consecuencias son las siguientes:

— Se consigue más precisión en los resultados finales si se disponen las corridas entre una pleamar y un bajamar, o viceversa, en lugar de hacerlo alrededor de la pleamar (*). El motivo de adoptar este criterio se da en el apéndice B, donde también se puede ver que el error introducido por realizar las corridas alrededor de la pleamar suele ser muy pequeño. En consecuencia, no habrá inconveniente, en general, en adoptar esta última disposición si fuera necesario (por ejemplo, si de ello dependiera evitar el efecto del fondo).

— No es imprescindible realizar varias corridas al mismo régimen de máquinas, sino que pueden ser todos los regímenes distintos, con lo cual las curvas de potencia y revoluciones quedan definidas por tantos puntos como corridas (es decir, el triple de los habituales, ya que, en general, se efectúan tres corridas por régimen).

— Si por cualquier motivo se hubiera de anular una corrida, no es preciso repetir todas las correspondientes al mismo régimen de máquinas, como se ha de hacer con el procedimiento habitual, sino que es suficiente repetir la corrida invalidada. Incluso se podría prescindir de esta repetición y de sus resultados, sin disminuir sensiblemente la precisión de las pruebas, si el número total de corridas válidas es igual o mayor de seis.

Por último, conviene añadir que este procedimiento es aplicable igualmente a aquellos casos donde la velocidad se mida por correderas especiales para pruebas de mar, ya que, aunque en tales casos la velocidad medida es la relativa al agua, es preciso realizar adecuadamente las correcciones por viento, estado de la mar, efecto del fondo, etc. El efecto de la corriente es ignorado por la propia mecánica del método, lo que se traducirá en una menor dispersión de los puntos $J_p/J = f(V_s)$ de la que se habría obtenido midiendo la velocidad respecto a tierra.

5. EJEMPLO

Para mayor claridad de la mecánica de aplicación de este procedimiento de análisis se presenta a continuación un cuadro con la descripción detallada de los cálculos sucesivos realizados para analizar los resultados de pruebas de un buque cuyos datos son los siguientes:

Eslora total	69,30 m.
Eslora entre perpendiculares	62,70 m.
Manga	11,30 m.
Calado	4,30 m.
Superficie mojada	735,00 m^2
Area trans. (viento)	94,00 m^2
Area long. (viento)	580,00 m^2
Diámetro del propulsor	2,446 m.

$$A = 2578.10^3 \cdot \frac{\eta_m \eta_r}{\rho D^5} = 275.86 \qquad B = \frac{30.864}{D} = 12.62 \qquad E = \frac{\rho D^4}{3600} = 1.04 \qquad F = 1 - t = 0.78$$

$$G = \frac{7558}{\rho S} = 0.0983 \qquad H = \frac{S \times 10^{-3}}{2FD^2} = 78.75 \times 10^{-3}$$

a V_p (nudos)	b P_{sp} (CV)	c N_o (r.p.m.)	d K_{QOP} (A b/c^3)	e J (nota 1)	f J_p (B a/c)	g J_p/J (f/e)	h' $1/(1 - W'_s)$ (nota 2)	i V (e.c h'/B)	h $1/(1 - W_s)$ (nota 3)	j K_T (nota 4)
9.87	530	199.0	0.0185	0.434	0.626	1.441	1.490	10.16	1.484	0.146
11.31	790	225,4	0.0190	0.420	0.633	1.504	1.470	11.06	1.472	0.152
11.20	800	228.1	0.0186	0.432	0.620	1.436	1.470	11.46	1.465	0.147
11.72	925	237.1	0.0191	0.417	0.624	1.495	1.463	11.48	1.465	0.154
11.95	1000	245.0	0.0188	0.428	0.615	1.437	1.460	12.10	1.457	0.149
12.47	1140	254.0	0.0192	0.417	0.619	1.484	1.452	12.22	1.455	0.154

k T_{pr} (jc^2E)	l R_p (kF)	m R_{vi} (nota 5)	n R_s (l-m)	p' $C'_{ts} \times 10^3$ (G /i^2)	q V_s (nota 6)	p $C_{ts} \times 10^3$ (nota 7)	r C_T (ph^2H)	u J_T (nota 8)	v N (Bq/u)	x K_{QO} (nota 9)	y P_s (xv^3/A)
6013	4690	— 57	4747	4.521	10.20	4.715	0.818	0.427	203.0	0.01880	570
8031	6264	287	5977	4.803	11.10	4.760	0.812	0.428	222.3	0.01875	747
7954	6208	— 50	6258	4.684	11.50	4.800	0.811	0.428	231.3	0.01875	842
9003	7023	360	6663	4.970	11.53	4.800	0.811	0.428	231.9	0.01875	848
9300	7255	— 55	7310	4.909	12.15	4.980	0.833	0.425	247.9	0.01886	1042
10.330	8060	220	7840	5.160	12.27	5.060	0.844	0.423	251.6	0.01893	1093

(*) En referencias (5) y (14) se discuten ampliamente los criterios a seguir a este respecto cuando se utiliza el procedimiento de «la media de las medias» para determinar la velocidad del buque relativa al agua.

Nota 1: J se determina entrando con los valores K_{QOP} de la columna d en la curva característica del propulsor $K_Q = f(J)$ de la figura 1b.

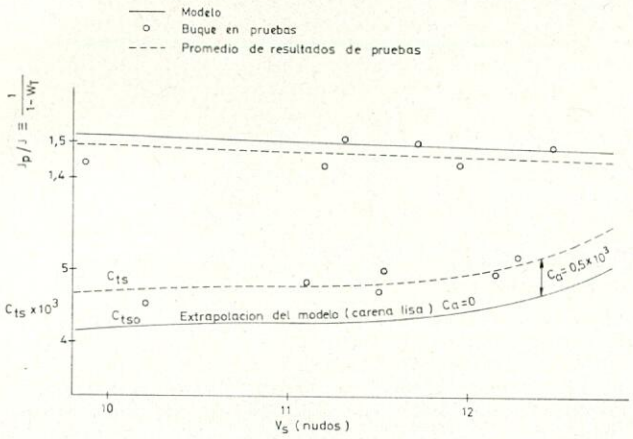


Figura 1a.

Nota 2: En la parte superior de la figura 1a se han trazado la línea $1/(1-W_m) = f(V_s)$ del modelo y los valores J_p/J de la columna g. La curva de trazos de esta figura es una línea de regresión de estos puntos paralela a la línea correspondiente al modelo. Los valores de la columna h' se han obtenido de la curva de trazos entrando con los valores de la velocidad V_p (columna a).

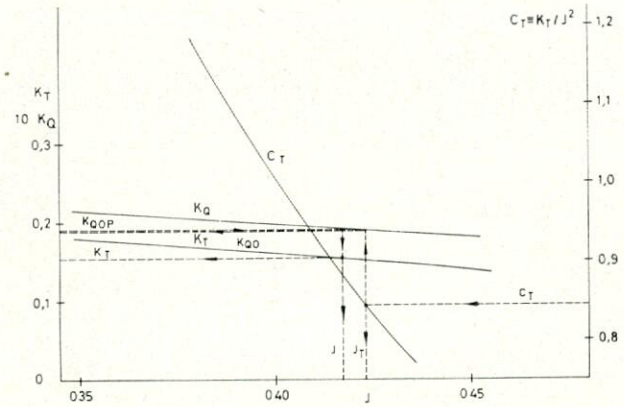


Figura 1b.

La distancia entre ambas líneas en la dirección de las ordenadas determina el efecto de escala en el coeficiente de estela.

Nota 3: Como la velocidad medida en pruebas V_p ha sido corregida por efecto de la corriente, es preciso volver a entrar con los valores de la velocidad relativa, V'_s, en la curva de trazos de la parte superior de la figura 1a (ver nota 2) para obtener así los verdaderos valores del coeficiente de estela (columna h).

Nota 4: Los valores de K_T se leen en la curva característica del propulsor (fig. 1b) entrando con los valores de J (columna e).

Nota 5: Para la corrección por resistencia del viento ver ref. (8).

Nota 6: La velocidad V'_s (columna i) se ha de corregir por efecto del fondo si fuere necesario—ver ref. (2)—. Así se obtiene la velocidad relativa al agua, V_s, con profundidad infinita.

Nota 7: En la parte inferior de la figura 1a se han llevado los puntos (C'_{ts} V_s) (columnas p y q), así como la curva $C_{tso} = f(V_s)$ extrapolada a partir de los ensayos del modelo para carena lisa ($C_a = o$). Se ha trazado una línea (de trazos) de regresión por los puntos (C'_{ts} V_s) por traslación de la curva anterior. Los valores de C_{ts} leídos sobre la línea de trazos se llevan a la columna p.

ANALISIS DE PRUEBAS DE MAR (PRIMERA FASE)

EJEMPLO

BUQUE XXXX

DATOS REFERENTES AL BUQUE

ESLORA TOTAL	69.30	ASIENTO	0.40
ESLORA ENTRE PERP.	62.70	SUP.MOJADA	735.
MANGA	11.30	AREA TRANS.(VIENTO)	94.
CALADO MEDIO	4.30	AREA LONG. (VIENTO)	580.

DATOS REFERENTES A LA PROPULSION

DIAMETRO DEL PROPULSOR	2.446	J	0.390	0.430
RENDIMIENTO MEC. LINEA EJES	0.980	KT	0.165	0.148
RENDIMIENTO ROTAT.RELAT.	1.000	KQ*10	0.201	0.187

DATOS OBTENIDOS EN PRUEBAS

VP (NUDOS)	PSP (CV)	NP (RPM)	VVI (NUDOS)	GAMMA (GRADOS)	SUCCION MODELO	H (M)
9.87	530.	199.00	2.0	170.0	0.220	24.
11.31	790.	225.40	25.0	8.0	0.220	24.
11.20	800.	228.10	2.5	165.0	0.220	24.
11.72	925.	237.10	26.5	7.0	0.220	24.
11.95	1000.	245.00	1.0	175.0	0.220	24.
12.47	1140.	254.20	22.5	6.0	0.220	24.

RESULTADOS (CORREGIDOS POR FONDO Y POR VIENTO)

Y AJUSTADOS EN BASE A LA ESTELA

DW= 0.0125

DV (NUDOS)	VS (NUDOS)	J	ESTELA BUQUE	RVI (TON)	RS (TON)	CTS*1000
0.04	10.20	0.434	0.326	-0.0	4.7	4.521
0.04	11.10	0.420	0.320	0.2	5.9	4.803
0.04	11.50	0.432	0.317	-0.0	6.2	4.684
0.04	11.53	0.417	0.317	0.3	6.6	4.970
0.05	12.15	0.428	0.312	-0.0	7.3	4.909
0.05	12.27	0.417	0.312	0.2	7.8	5.160

ANALISIS DE PRUEBAS DE MAR (SEGUNDA FASE)

EJEMPLO

BUQUE XXXX

DATOS REFERENTES AL BUQUE

CALADO MEDIO	4.30
ASIENTO	0.40
SUP.MOJADA	735.

DATOS REFERENTES A LA PROPULSION

DIAMETRO DEL PROPULSOR	2.446	J	0.3900	0.4300
RENDIMIENTO MEC. LINEA EJES	0.980	KT	0.1650	0.1480
RENDIMIENTO ROTAT.RELAT.	1.000	KQ	0.0201	0.0186

DATOS PROCEDENTES DE LA PRIMERA FASE

VS (NUDOS)	CTS*1000	SUCCION MODELO	ESTELA BUQUE
10.20	4.715	0.220	0.326
11.10	4.760	0.220	0.320
11.50	4.800	0.220	0.317
11.53	4.800	0.220	0.317
12.15	4.980	0.220	0.312
12.27	5.060	0.220	0.312

RESULTADOS

VS (NUDOS)	PS (CV)	NS (RPM)	TS (TON)	RS (TON)	JT
10.20	570.	203.0	6.3	4.9	0.427
11.10	747.	222.3	7.6	5.9	0.428
11.50	842.	231.3	8.2	6.4	0.428
11.53	848.	231.9	8.3	6.4	0.428
12.15	1042.	247.9	9.5	7.4	0.425
12.27	1093.	251.6	9.9	7.7	0.423

Nota 8: El grado de avance definitivo J_T del propulsor del buque se determina entrando con los valores de C_T (columna r) en la curva K_T/J^2 (fig. 1b).

Nota 9: El coeficiente de par, K_{QO} del propulsor del buque en condiciones ideales de pruebas se obtiene de la curva $K_Q = f(J)$ con los valores de J_T (columna u). Ver figura 1b.

Este ejemplo se ha presentado con el fin de aclarar al lector las dudas que hubieran podido quedar en la exposición teórica del método de análisis, pero es obvio que éste se debe realizar con un ordenador, no sólo por comodidad, sino también para disminuir la posibilidad de errores y, sobre todo, para que se pueda disponer de los resultados definitivos de las pruebas en el plazo más breve posible. Con este objeto se ha desarrollado el programa PMAR, en Fortran IV, cuya descripción acaba de ser publicada por la A. I. C. N. Aquí se presentan las hojas de salida de ordenador correspondientes al mismo caso presentado en este ejemplo-guía.

En la figura 2 se muestran las curvas de potencia y revoluciones en el eje obtenidas con este procedimiento de análisis, así como los puntos correspondientes a las medidas tomadas directamente durante las pruebas. Las líneas de trazos horizontales indican la corrección de la velocidad por efecto de las corrientes y del fondo; las verticales muestran la corrección de la potencia y las revoluciones por efecto del viento y de las imprecisiones propias de la realización de pruebas en la mar.

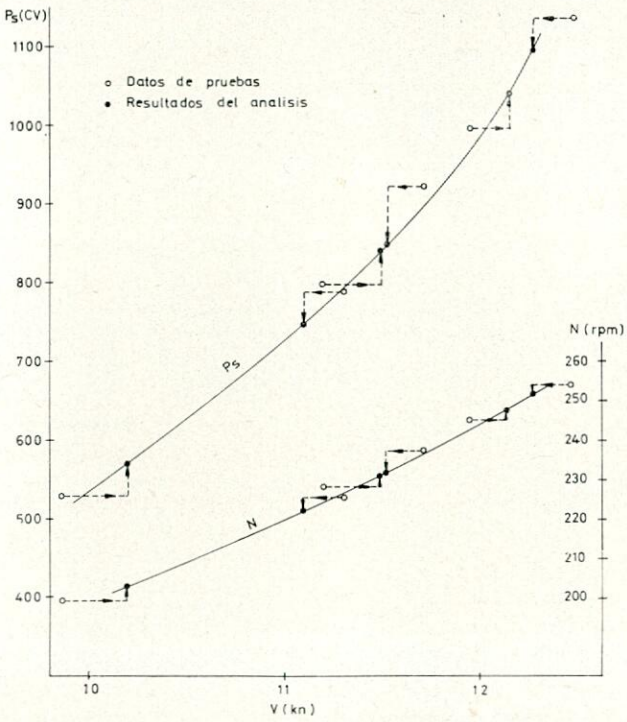


Figura 2.

P_s Potencia en el eje.
N r. p. m. en el eje.
Buque XXXX.
Pruebas de mar.

APENDICE A

Lo que se demuestra en ref. (6) es que el efecto de escala en la estela, $\Delta W = W_m - W_s$, es independiente de la velocidad. Es decir:

$$\frac{\partial \Delta W}{\partial V} = 0$$

En cambio, aquí se ha elegido un término, J_o/J, que es proporcional a $1/(1-W)$ por ser lineal en V_c/V_s. En este caso, no es rigurosamente cierto que las curvas $1/(1-W_s) = f(V)$ y $1/(1-W_m) = f(V)$ sean una traslación de la otra en el sentido de las ordenadas; o sea, no se cumple la condición:

$$\frac{\partial}{\partial V}\left(\frac{1}{1-W_m} - \frac{1}{1-W_s}\right) = 0$$

Pero desarrollando esta expresión se obtiene:

$$\frac{1}{(1-W_m)^2} \cdot \frac{\partial W_m}{\partial V} - \frac{1}{(1-W_s)^2} \cdot \frac{\partial W_s}{\partial V}$$

Y dado que $\partial W/\partial V$ es un valor pequeño frente a $(1-W)^2$, tanto para el modelo como para el buque se puede admitir que ambos términos son suficientemente pequeños, y su diferencia, despreciable. En consecuencia, este método de eliminar la velocidad de la corriente es, en la práctica, correcto.

APENDICE B

Obsérvese que con el procedimiento descrito se determina la velocidad del buque relativa al agua a partir del cálculo de $1/(1-W_s)$, y que éste se obtiene, a su vez, por una línea de regresión de los valores J_p/J de las distintas corridas, representadas por puntos situados alternadamente por encima y por debajo de su verdadero valor de acuerdo con la expresión $1 \pm V_c/V_s$. Pues bien, es evidente que si $V_c = Cte.$ la determinación de $1/(1-W_s)$ es correcta, siempre que las corridas se realicen en sentidos alternadamente opuestos.

Si existe una componente cíclica de la corriente, como en la mayoría de los casos, debida a las mareas, y las corridas se distribuyen simétricamente alrededor de un máximo o un mínimo de dicha componente, también es correcta dicha determinación, como se ve en la figura 3, donde en la parte superior se representan seis valores de la corriente en unas pruebas de seis horas de duración (un semiperíodo de marea) con seis corridas igualmente espaciadas. El valor máximo de la velocidad de la corriente se expresa por $\varepsilon = V_c/V_s$. En la parte inferior de la misma figura se representan los mismos valores de la velocidad de la corriente con el signo que les corresponde según el sentido de la corrida. ε_v representa el error en la determinación de $1/(1-W_s)$ al trazar una línea de regresión por los puntos J_p/J, que en este caso es cero. Puede observarse que si se cumple la condición de simetría citada, ε_v es teóricamente cero cualquiera que sea la duración total de las pruebas.

El caso más desfavorable se presentaría si las corridas se distribuyeran simétricamente alrededor de una inflexión de la corriente de marea; es decir, alrededor de la pleamar o de la bajamar, y si su duración total fuese próxima a las seis horas. El error en la estimación de $1/(1-W_s)$ es, en este caso, de un 16,5 % de ε. Para duraciones superiores a las seis horas, el error ε_v disminuye también, hasta anularse con doce horas.

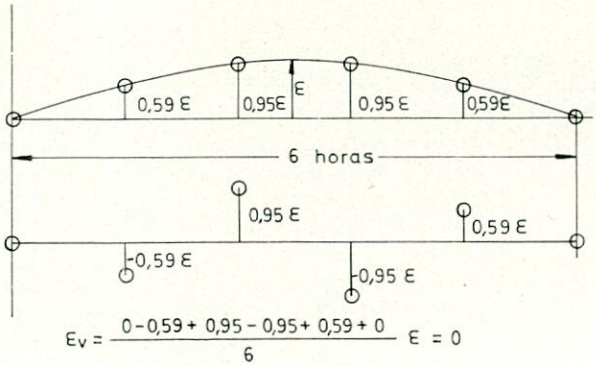


Figura 3.

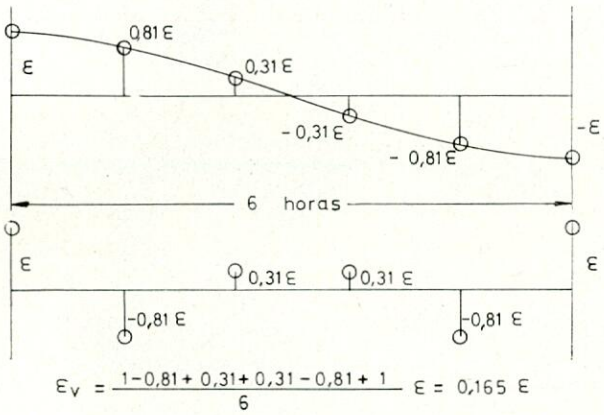


Figura 4.

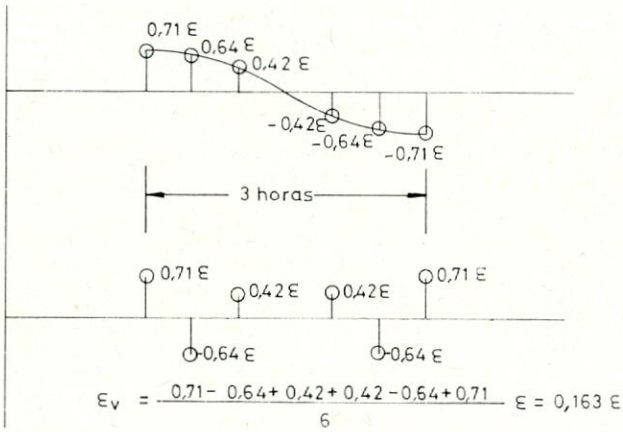


Figura 5.

Como la amplitud de la componente cíclica de la velocidad de la corriente no suele ser superior a ± 0.5 nudos en las zonas en que habitualmente se realizan las pruebas en nuestro país, el error debido al empleo de este método en un buque de 16 nudos, por ejemplo, es inferior, en el caso más desfavorable, a un 0.5 % (ε = = 3.1 %, ε_V = 0.16 . ε = 0.5 %).

AGRADECIMIENTO

Deseo hacer constar mi agradecimiento por la colaboración prestada para la preparación de este trabajo al personal de la A. I. C. N., en especial a Luis de Mazarredo, primer crítico del mismo, por sus oportunas sugerencias; a Luis Fernández-Vega, realizador del programa PMAR; a Francisco Archanco y Angel Garzón, que me han transmitido sus experiencias en la realización de diversas pruebas de mar en los tres últimos años, y a Francisca Iniesta y Jesús Fernández por su trabajo en la presentación escrita y gráfica de este trabajo.

SIMBOLOS UTILIZADOS

D = Diámetro del propulsor.
S = Superficie mojada de la carena.
V_p = Velocidad del buque relativa a tierra.
V'_s = Velocidad del buque relativa al agua sin corregir por fondo.
V_s = Velocidad del buque en aguas profundas.
V_c = Velocidad de la corriente.
N_p = R. p. m. del propulsor medidas en pruebas.
N = R. p. m. en condiciones normales.
Q_p = Par en el eje medido en pruebas.
P_{sp} = Potencia en el eje medida en pruebas.
P_s = Potencia en el eje en condiciones normales.
ρ = Densidad del agua.
K_Q = Coeficiente de par: $Q/(\rho n^2 D^5)$.
K_T = Coeficiente de empuje: $T/(n^2 D^4)$.
J_p = Grado de avance del propulsor sin considerar la estela: $V_p/n_p D$.
J = Grado de avance del propulsor deducido de los valores de Q_o y n_o en cada corrida.
J_T = Grado de avance en aguas tranquilas y viento en calma.
W = Coeficiente de estela por identidad de empuje.
t = Coeficiente de succión.
η_m = Rendimiento mecánico de la línea de ejes.
η_r = Rendimiento rotativo relativo.
R_p = Resistencia total del buque deducida de los datos de pruebas.
R_s = Resistencia total del buque en condiciones normales.
C_{ts} = Coeficiente de resistencia del buque.
C_{tso} = Coeficiente de resistencia del buque extrapolado del modelo para carena libre.
T_{pr} = Empuje del propulsor del buque deducido de los datos de pruebas.
Subíndice s = Parámetros correspondientes al buque.
Subíndice m = Parámetros correspondientes al modelo.

BIBLIOGRAFIA

1. PROHASKA: «Trial-trip analysis for six sister ships». NECI, volumen 78, 1961-62.
2. H. LACKENBY: «The effect of shallow water on ship speed». S. M. E. B., 1963.
3. TANIGUCHI: «On model-ship correlation in propulsive performance». «Japan Shipbuilding», 1967.
4. M. L. ACEVEDO: «Pruebas de mar y ensayos de modelos del ARQUIMEDES». «Ingeniería Naval», 1968.
5. L. MAZARREDO: «Pruebas sobre la milla medida». «Ingeniería Naval», 1971.
6. H. SIERRA: «Estimación de la velocidad del buque en aguas tranquilas y análisis de pruebas». «Ingeniería Naval», 1972.
7. R. ALVARIÑO: «Ensayos de canal y pruebas de mar de un petrolero de 150.000 TPM». «Ingeniería Naval», 1973.
8. R. M. ISHERWOOD: «Wind resistance of merchants ships». RINA, 1973.
9. P. O'DOGHERTY: «Pruebas de mar del obo "Paloma del Mar"». «Ingeniería Naval», 1974.
10. K. TAMURA: «Speed and power prediction techniques for high block ships applied in Nagasaki Experimental Tank». SNAME, 1975.
11. «Pruebas sobre la milla medida». Canal de Experiencias de El Pardo, 1950 y 1953.
12. «Code of procedure for measured Mile-Trials». B. S. R. A., 1964.
13. «Code for sea trials». SNAME, 1973.
14. «Código de Pruebas de Mar. Clase A». Publ. 1/76 de la A. I. C. N. (en edición).

DISCUSION

Sr. O'Dogherty

Es alentador ver el interés de la A. I. C. N. en el análisis y control de las pruebas de mar, de lo que es prueba este interesante trabajo, uno más de los presentados por Honorio Sierra, que ha de contribuir a mejorar la interpretación y evaluación de resultados de pruebas reales.

Estoy de acuerdo con el autor, en términos generales, con la hipótesis $\frac{\partial \Delta W}{\partial V} = 0$, si bien ello puede tomarse como suficientemente aproximado si se refiere a las corridas realizadas a regímenes próximos del motor. Para

el caso de pruebas progresivas de velocidad, donde puede haber grandes diferencias de velocidad entre distintas corridas, esta hipótesis puede originar errores, ya que entonces pueden darse diferencias apreciables en ΔW.

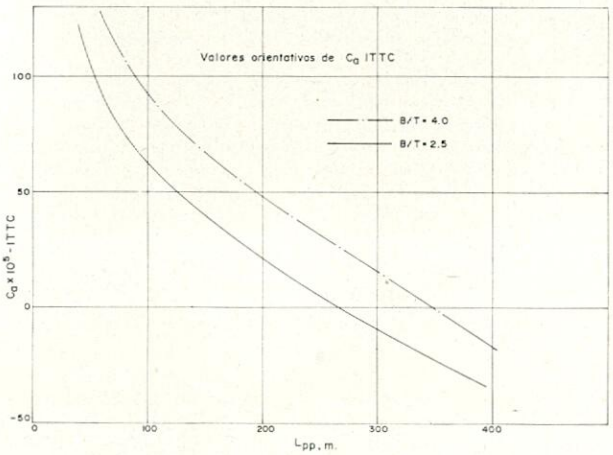
Por trabajar sistemáticamente en este interesante problema de la correlación modelo-buque, considero muy deseable que se adoptase la propuesta del autor, en el sentido de realizar al menos grupos de seis corridas, espaciadas en un semiperíodo de la marea, algo más de seis horas, para así eliminar los efectos de la corriente, dando mayor seguridad al análisis.

En los trabajos de análisis realizados en el Canal de El Pardo, utilizando el método de ensayos que actualmente se lleva a cabo, mediante el empleo de los coeficientes de fricción definidos por la línea ITTC-1957, realizando los ensayos de autopropulsión para el punto estimado de propulsión del buque, se emplean preferentemente aquellas pruebas de mar realizadas con buenas condiciones meteorológicas, Beaufort no superior a 2, mar llana o rizada, aguas profundas. La comparación de los valores de P_D estimados por el Canal, correspondientes al valor de C_a elegido para los ensayos de autopropulsión, con los P_D promedios de cada grupo de corridas, para la velocidad promedio corregida por corrientes, permite calcular el valor corregido de C_a que hubiera sido más apropiado para ese buque. La figura corresponde a los valores estimativos de C_a que pueden emplearse de una forma orientativa, estando basada en la experiencia de El Pardo. Estos valores de C_a se vienen empleando, con pequeñas variaciones fruto de la experiencia, obteniéndose resultados bastante precisos en las predicciones de potencia. La predicción de las r. p. m. del buque está basada en la adopción del efecto de escala en la estela de par, ΔW_Q, el cual se puede hallar directamente de los resultados del Canal y de las pruebas de mar.

Al objeto de mejorar las predicciones, se está procediendo en la actualidad a realizar ensayos de remolque para bajos valores del número de Froude, lo que permite calcular el factor de forma, $1 + k$, el cual es empleado en el cálculo de la resistencia viscosa, de tal forma que se verifique:

$$C'_t = C'_f\ (1 + k) + C'_w$$

$$C_t = C_f\ (1 + k) + \Delta C_f + C_W \qquad (C_W = C'_W)$$



Sr. García Gómez

Primero, felicitar al autor no sólo de una manera sincera, sino efusiva. Nos da un método de análisis muy bueno y extremadamente útil para todos aquellos que estamos implicados en los problemas de correlación. Con su análisis no sólo se proporciona a armadores, astilleros y Administración unos datos sobre velocidad que sirvan para el cierre de un contrato, sino que facilita enormemente la determinación de C_a, coeficiente de rugosidad y K_2 coeficiente de revoluciones, lo que, como he dicho, es de la máxima importancia para cuantos, trabajando con modelos, nos vemos obligados a realizar, con esos coeficientes empíricos, una extrapolación. Sólo quiero preguntar si no estima el autor conveniente tener en cuenta el período de tiempo transcurrido desde que el buque ha tenido el casco limpio hasta que realiza las pruebas, pues algunas veces el tiempo que la carena lleva en el agua es dilatado y el ensuciamiento del casco, al estar quieto en dique o en el muelle de armamento, es mayor que el ensuciamiento que tendría en el mismo tiempo, pero navegando.

Sr. Núñez Basáñez

El trabajo presentado por Honorio Sierra es de sumo interés y una herramienta muy útil para aquellos que, con frecuencia, nos vemos obligados a enfrentarnos con este problema.

En el caso de buques con tobera, es extremadamente difícil el cálculo de algunos de los coeficientes —como, por ejemplo, el de estela a igualdad de empuje y el de succión—, derivados de los ensayos. En mi opinión, varios factores influyen en este confusionismo:

— Todavía no está claro, y existen opiniones para todos los gustos, si se debe considerar a la tobera como elemento asociado a la carena o al equipo propulsor.

— En el ensayo de autopropulsión, y debido a su gran complejidad en cuanto a instalación de los medidores se refiere, no se suele medir el empuje propio de la tobera.

Según lo anterior, al calcular el rendimiento rotativo-relativo, se suelen presentar valores disparatados si se comparan con los que normalmente resultan en buques dotados de propulsor convencional.

Quisiera que el autor me diera su opinión sobre este tema y me adelantara, si ello fuera posible, la forma de aplicación de este método de análisis en los buques con tobera.

Sr. Nestares García-Trevijano

Teniendo en cuenta la curva media de velocidades —potencias en condiciones, o mejor dicho en dos sentidos en situación de mar no ideal o normal de pruebas, y a la vista de que existe un margen positivo en el sentido de que la velocidad real es mayor que la obtenida en la curva media—, pregunta:

1.º ¿Qué margen en porcentaje representa?

2.º Si en un arbitraje el método se podría utilizar en favor del astillero.

3.º A Pascual O'Dogherty, ¿qué margen toma el Canal en sus predicciones?

Sr. Pérez Gómez (por escrito)

Aunque no me ha sido posible asistir a estas Sesiones Técnicas, el título de este trabajo me ha animado a escribir esta breve nota con la intención de completar su contenido con las últimas conclusiones que, en relación con este tema, hemos obtenido en la Dirección Técnica de Construcción Naval de Astilleros Españoles.

El método, bastante conocido ya en la actualidad, que el autor propone está en la misma línea que el expuesto por don Pascual O'Dogherty en las X Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval, celebradas en Bilbao, en su brillante trabajo titulado «Pruebas de mar del OBO "Paloma del Mar"». En dicho trabajo se nos presentó un interesante procedimiento para calcular la velocidad relativa del buque respecto al fluido en cada corrida, y también se sugirió corregir cualquier resultado erróneo obtenido en alguna corrida analizando las variaciones del coeficiente efectivo de estela.

Generalizando el procedimiento seguido por el señor O'Dogherty, se pueden analizar los datos obtenidos en las pruebas de mar independientemente de la hora a la que se efectúen las corridas, siempre que se conozca la curva de mareas correspondiente al día de las pruebas y que se acepte que su distribución es razonablemente sinusoidal (véase el capítulo 18 de la segunda parte de mis apuntes sobre «Principios de teoría del buque», Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales, que se ha de publicar en breve), hipótesis esta última que nos parece perfectamente razonable en el caso de nuestras costas.

Deseo puntualizar que el procedimiento que propone el autor resulta incompleto, ya que sólo sería exacto en condiciones ideales de pruebas. En el caso de que existiese marejada en una determinada dirección, efectuando las corridas en períodos de tiempo simétricos respecto al punto de inflexión de la curva de marea, no se conseguiría deducir la velocidad relativa del buque respecto al fluido en cada corrida debido a que las velocidades absolutas respecto a tierra no estarían influenciadas únicamente por el efecto de las corrientes y de la marea, sino también por la marejada (con la influencia de su viento asociado), siendo ésta de efectos diferentes según incidiese sobre el buque por la proa o por la popa.

Nosotros hemos resuelto ya esta dificultad. En los apuntes que he mencionado con anterioridad demuestro que, efectuando cuatro corridas con el mismo régimen del motor, y conociendo la curva de mareas (siempre posible de construir siguiendo el ejemplo que nos facilitó el señor O'Dogherty), pueden obtenerse las velocidades relativas del buque respecto al fluido en ambas direcciones, que, en general, serán diferentes entre sí, así como la componente constante debida a la corriente y la pulsatoria debida a la marea.

En el citado trabajo demuestro también que, utilizando los promedios ponderados de las velocidades de las corridas de un mismo régimen, pueden conseguirse resultados optimistas o pesimistas según se planifiquen las pruebas de mar. A este respecto estoy, por lo tanto, de acuerdo con las recomendaciones del autor.

Opino, al margen de las recomendaciones de la I. T. T. C. y de la norma primitiva emitida por la A. I. C. N., que deben de realizarse el máximo número de corridas con el mismo régimen de potencia y, en general, próximo a las condiciones de ajuste del propulsor.

Aunque, desde el punto de vista del análisis de regresión, puede resultar atractivo construir una curva lo más completa posible del comportamiento del buque, debe de tenerse en cuenta que, en general, la pendiente de la curva del comportamiento del buque es diferente de la correspondiente del modelo (naturalmente, las diferencias dependerán, además, del procedimiento de extrapolación utilizado) y, por lo tanto, los coeficientes de correlación deducidos para un régimen de potencia no han de coincidir con los correspondientes a otros regímenes.

Por otra parte, la comparación entre el buque y el modelo a velocidades bajas resulta muy dudosa por la probable existencia de flujo laminar sobre el modelo.

Quienes, por necesidades de nuestro trabajo, asistimos a pruebas de mar con cierta asiduidad, sabemos por experiencia lo frecuente que resulta que éstas no se realicen en su integridad. Esta evidencia me lleva a recomendar que, tras el oportuno rodaje del motor, se inicien las pruebas rodando el motor a la potencia correspondiente al ajuste de la hélice (para evitar sobrecargas innecesarias por potencia o por revoluciones) para de este modo tener la seguridad de poder obtener los datos más esenciales para el proceso de correlación.

Estimo que resulta innecesario restringir deliberadamente el procedimiento de análisis que el autor ha seguido, no transformando las curvas características del comportamiento del propulsor en aguas libres del campo del modelo al del buque, cuando en la actualidad existen suficientes recursos teóricos para abordar esta extrapolación. En el nuevo programa que estamos desarrollando en Astilleros Españoles, S. A., se incluye esta posibilidad.

Estamos de acuerdo con el autor en que las correcciones para tener en cuenta el estado de la mar no resultan muy fidedignas, pero, sin embargo, el gráfico de Jong y el procedimiento de Aertssen se usan con suma profusión para analizar los resultados obtenidos en pruebas de mar. Creo que debe recordarse que estos métodos incluyen en sus correcciones la influencia de la acción conjunta del estado de la mar y de su viento asociado y, por lo tanto, cuando se efectúa la corrección por viento (nos parece aceptable el procedimiento de Isherwood), es preciso descontar, en lugar de la resistencia debida al aire, la resistencia del viento asociado al estado de la mar, ya que, por lo general, la resistencia debida al aire se suele englobar en el coeficiente de correlación ΔCF. Cuando la velocidad del viento medida en pruebas resulta inferior a la velocidad asociada al estado de la mar. dicha corrección no ha de aplicarse.

Finalmente, con respecto al procedimiento de Schlichting-Lackenby, que se cita en el trabajo para efectuar las correcciones por aguas poco profundas, debo recordar al señor Sierra que en su trabajo de 1972 (ref. 6) ya mencionó que Scott discutió la validez de la corrección propuesta por Lackenby.

Por nuestra parte, hemos estudiado con detenimiento el problema y estamos completamente de acuerdo con las objeciones de Scott a las hipótesis de partida de Lackenby (véase el capítulo 19 de mi trabajo que he referenciado con anterioridad), pero, sin embargo, no nos parece aceptable en su totalidad la solución de Scott al problema de transformar las correcciones de velocidad a resistencia constante a potencia constante. Este tipo de hipótesis podría resultar cómoda cuando los cálculos para efectuar las correcciones se realizaban a mano, pero, disponiendo de ordenador, resulta lógico actuar partiendo de las conclusiones básicas de Schlichting corregidas por Landweber, evitando de este modo introducir en los cálculos hipótesis simplificativas innecesarias y de validez discutible.

El procedimiento que nosotros hemos decidido seguir se basa en aceptar que el coeficiente efectivo de estela a identidad de empuje, el coeficiente de succión y el rendimiento rotativo relativo no se ven influenciados por el efecto de la poca profundidad del agua y, en consecuencia, las variaciones que puedan producirse en el rendimiento propulsivo del buque han de atribuirse al cambio en el punto de funcionamiento del propulsor.

Para cada una de las velocidades corregidas por Schlichting (V_h, siguiendo la notación de Saunders) se obtienen los valores de t, W_t, y η_r correspondientes a dicha velocidad, deducidos de las curvas de predicciones del comportamiento del buque en condiciones ideales de pruebas y en aguas suficientemente profundas. A continuación se supone que el rendimiento del propulsor en aguas libres correspondiente a dicha velocidad posee un valor determinado η_o, con lo cual se puede estimar que el buque, navegando a la velocidad V_h y en aguas de profundidad h, desarrollará unos determinados BHP. Con dicho valor se entra en la curva $\frac{K_Q}{J^2}$, transformada de la curva $K_Q - J$, correspondiente al propulsor real, y se obtiene un punto de funcionamiento J del propulsor. En caso de que el rendimiento η_o del propulsor en aguas libres, asociado al valor de J que se ha mencionado, no coincida con el valor inicialmente supuesto, se toma como valor previsto de η_o este último y se repite el proceso de iteración hasta que se produzca la coincidencia deseada.

Este proceso se repite para tantos puntos de la curva $R_h - V_h$ como se desee y para tantas curvas $R_h - V_h$ como la prudencia aconseje como necesarias con objeto de que las profundidades de las corridas queden comprendidas en el interior del haz de curvas.

Entrando en la curva correspondiente al fondo de la corrida con la potencia desarrollada por el motor se obtiene el valor de la velocidad V_h, que, restada de la velocidad V_∞ (sigo con la notación de Saunders), facilita la pérdida de velocidad a potencia constante.

El procedimiento que hemos decidido seguir, además de ser más preciso que el tradicional de Schlichting-Lackenby, ofrece la ventaja adicional de que simultáneamente se obtienen las revoluciones a las que giraría el propulsor en aguas poco profundas, ya que se conoce el grado de avance del propulsor, que restadas de las correspondientes de la curva de predicción para aguas de profundidad ilimitada permiten obtener la corrección en las revoluciones (a potencia constante) para tener en cuenta el efecto de aguas poco profundas.

Sr. Alvariño (por escrito)

Enhorabuena al autor. Su trabajo es un serio y responsable intento de definir, en castellano, unas reglas de juego precisas para el conflictivo tema de definir la velocidad anteriormente a la entrega del buque.

Comentando la barrera donde finaliza el grado 2 de la Escala Beaufort, el que suscribe ha utilizado en ocasiones (y a falta de otros medios) péndulos unidireccionales para medir el comienzo (y el período) del balance y cabeceo. Evidentemente, valores medidos sirven más de aviso que como base para cálculos de energía disipada.

Respecto a factores de correlación modelo-buque, y habla en sentido general, toda la información acopiada se canaliza, contablemente, a definir unos valores predecibles de potencia, velocidad y r. p. m.

Diríamos que el contrato de construcción, con su mecanismo interno de coste (contable también), arrastra a que científicos y técnicos desemboquen en la Aritmética de Bruño.

¿Qué opina el autor de utilizar los resultados para, de forma estadística, definir la velocidad alcanzable por medio de un porcentaje de riesgo? En otras palabras, junto con la predicción, establecer el porcentaje de probabilidad de que el buque alcance una velocidad superior a la que se especifique.

Evidentemente, el acopio de datos debería tender más a la confección de histogramas que a líneas de tendencia. También en este supuesto las dispersiones de resultados, tan frecuentes debido a la complejidad de las variables presentes, tendrían un tratamiento distinto a lo que se les da en la actualidad.

El autor

Deseo agradecer sinceramente el interés que han mostrado por este trabajo los compañeros de nuestra profesión que han intervenido en la discusión del mismo, así como la crítica realizada por ellos, lo que me permitirá aclarar algunos puntos que pudieron quedar algo oscuros en mi exposición.

Contestación a don Pascual O'Dogherty

Estoy de acuerdo en que la expresión $\delta(\Delta W)/\delta V = 0$ no es totalmente exacta, pero también es cierto que, en la mayoría de los casos, las variaciones de ΔW con las velocidades quedan dentro del margen de error de la estimación de W a partir de los datos de pruebas, con lo cual dicha expresión es, en general, aceptable en la práctica. Por otra parte, el hecho de que en algunos casos no sea válida no afecta sustancialmente al sistema de análisis propuesto, pues ha de advertirse que tal hipótesis se propone para facilitar el trazado de la curva $W_s = f(V_s)$ con los valores deducidos de los datos de pruebas, de modo que si se observase algún caso en el que los valores de W_s no siguiesen la misma tendencia que los correspondientes del modelo, deben ignorarse éstos, trazándose dicha curva sin la limitación cuestionada.

Me parece adecuado el criterio que se sigue en el Canal de El Pardo en cuanto a la adopción del coeficiente de estela a igualdad de par, W_Q, para tener en cuenta el efecto de escala en las revoluciones. Aunque con ello no se evita el uso del coeficiente rotativo relativo (con su ignorado efecto de escala), cuyo valor es necesario para hacer las correcciones por viento y por fondo, también es cierto que, en este caso, el posible error introducido por la hipótesis $\eta_{rs} = \eta_{rm}$ afecta sólo a dichas correcciones, pero no al valor del coeficiente de estela del buque, como ocurre cuando se utiliza el coeficiente de estela a igualdad de empuje. En el sistema de análisis que propongo utilizo este último coeficiente por ser el que utiliza normalmente la I. T. T. C. y el que se ha determinado siempre con mayor precisión en los canales. Pero no hay inconveniente en utilizar W_Q en lugar de W_T en el sistema de análisis aquí propuesto, siempre que se cambien algunas de las expresiones contenidas en el mismo, como se indica a continuación:

— η_r (cuya definición es ahora K_T/K_{TO}, en lugar de K_{QO}/K_Q) desaparece en las expresiones de K_{QOP} y P_s, pero aparece en las de T_{pr} y C_T:

$$T_{pr} = \eta_r K_{T\rho} n_p^2 D^4$$

$$C_T = \frac{C_{ts}}{(1-t)\ (1-W_s)^2} \cdot \frac{S}{2D^2 \eta_r}$$

— J_T debe denominarse ahora J_Q.

— W_s y W_m representarán ahora los coeficientes de estela del buque y del modelo a igualdad de par, pero no hay que cambiar ninguna de las expresiones que contienen estos parámetros.

Contestación a don Amadeo García Gómez

Aunque ya he expresado mi agradecimiento a todos los que han intervenido en esta discusión, me veo obligado a dar las gracias de manera especial a Amadeo García Gómez ante su efusiva felicitación por mi trabajo.

En cuanto a la pregunta que me plantea, he de responder que, en efecto, el tiempo transcurrido entre la salida de dique o varadero hasta la realización de las pruebas puede influir sensiblemente en el valor de C_a. A este respecto puedo señalar que en el Código de Pruebas de Mar, elaborado recientemente en la A. I. C. N., se recomienda que dicho intervalo de tiempo no supere las tres semanas, siempre que ello sea posible.

Contestación a don José Núñez

La respuesta a esta interesantísima pregunta está directamente relacionada con la extrapolación de resultados del modelo al buque, cuestión que está estudiando aún la propia I. T. T. C., pero ello no me autoriza a eludirla, y, en consecuencia, voy a dar mi opinión sobre este problema.

En primer lugar, creo que, como dije recientemente en las Sesiones Técnicas de Gijón (*), la hélice y la tobera forman un conjunto inseparable en lo que se refiere a su comportamiento hidrodinámico, por cuanto que, separados ambos elementos, el funcionamiento de cada uno es «cualitativamente» distinto que situados en la posición relativa adecuada.

Es evidente que, actuando en consecuencia con esta idea, es imposible calcular los coeficientes de succión y rotativo relativo sin medir el empuje de la tobera en los ensayos de propulsión del modelo, lo que no se suele hacer por la razón que ha aducido José Núñez. No hablemos ya del empuje de la tobera del buque, cuya medida es totalmente inviable. Pero todo esto no significa que no se pueda hacer una estimación del empuje total de la hélice y la tobera del buque, lo bastante aproximada para permitir la aplicación del sistema de análisis de pruebas que he presentado a discusión. Voy a exponer brevemente una posible solución, cuyos resultados no he tenido

(*) Discusión del trabajo: «Una innovación en el proyecto de hélices», de Gonzalo Pérez. «Ingeniería Naval», 1976, pág. 660.

ocasión de comprobar y que, por tanto, ha de tomarse como una simple sugerencia.

En principio, parece bastante claro que, especialmente en este caso, es más ventajoso utilizar W_Q en lugar de W_T por las razones expuestas en mi contestación al señor O'Dogherty en apoyo de su criterio. Por lo que se refiere a la estimación de los coeficientes de succión y rotativo-relativo, voy a empezar por definirlos para el caso en cuestión; es decir, cuando se considera la hélice y la tobera como un conjunto propulsor indivisible:

$$t = 1 - \frac{R}{T_N + T_P} \qquad (I)$$

$$\eta_r = \frac{T_N + T_P}{T_{NO} + T_{PO}} \qquad (II)$$

donde los subíndices N y P indican tobera y hélice, respectivamente, y el subíndice O indica que los valores del empuje son los correspondientes a flujo uniforme con un grado de avance definido por la igualdad del par (J_Q). Pues bien, podría admitirse, en primera aproximación, que la proporción entre el empuje de la hélice y el del conjunto es igual en flujo uniforme que en la estela del buque:

$$\frac{T_N + T_P}{T_P} = \frac{T_{NO} + T_{PO}}{T_{PO}} \qquad (III)$$

Hipótesis admisible, al menos, siempre que la estela no sea demasiado variable (y este es el caso de pesqueros y remolcadores, objeto, supongo, de la preocupación de José Núñez). Aquella proporción puede escribirse también así:

$$\frac{T_N + T_P}{T_{NO} + T_{PO}} = \frac{T_P}{T_{PO}} \qquad (IV)$$

y, en consecuencia,

$$\eta_r = \frac{T_P}{T_{PO}} \qquad (V)$$

y

$$T_N = \eta_r\,(T_{NO} + T_{PO}) - T_P \qquad (VI)$$

De modo que η_r se puede determinar así con los valores del empuje de la hélice en flujo uniforme (funcionando en la tobera) y en el ensayo de autopropulsión, datos que se toman habitualmente. Con estos valores y el del empuje de la tobera en flujo uniforme (funcionando con la hélice) queda determinado el empuje de la tobera en autopropulsión (VI), en base siempre a la misma hipótesis, lo que permite calcular el coeficiente de succión definido en (I).

Una vez estimados η_r y t es ya posible aplicar el sistema de análisis de pruebas propuesto a buques con hélice en tobera haciendo la modificación explicada en la contestación al señor O'Dogherty.

Contestación a don José M. Nestares

A la primera pregunta: el error a que puede dar lugar la estimación de la velocidad en pruebas, promediando los valores de la velocidad y la potencia de corridas consecutivas al mismo régimen, varía mucho con el estado de la mar y el tipo de buque (formas, tamaño, velocidad, etcétera). Pero para dar una idea de su magnitud puedo ofrecer un ejemplo real: se trata de un petrolero de gran tamaño cuyas pruebas a plena carga se realizaron con un estado en la mar Beaufort 3, empeorando a 4/5 en las últimas corridas. La velocidad de pruebas prevista era de 15,5 nudos, y, según los resultados dados por el sistema de análisis que presento, alcanzó dicha velocidad. En cambio, con el sistema tradicional de promedios habría dado, aparentemente, un cuarto de nudo menos.

En cuanto a la segunda pregunta, he de responder que el sistema está lo bastante estudiado, mientras no se demuestre lo contrario, como para ofrecer garantías de neutralidad técnica ante un arbitraje. De hecho, ya se ha aplicado en una ocasión con este fin hace pocos meses, y, por supuesto, no fue en favor del astillero ni del armador, sino de ambos a la vez, pues permitió conocer el comportamiento real del buque en pruebas a las dos partes en litigio.

Conviene añadir que este sistema no abarca sólo los cálculos, sino que plantea también unas exigencias en el planteamiento de las pruebas sin las que sería inútil el adecuado tratamiento numérico.

Contestación a don Gonzalo Pérez Gómez

No me sorprende que el sistema de análisis de pruebas que he expuesto sea, al menos en términos generales, «bastante conocido ya en la actualidad», pues son muchos los años que llevo trabajando, escribiendo y hablando, en mis relaciones profesionales, sobre este tema. Si hubieran sido otros los resultados me sentiría defraudado. Lo que sí me sorprende es la opinión de que este método está «en la misma línea» que el expuesto por don Pascual O'Dogherty hace dos años, y que ha sido justamente calificado de brillante por el señor Pérez Gómez, siendo así que los juicios que éste hace a continuación sobre mi trabajo lo configuran como algo más bien mate. Trataré de sacarle brillo para ponerlo «en línea» con el del señor O'Dogherty y resolver así la contradicción en que ha incurrido el señor Pérez Gómez.

En (6) se presentaba un sistema de análisis de pruebas que, como todo en este mundo, era discutible, pero en él se consideraban los parámetros que intervienen en este problema de una manera casi exhaustiva. Entonces el señor Alvariño me indicó el interés que podría tener la preparación de un método más concreto, en el que se tuvieran en cuenta las limitaciones que condicionan la realización y adquisición de datos en la mayor parte de las pruebas de mar. El programa de investigación «Pruebas de Mar» de la A. I. C. N. nos ha dado ocasión para aplicar aquellas primeras conclusiones a numerosos resultados de pruebas para, tras sucesivas modificaciones, llegar al actual planteamiento.

La principal diferencia entre ambos métodos es que en el primitivo se analizaban los resultados corrida por corrida; es decir, sin promediar resultados de las corridas sucesivas a un mismo régimen. En el actual se conserva este criterio, pero los resultados de cada corrida se corrigen de acuerdo con los obtenidos en todas las demás, correspondan o no al mismo régimen de máquinas, con objeto de disminuir los inevitables errores en las mediciones y los motivados por las posibles variaciones del medio ambiente. Esta es una de las innovaciones de este trabajo.

Respecto a la eliminación del efecto de las corrientes de mareas semidiurnas, como las de nuestras costas, he de aclarar, aunque parece obvio, que lo correcto es tener en cuenta su variación senoidal; pero yo presento aquí una solución aproximada, muy sencilla, cuyas limitaciones he estudiado con bastante rigor y presentado en el apéndice B (esta es otra de las innovaciones). Las ventajas de esta solución, aparte de su sencillez, son evidentes si se considera que no siempre se conoce el desfase de la pleamar entre el lugar donde se realizan las pruebas y el punto más próximo de la costa de los que figuran en las tablas de mareas.

Si se lee con atención mi trabajo (apartado 3) se observará que, aunque no se recomienda expresamente un método para corregir los resultados de las pruebas por efecto de las olas, se indica el lugar preciso, dentro de la secuencia del análisis, donde se debe introducir tal corrección con los datos adecuados al tipo de buque en cuestión, a fin de que queden afectados por ella automáticamente tanto la potencia como las revoluciones. Nótese que lo que aquí propongo no es una fórmula mágica para resolver de un plumazo los problemas de análisis de las pruebas de mar, sino que se trata de un sis-

tema de elaboración de datos abierto, en sus distintas fases, a la introducción de los criterios y de la experiencia de los usuarios, siempre que se respete su estructura principal. He seguido este criterio porque creo que las discrepancias entre los resultados dados por diferentes métodos de corrección de efectos parciales (corriente, viento, olas, fondo) son, en general, pequeños frente a los que aparecen cuando se utilizan sistemas inadecuados en el tratamiento de los datos y en su secuencia. En cuanto a los métodos de corrección parciales, me he limitado a recomendar aquellos cuya validez está suficientemente comprobada, al menos por el momento.

Estoy totalmente de acuerdo con el señor Pérez Gómez en que existen suficientes recursos teóricos en la actualidad para estimar el efecto de escala en las curvas características de la hélice. Entre otros trabajos sobre este tema, como el ya clásico de Lerbs de 1951, me viene a la memoria el que publiqué en esta misma revista en 1972, con el título «Efecto de escala en el funcionamiento de propulsores en flujo uniforme». Pero no he incluido este efecto de escala en el sistema de análisis propuesto porque no es necesario para elaborar las curvas de potencia y revoluciones en condiciones normales de pruebas (que es lo que interesa a armadores y astilleros), ya que las curvas características K_T y K_Q se utilizan en este proceso dos veces y en sentidos opuestos, con lo cual se elimina automáticamente dicho efecto de escala por ser éste pequeño.

Por otra parte, al ser las curvas K_T y K_Q datos de entrada en el sistema de análisis, no hay ningún inconveniente en introducirlas ya corregidas por efecto de escala según el método que guste el usuario. En este caso, los usuarios serían, sobre todo, los canales de ensayos, ya que a ellos pudiera interesar, principalmente, la influencia del efecto de escala en cuestión sobre los valores de ΔW y Ca.

Por lo que se refiere a la corrección de velocidad por fondo propuesta por Lackenby, debo aclarar que en mi trabajo de ref. 6 no mencioné que Scott discutiese la validez de tal método, sino lo siguiente: « J. R. Scott opina que la fórmula de Lackenby proporciona correcciones un poco bajas...» La diferencia entre lo que, ignoro por qué, se me achaca y lo que realmente escribí es más que un simple matiz. Pero, además, si se sigue leyendo con paciencia la página 140 de ref. 6 se podrá observar que a continuación se indica cómo, para averiguar cuál de las dos fórmulas propuestas respectivamente por Scott y Lackenby era la más adecuada, realizamos unos ensayos de remolque a distintas velocidades con un modelo de la serie 60 en el canal de la Escuela, en aguas poco profundas y con mucha profundidad. Los resultados obtenidos coincidían con mucha aproximación con las previsiones dadas por el método de Schlichting-Lackenby. Finalmente se concluía: «Por todo lo cual, parece recomendable la aplicación de la fórmula de Lackenby para estimar la corrección de la velocidad por aguas poco profundas.»

Sería obvio añadir comentario alguno sobre esta cuestión. Quisiera sólo insistir en que más importante que el método de corrección parcial es el modo de aplicarlo dentro de la secuencia general del análisis de pruebas, y que, tal y como se ha insertado la corrección de velocidad por fondo en el presente sistema de análisis, esta corrección se realiza a resistencia constante, y está implícita la hipótesis de que los coeficientes de propulsión no varían con la proximidad del fondo, al menos dentro de los límites aceptables para realizar unas pruebas de mar, según proponía ya en mi trabajo de ref. 6, página 141. En la aceptación de dicha hipótesis sí está acertado, en cambio, el señor Pérez Gómez, al cual agradezco especialmente su intervención, pues creo que no es habitual que a un autor se le brinde la oportunidad de aclarar tan numerosos puntos de su trabajo.

Contestación a don Ricardo Alvariño

El señor Alvariño ha apuntado con su pregunta un tema clave en la relación astillero-armador ante el contrato y los resultados de las pruebas de velocidad. En efecto, los astilleros se comprometen a que el buque alcance más de X nudos o, simplemente, X nudos, quedando a su criterio el margen de seguridad que han de tener en cuenta en la elaboración del proyecto, a fin de cumplir el contrato sin encarecer el buque innecesariamente.

Pero puede ocurrir que aquel margen sea suficiente y, en cambio, se obtenga un valor de la velocidad inferior al de contrato a causa de una excepcional acumulación de los errores inherentes a todo experimento, sobre todo si éste es muy complejo. Por ejemplo, la velocidad de contrato de un buque es de 15 nudos: el astillero construye un buque para dar 15,15 nudos y, en efecto, los resultados de 100 hipotéticas pruebas se distribuyen entre 15 y 15.30 nudos 95 veces. Es evidente que se ha superado la velocidad de contrato, pero pudiera ocurrir que en las pruebas reales se obtuviera una medida de la velocidad de 14.90 por haber quedado este experimento en la cola inferior del 2,5 por 100 de la distribución de densidad de probabilidad. El astillero sufriría en tal caso una penalización injusta. O, si ocurriese todo lo contrario, sería el armador el perjudicado.

Para evitar estos peligros, una solución podría ser la que propone el señor Alvariño: establecer en el contrato el valor de la probabilidad de que el buque supere una determinada velocidad, pero esto exigiría que en el contrato se fijara de antemano la repetición de las pruebas un número de veces función de dicha probabilidad, ya que con una sola vez no se sabría con qué probabilidad se había superado la velocidad de contrato, aun en el caso de haberlo conseguido.

Creo que sería más práctico establecer en los contratos una velocidad de pruebas con un margen de error inferior razonable, de forma que, sólo en el caso de no alcanzarse el límite inferior, fuera necesario repetir las pruebas.

A estos efectos puede ser de interés decir que en la redacción de las recomendaciones para la realización de pruebas de velocidad del «Código de Pruebas de Mar. Clase A», publicado recientemente por la A. I. C. N., se han estudiado las exigencias de los distintos apartados (profundidad del agua, longitud de la base, etc.) con el criterio de no superar un error global en la medida de la velocidad de un 0,5 por 100. Quizá el margen de error razonable, al que me refería más arriba, para fijar en el contrato debiera ser algo superior, por ejemplo entre un 0,5 y un 1 por 100. Pero esto es ya un asunto que han de decidir los propios armadores y astilleros.

ASTILLEROS

LA CONSTRUCCION NAVAL EN EL PRIMER TRIMESTRE DE 1977

Según las estadísticas del Lloyd's Register of Shipping correspondientes al primer trimestre de 1977, la cartera mundial de pedidos ha descendido en 3.956.634 TRB, alcanzando el total de 51.415.948 TRB. Está previsto que antes del final de 1978 haya sido entregado el 86 por 100 de dicho tonelaje.

En lo que se refiere a la producción durante el trimestre, se han entregado 631 buques, con 6.940.160 TRB, que supone un descenso del 21 por 100 frente al trimestre anterior (8.770.880). El número de buques botados ha sido de 624, con 6.651.769 TRB (6.975.783 en el trimestre anterior), y el número de buques comenzados 619, con 5.015.191 TRB (6.240.740 en el trimestre anterior). El tonelaje entregado es superior en un 72 por 100 al tonelaje contratado durante dicho trimestre (cuatro millones de TRB).

El único país cuya cartera de pedidos ha registrado un ligero aumento ha sido Polonia.

CARTERA DE PEDIDOS EL 1 DE ABRIL DE 1977

	Núm.	*TRB*	
Japón	1.064	16.376.953	(— 1.838.095)
U. S. A.	196	4.640.374	(— 71.907)
España	342	3.551.732	(— 236.396)
Suecia	80	3.519.030	(— 512.854)
Brasil	205	3.193.226	(— 34.208)
Francia	84	2.885.170	(— 73.492)
Reino Unido	186	2.649.630	(— 296.267)
Polonia	190	1.958.479	(+ 18.026)
Alemania Federal	193	1.915.392	(— 498.359)
Italia	97	1.499.913	(— 155.781)
Dinamarca	84	1.137.304	(— 46.512)
Finlandia	82	976.106	(— 93.695)
Corea del Sur	89	924.450	(— 136.139)
Noruega	206	782.897	(— 20.618)
TOTAL MUNDIAL	4.018	51.415.948	(— 3.956.634)

BUQUES ENTREGADOS EN EL PRIMER TRIMESTRE DE 1977

	Núm.	*TRB*
Japón	276	3.578.538
Suecia	11	664.089
Alemania Federal	38	549.761
España	39	320.561
Corea del Sur	11	250.091
Italia	13	201.802
Reino Unido	27	174.570
Yugoslavia	4	164.349
Noruega	30	160.120
Francia	7	137.463
Dinamarca	17	131.451
Finlandia	5	117.048
Alemania Federal	12	84.741
Portugal	4	77.482
Polonia	20	66.174
Estados Unidos	22	63.459
TOTAL MUNDIAL	631	6.940.160

ACTIVIDAD DE LOS ASTILLEROS NACIONALES DURANTE EL MES DE ABRIL DE 1977

NUEVOS CONTRATOS

Entre Astilleros del Atlántico y la Compañía Hispano Americana de Offshore, S. A., para la construcción de dos buques de suministros a plataformas de perforación de 600 TRB y 700 TPM, respectivamente.

Entre Astilleros de Murueta y la firma Naviera Murueta, S. A., para la construcción de un carguero de 1.590 TRB y 3.750 TPM.

BOTADURAS

Astilleros Luzuriaga. — Carguero "ECO-LUISA", de 1.584 TRB y 2.250 TPM, que se construye para la firma Naviera Eco, S. A. Irá propulsado por un motor Echevarría/B&W, tipo 12 V 23-LU, de 1.740 BHP a 800 r. p. m.

Astilleros del Cadagua.—Roll-on/roll-off "ROLON NORTE", de 1.800 TRB y 3.360 TPM, que se construye para la firma Transportes Fruteros del Mediterráneo, S. A. (TRAFRUME). Irá propulsado por un motor Aesa/Sulzer, tipo 16 ASV 25, de 3.920 BHP a 1.000 r. p. m.

Astilleros Españoles. Factoría de Sevilla.—Carguero "VILLE DE REIMS", de 13.500 TRB y 24.300 TPM, que se construye para la firma Société Française de Transports Maritimes, de Francia. Irá propulsado por un motor Aesa/Pielstick, tipo 10 PC4V570, de 15.000 BHP a 400 r. p. m.

Astilleros Españoles. Factoría de Olaveaga.—Carguero "CORRIENTES II", de 12.400 TRB y 20.500 TPM, que se construye para la firma E. L. M. A., de Argentina. Irá propulsado por un motor Aesa/Sulzer, tipo 6RND68, de 9.900 BHP a 150 r. p. m.

Astilleros Zamacona.—Pesquero "PEPE GARBERI", de 130 TRB y 100 TPM, que se construye para el armador Francisco Garberi Planelles y otro. Irá propulsado por un motor Volund, tipo DMTK-630, de 870 BHP a 425 r. p. m.

Marítima de Axpe.—Portacontenedores frigorífico de 1.580 TRB y 3.000 TPM que se construye para la firma Medlines, S. R. Irá propulsado por un motor Barreras/Deutz, tipo RBV 8M-358, de 3.000 BHP a 375 r. p. m.

Astilleros y Talleres del Noroeste. — Petrolero "MUNGUIA", de 151.000 TRB y 300.077 TPM, que se construye para la firma Naviera Vizcaína, S. A. Irá propulsado por turbinas Bazán Kawasaki, tipo UA-36, de 36.000 SHP a 90 r. p. m.

ENTREGAS

Marítima del Musel.—Carguero "AMINA" a la firma Cía. Vapor Carmen, S. A. Las características principales del buque son: 2.500 TRB y 3.600 TPM; eslora entre perpendiculares, 82,5 m.; manga, 13,5 metros; puntal, 7,2 m., y calado, 6,051 m. La capacidad de bodegas es de 4.700 m³. Va propulsado por un motor Barreras/Deutz, tipo RBV 8M-358, de 2.940 BHP a 375 r. p. m.

Empresa Nacional Bazán. Factoría de El Ferrol.—Petrolero "CALVO SOTELO" a la firma CAMPSA. Las características principales del buque son: 21.277 TRB y 36.520 TPM; eslora entre perpendiculares, 192 m.; manga, 26,5 m.; puntal, 14 m., y calado, 10,94 m. La capacidad de tanques es de 38.043 m³. Va propulsado por un motor M. T. M./B&W, tipo 7K-74EF, de 14.600 BHP a 134 r. p. m.

Empresa Nacional Bazán. Factoría de San Fernando.—Carguero multipropósito "SANTA FE II" a la firma E. L. M. A., de Argentina. Las características principales del buque son: 12.500 TRB y 20.500 TPM; eslora entre perpendiculares, 148 m.; manga, 22,8 m.; puntal, 13,5 m., y calado, 9,742 m. La capacidad de bodegas es de 100.000 p³. Va propulsado por un motor M. T. M./Sulzer, tipo 6RND68-VTR-631, de 9.900 BHP a 150 r. p. m.

Hijos de J. Barreras.—Pesquero congelador "RIO SALADO" a la firma Cubapesca, de Cuba. Las características principales del buque son: 2.634 TRB y 3.340 TPM; eslora entre perpendiculares, 95,2 m.; manga, 14,5 m.; puntal, 8,5/6,0 m., y calado, 5,5 m. La capacidad de bodegas es de 3.425 m³. Va propulsado por un motor Barreras/Deutz, tipo RBV12M-350, de 4.000 BHP a 430 r. p. m.

Astilleros Españoles. Factoría de Cádiz.—Petrolero "MARIA ALEJANDRA" a la firma Maroil, Sociedad Anónima. Las características principales del buque son: 122.750 TRB y 236.000 TPM; eslora entre perpendiculares, 313 m.; manga, 51 m.; puntal, 26,18 m., y calado, 20,318 m. La capacidad de tanques es de 282.000 m³. Va propulsado por un motor Aesa/B&W, tipo 8K98GF, de 32.600 BHP a 103 r. p. m.

Astilleros de Huelva.—Pesquero "ALVAREZ ENTRENA DIECINUEVE" a la firma Pesqueras Gómez Pinzón, S. A. Las características principales del buque son: 250 TRB y 222 TPM; eslora entre perpendiculares, 33,28 m.; manga, 7,25 m.; puntal, 3,9 m., y calado, 3,316 m. La capacidad de bodegas es de 240 m³. Va propulsado por un motor S. K. L., tipo 2 NVD-48A-2U, de 1.170 BHP a 380 revoluciones por minuto.

Astilleros Gondán.—Pesquero "GOITIA" al armador Silverio Goitia Aurtunechea y otro. Las características principales del buque son: 248 TRB y 207 TPM; eslora entre perpendiculares, 32 m.; manga, 7,5 m.; puntal, 3,9 m., y calado, 3,6 m. La capacidad de bodegas es de 9.531 p³.

Astilleros de Santander. — Cementero "ARQUITECTO HERRERA" a la firma Marítima de Cementos y Graneles, S. A. Las características principales del buque son: 3.000 TRB y 5.650 TPM; eslora entre perpendiculares, 101 m.; manga, 15,8 m.; puntal, 8,5 m., y calado, 6,6 m. La capacidad de bodegas es de 5.540 m³. Va propulsado por dos motores Aesa/Sulzer, tipo 12 ASV25, de 2.640 BHP a 900 revoluciones por minuto, respectivamente.

Unión Naval de Levante. Factoría de Valencia. Carguero "MISHREF" a la firma Dubai Maritime Transport & Co., de Panamá. Las características principales del buque son: 12.609 TRB y 21.068 TPM; eslora entre perpendiculares, 148 m.; manga, 22,8 m.; puntal, 13,5/9,65 m., y calado, 9,765 m. La capacidad de bodegas es de 29.214 m³. Va propulsado por un motor Aesa/Sulzer, tipo 6RND 68, de 9.900 BHP a 150 r. p. m.

LA REDUCCION DE PLANTILLAS EN JAPON

Como ya se sabe, el Gobierno japonés ha dado instrucciones a los astilleros para reducir su nivel de actividad en el ejercicio fiscal 1978 (que comienza el primero de abril de 1978) a un determinado porcentaje del máximo alcanzado anteriormente, que, por lo general, es el de 1974. Para los grandes astilleros este porcentaje es del 63 por 100. Sin embargo, la sociedad Sumitomo ha anunciado que reducirá la actividad de sus astilleros al 50 por 100, debido a las difíciles condiciones económicas y a la inseguridad de contratación en el primer semestre del año fiscal actual. En consecuencia, la reducción final será de cuatro mil personas y afectará a sus cuatro astilleros, con la consiguiente reestructuración de su sistema de producción, cuyo estudio se está realizando.

Por su parte, la Asociación de Constructores de Buques de Japón ha realizado un estudio sobre las reducciones de plantilla a efectuar hasta el final del año fiscal 1978. Dicho estudio se ha referido a veinte astilleros y se han considerado las variaciones de plantilla de las divisiones de construcción naval en función de los pedidos recibidos, de los planes de producción y de los programas de entregas. Se han considerado varias hipótesis partiendo de la del 63 por 100 mencionada anteriormente, en cuyo caso el personal sobrante podría absorberse con las bajas naturales, la transformación profesional o el traspaso a sociedades filiales. Las otras consideradas, pensando en que las circunstancias se agraven todavía más, han sido el reducir al 53 y al 43 por 100.

Las conclusiones obtenidas han sido que partiendo de unos efectivos totales, incluidos contratas, de 129.084 personas existentes en marzo de 1975, se pasaría en las distintas hipótesis a 98.559 personas, 86.314 personas y 74.001 personas, respectivamente, en marzo de 1979. Es decir, la reducción de plantilla, también en las mismas hipótesis, sería de 30.525 personas, 42.770 personas y 55.083 personas.

TRAFICO MARITIMO

EL MERCADO DE FLETES

El mercado de fletes durante el último mes ha seguido la misma tónica de debilidad a que nos tiene acostumbrados desde hace tanto tiempo, con las ya clásicas alternativas de desplazamiento de la demanda de uno a otro punto del mercado. Y pueden felicitarse los armadores de que estos desplazamientos surjan con cierta claridad en momentos de "agotamiento" de la demanda en determinados sectores, pues en caso contrario la acumulación de tonelaje podría llegar a valores realmente importantes, con el peligro de un hundimiento aún mayor del mercado, cuyas consecuencias son difíciles de prever.

Así, la segunda mitad de mayo registró numerosos cierres de grano desde el Río de la Plata a distintos países: Méjico, Venezuela, Continente europeo, Irán, Corea, Japón, etc., pero a fletes poco remuneradores y que en ningún modo reflejaron la situación alcista del sector, entre otras razones por la escasez de tráfico generado en el Golfo de Estados Unidos, lo que provocó el desvío masivo del tonelaje disponible hacia Sudamérica. Otro motivo —y no pequeño— de la estabilización del tipo de flete fue el empleo de numerosos buques en "time-charter" para viajes redondos entre Sudamérica y el Continente y Mediterráneo europeos.

Poca actividad en otros sectores típicamente cerealistas: Grandes Lagos, Sector Norte de Estados Unidos, Pacífico Norte, etc. Y atonía en el mercado del azúcar, carbón y mineral.

Sostenimiento en la modalidad de fletamento por tiempo, con tipos de arriendo proporcionalmente más elevados que para viajes sueltos, sobre todo en algún caso en que, por tratarse de buques con algún tipo de elemento especial —como puede ser transporte de cargas pesadas—, o cuyas características encajan perfectamente con los requirimientos de alguna línea regular, los tipos de arriendo alcanzaron valores satisfactorios.

La presencia de fletadores chinos en el mercado produjo cierta animación a comienzos de junio, pero la tónica sigue siendo la misma en lo que a carga se refiere, permaneciendo el estrellato de la Argentina en el mercado del grano, si bien Estados Unidos, Canadá y Australia volvieron a dar señales de su presencia en el mismo.

El promedio de fletes en carga seca durante el mes de mayo ha permanecido prácticamente estabilizado, y de los tráficos base sólo se aprecia un cierto avance en el carbón de Hampton Roads a Japón, cuyo promedio mensual ha sido de 7,45 USA $/ton. (f. d.), frente a 6,85 registrados en abril.

La situación, en conjunto, es lógica, pues gran parte de los tráficos principales está cubierta por contratos a largo plazo, muchas veces con buques de bandera del país importador. Japón y Taiwan constituyen dos ejemplos claros de este tipo de proceder.

Las perspectivas no resultan, pues, alentadoras. Y, por si fuera poco, la cosecha soviética de granos constituye todo un récord, lo que en forma directa o indirecta se hará sentir en el desenvolvimiento del mercado de fletes.

En cuanto al petróleo, el mercado muestra actualmente una clara tendencia a la baja, rondándose el tipo W 20 —y aún inferiores— para grandes buques desde el Golfo Pérsico y alcanzando valores inferiores a W 30 para las unidades del orden de las 100.000 TPM. Consecuencia, claro está, de la progresiva acumulación de tonelaje que se viene produciendo en el Pérsico desde hace algún tiempo.

REUNIONES Y CONFERENCIAS

SEGUNDAS JORNADAS TECNICAS DE SOLDADURA

El Comité Ejecutivo-Organizador de las Segundas Jornadas Técnicas de Soldadura ha dirigido una carta-circular a todos los posibles interesados anunciándoles el propósito de celebrar, por segunda vez, dichas Jornadas durante los días 25, 26 y 27 del próximo octubre.

Como se recordará, hace dos años se celebró la primera edición de estas Jornadas, que constituyeron un notable éxito técnico y de organización.

El Comité se propone volver a organizar lo que denomina "una reunión entre las personas interesadas en la técnica de la soldadura al objeto de intercambiar conocimientos y experiencias sobre ella, dejando en libertad la elección del tema y la forma de tratamiento del mismo".

Para ello solicita el apoyo y la colaboración, tanto en el aspecto económico como en el de la presentación de trabajos, de todas las personas y empresas interesadas.

Se fija el plazo del 20 de junio para que estén en poder del Comité organizador el título y resumen de los trabajos que vayan a presentarse.

Se informa asimismo que ha sido aprobada por el Gobierno la Asociación España para el Desarrollo de la Soldadura —ADESOL—, estando prevista la celebración de una Asamblea General de la misma coincidiendo con la celebración de las anunciadas Jornadas.

El acero es un material indispensable para la civilización moderna. Sin embargo, su empleo presenta un grave problema: que se oxida o corroe si no está adecuadamente protegido, lo que provoca su destrucción.
Vd. puede solucionar el problema de la corrosión del acero mediante el único sistema que le ofrece garantía de una protección segura, duradera y económica.

¡UTILICE HIERRO Y ACERO!

PERO GALVANIZADO EN CALIENTE

ATEG

CONSULTE CON LA ASOCIACION TECNICA
ESPAÑOLA DE GALVANIZACION
Domicilio: Centro Nacional de Investigaciones Metalúrgicas
Ciudad Universitaria - Teléfono: 253 89 00 - Madrid-3

EMPRESAS ESPAÑOLAS CON INSTALACIONES DE GALVANIZACION EN CALIENTE

Nombre de la empresa	Localidad	Calle/Teléfono	Artículos que galvaniza
★ **ALAVA**			
GALVANIZADOS ALAVESES, CABA, S. A.	Vitoria	Miravalles, 22 (22 25 50)	Galvanización general
GALVANIZADOS ELORZA	Vitoria	Carretera Vergara, 13 (26 37 55)	Tub., estruct., cald.
GALVANIZACIONES URVI, S. A.	Urbina	(45 50 00)	Tubo
★ **BARCELONA**			
GALVANIZACIONES SO.CA.VA., S. A.	Esplugas de Llobregat	Nueva, 9 (371 00 78)	Galvanización general
GALVANIZADOS TENAS, S. A.	Gavá	Chaflán Av. Bertrán y Güell (362 16 49)	Galvanización general
INDUSTRIAS GALVA, S. A.	Badalona-Barcelona	Progreso, 637 (387 76 89)	Galvanización general
INDUSTRIAS LARO, S. A.	Barcelona-16	San Adrián, 76 (345 06 00)	Galvanización general
M. ABAD RIBERA, S. A.	Tarrasa	Carretera Moncada, 584 (285 32 00)	Alambre
METALURGICA COVI	Sardanyola-Barcelona	Zurbano, 34 (292 03 35)	Alambre
METALURGICA FERRER, S. A.	Barcelona-15	Tarragona, 111 (223 31 74)	Alambre
RECUBRIMIENTOS Y TRATAMIENTOS, S. A.	San Adrián del Besós	Ntra. Sra. Covadonga, 71-75 (381 19 00)	Galvanización general
RIVIERE, S. A.	Barcelona-10	Ronda San Pedro, 58 (292 22 00)	Alambre
TALLERES DE GALBANIZACION HUGUET	Barcelona-5	Camino Verneda, s/n (307 97 50)	Galvanización general
TRENZAS Y CABLES DE ACERO, S. A.	Barcelona-7	Paseo de Gracia, 7 (231 68 04)	Alambre
★ **CORUÑA (LA)**			
ASTILLEROS Y TALLERES DEL NOROESTE, S. A.	Perlio-Fene	35 16 05	Tubo
EMP. NAC. BAZAN DE CONST. NAVALES MILIT	El Ferrol del Caudillo	(35 20 59)	Galvanización general
★ **GUIPUZCOA**			
AMAT, S.C.I.	Mondragón	Barrio Uríbarri, s/n (79 16 46)	Fundición maleable
ELMA, S. A.	Mondragón	Avda. Guipúzcoa, 4 (79 18 43)	Galvanización general
GALVANIZADOS OLAIZOLA	Zumaya	Barrio Txiquierdi (86 10 54)	Galvanización general
INDUSTRIAS ALCORTA	Elgóibar	San Francisco, s/n (74 12 14)	Alambre
★ **JAEN**			
INDUSTRIAS ALGAMA	Linares	Ctra. Jabalquinto, s/n (65 16 68)	Galvanización general
★ **LOGROÑO**			
MANUFACTURAS PREVI-FELIX ABAD PEREZ	Logroño	Polig. Cascajos. M. Larios, 30 (22 25 45)	Alambre
★ **LUGO**			
TALLERES FIERRO	Monforte de Lemos	Estrella, s/n (83)	Cubos y baños
★ ***MADRID***			
DUERO. GALVANIZACION GENERAL, S. A.	Madrid-31	Carretera Villaverde, Km. 50 (203 09 40)	Galvanización general
EMPRESA NACIONAL SIDERURGICA, S. A.	Madrid-6	Velázquez, 134 (262 48 00)	Bandas, bobinas, chapas
FUND. Y TALL. MECANICOS DEL MANZANARES	Madrid-5	Mármol, 4 (265 80 00)	Galvanización general
GALVANIZACION MADRILEÑA, S. A.	Getafe	C. Toledo, km. 11,300 (695 55 19)	Galvanización general
GALVANIZADOS, S. A.	Torrejón de Ardoz	Plata, s/n. (675 11 99)	Galvanización general
GALBANIZADOS TORRES	Madrid-7	Camino Meneses, 17 (467 35 25)	Galvanización general
JOSE MARIA ARISTRAIN-MADRID, S. A.	Madrid-21	C. Toledo, km. 9 (797 23 00)	Tubos
MATERIAL AUX. DE ELECTRIFICACIONES, S. A.	Madrid-3	General Sanjurjo, 10 (447 92 00)	Líneas A.T.
★ **NAVARRA**			
INDUSTRIA NAVARRA DEL ALUMINIO, S. A.	Irurzun	C. de Vitoria, s/n (25)	Alambre
LAMINACIONES DE LESACA, S. A.	*Lesaca*	*(63 70 00)*	*Chapa*
★ **OVIEDO**			
COMPAÑIA ASTURIANA DE TUBOS, S. A.	La Felguera	Marruecos, 19 (68 22 73)	Tubo
INDUSTRIAL Y COMERCIAL GIJON, S. A.	Gijón	J-1 La Calzada (32 04 50)	Alambre
SOCIEDAD IND. ASTURIANA «SANTA BARBARA»	La Braña-Gijón	(35 68 43)	Alambre
TALLERES ROMAN, S. A.	Mieres	Caballeros de España, 8 (42 00 00)	Galvanización general
★ **SANTANDER**			
NUEVA MONTAÑA QUIJANO, S. A.	Santander	Paseo de Pereda, 32 (27 34 00)	Alambre
INSTALACIONES Y MANTENIMIENTO, S.C.I.	Heras	Ctra. de Pedreña, km. 0,2 (27 04 66)	Galvanización general
★ ***SEVILLA***			
IQUEM, HUMBERTO RODRIGUEZ OJEDA	Camas	C. Extremadura Km. 474 (39 22 00)	Galvanización general
POSTEMEL, S. L.	Sevilla	C. Madrid, km. 532 (25 72 64)	Galvanización general
EUROPEA DE CONSTRUCCIONES METALICAS, S. A.		Avda. Carlos V, n.º 20 (86 06 50)	Galvanización general
★ **TARRAGONA**			
TALLERES MECANICOS FIES	Reus	1.ª, núms. 11 y 13 (30 49 59) Urbanización DYNA	Galvanización general
★ **VALENCIA**			
GALVANIZADORA LEVANTINA, S. A.	Cuart de Poblet	C. Madrid-Valencia, km. 338,3 (154 76 66)	Galvanización general
★ ***VALLADOLID***			
INDUSTRIAL GOÑABE PEDRO SANZ VIVAR	Valladolid	Puente la Reina, 8 y 10 (25 01 44)	Galvanización general
INDUSTRIAS ROALSO, S. A.	Zaratán	C. Adanero-Gijón, km. 195 (7)	Galvanización general
★ **VIZCAYA**			
ALTOS HORNOS DE VIZCAYA, S. A.	Baracaldo	Carmen, 2 (25 00 00)	Bandas, bobinas, chapas
CONSTRUC. Y GALVANIZADOS CABA, S. A.	Bilbao-8	General Concha, 8 (43 91 00)	Galvanización general
GEA COMPAÑIA IBERICA, S. A.	Bilbao-11	Gran Vía, 58 (33 24 05)	Tubo aletado
JESUS OÑATE Y HNOS., S. A.	Durango	Larrasoleta, 8 (81 07 12)	Tornillería
MARIANO OTALORA LASUEN	Retuerto-Baracaldo	Amézaga, s/n (37 13 99)	Tubos, perfiles
SOCIEDAD FRANCO ESPAÑOLA DE ALAMBRES, CABLES Y TRANSPORTES AEREOS, S. A.	Bilbao	J. L. Goyoaga, 31 (47 17 00)	Alambre
★ **ZARAGOZA**			
CONST. ELECTROMECANICAS LAIGLESIA	Zaragoza	Funes, 5 (29 23 43)	Galvanización general
GALVANIZACIONES ARAGONESAS, S. A.	Zaragoza	Calle E, parcela 40-A (29 82 87) Polígono Industrial Malpica	Galvanización general

Una característica a destacar de la Asociación es la participación de las Regiones, mediante la elección, por los miembros de ellas, de al menos el 50 por 100 de los miembros de la Junta Directiva y, en consecuencia, la posible creación de Comités Regionales, en función de sus intereses.

Si desea ampliar información puede dirigirse a: ADESOL. Atención D. Germán HERNANDEZ. Calle J. Gutiérrez Abascal, 2. Madrid-6.

ASAMBLEAS PLENARIAS DE CONSTRUNAVES E INDUNARES

El pasado día 11 de mayo celebraron sus Asambleas plenarias anuales las Asociaciones nacionales que agrupan a las empresas de construcción naval y a los fabricantes de equipos, material e instalaciones para buques, Construnaves e Indunares, respectivamente.

Como es tradicional, los miembros de ambas Asociaciones se reunieron en un almuerzo, al que fueron invitados un buen número de personalidades y amigos de diversas entidades y organismos relacionados con ambos sectores industriales. La presidencia la ocuparon los excelentísimos señores ministros de Industria y de Comercio, don Carlos Pérez de Bricio y don José Lladó, respectivamente; el subsecretario de la Marina Mercante, don Carlos Barreda; el director general de Industrias Siderometalúrgicas y Navales, don Manuel Gutiérrez-Cortines; el presidente del Sindicato Nacional del Metal, don Ramón Pita da Veiga; el presidente de la Unión Nacional de Empresarios, don Javier Rico; el presidente del Banco de Crédito a la Construcción, don Emilio Rodríguez Román; el subdirector general de Industrias Navales, don Ramón Bouza, y los presidentes y vicepresidentes de Construnaves e Indunares, señores Aparicio, Uzquiano, Morales, Cervera, Vizcaíno, Aldecoa, Avilés y Ruiz de Velasco.

Dada la aguda crisis por que atraviesa, a nivel mundial, la construcción naval, el ambiente que reinaba entre los asistentes no era demasiado optimista y los discursos que se pronunciaron vinieron, efectivamente, a confirmarlo. Lo que allí se dijo se transcribe íntegramente a continuación, y si quisiéramos resumir en muy pocas palabras la conclusión más importante, se concretaría en la necesidad imperiosa de acometer la reestructuración y ordenación de los sectores implicados.

Discurso del señor Aparicio, presidente de Construnaves

"Excelentísimos señores ministros, excelentísimos e ilustrísimos señores, señores:

Por tercer año consecutivo celebramos la Asamblea de Construnaves en un clima de crisis mundial en nuestro sector.

Una idea de la gravedad de esta crisis la da el que, frente a una producción mundial de 34 millones de toneladas al año, la contratación en 1975 y 1976 ha sido de sólo 13 millones de toneladas anuales, y se espera que en 1977 no supere los 10 millones de toneladas.

Esa crisis, que sufren todos los países en que la construcción naval ha alcanzado categoría interna-

Señores Pérez de Bricio, Lladó, Aparicio y Pita da Veiga.

cional, les afecta con diversa intensidad, según sus circunstancias. En nuestro país nos afecta gravemente, y en ello influyen varios factores de diverso signo, que voy a tratar de resumir a continuación:

De signo positivo hay dos factores de gran importancia. El primero, el concurso convocado por decreto de 21 de mayo de 1976 para la construcción de un millón de toneladas de buques para la Marina Mercante Nacional, concediendo beneficios especiales a los navieros que los contrataran, concurso al que se presentaron solicitudes para cerca de dos millones de toneladas.

Aunque este concurso no ha comenzado a tener efectividad hasta marzo de este año, cuando se han asignado fondos para su financiación, constituyó una positiva esperanza y permitió que se aplazara por un año la amenaza de un paro masivo en el sector.

Otro factor positivo ha sido el apoyo recibido del Gobierno, y muy especialmente del Ministerio de Comercio, al plantearle las pocas operaciones comerciales de importancia que se han podido acometer en los últimos meses.

Aunque no siempre se ha alcanzado el éxito que merecían los grandes esfuerzos realizados, siempre hemos encontrado apoyo, comprensión, aliento y, en ocasiones, acciones muy positivas para el buen fin de las operaciones. En este momento están en gestión contratos que sobrepasan los 350 millones de dólares y de los que esperamos tengan éxito más del 50 por 100.

Pero frente a estos factores positivos hay otros negativos que inciden de manera muy desfavorable en la evolución de nuestra construcción naval. Todos ellos pueden conducir a una peligrosa pérdida de competitividad.

Un factor negativo es el deterioro de la productividad como consecuencia, por una parte, de la mayor dificultad de la programación de las empresas, con carteras de pedidos insuficientes y con buques que no siempre son los óptimos. Y por otra, de la mayor conflictividad en el conjunto de las relaciones laborales, que puede concretarse en un deterioro de la disciplina del trabajo y en un crecimiento de las horas perdidas por huelgas y otros conflictos.

Otro factor negativo es la constante elevación de los costes, no sólo debido a la menor productividad, sino también a las alzas importantes en los costes de materiales, salarios y seguridad social. En una palabra, a la inflación que amenaza al país, especialmente grave para las industrias de largo proceso productivo.

Por último, un tercer factor negativo es la carrera de ayudas desencadenada en casi todos los países europeos. Los Gobiernos, en general, han hecho declaraciones expresas de estar dispuestos a hacer lo necesario para que no desaparezca de sus países una industria de tanta importancia económica. Para ello han establecido diversos sistemas de ayudas dirigidas en tres sentidos:

a) Ayudas encaminadas a conseguir que los armadores nacionales contraten nuevos buques y que lo hagan precisamente con astilleros de su país.

b) Ayudas a las empresas de construcción naval para que puedan diversificar su producción, aumentar su especialización o, simplemente, *resistir* los años malos.

c) Ayudas a países en desarrollo, en forma de créditos de características muy favorables, condicionados a la contratación de buques en los astilleros del país concesionario.

Todas estas ayudas distorsionan la competencia y crean graves problemas a nuestras posibilidades de exportación. El Gobierno español, informado y consciente de esa situación, ya ha tomado algunas medidas, a las que me referí anteriormente. Pero resulta imprescindible mantener una continua vigilancia sobre la situación y una gran agilidad de respuesta.

Por tres cauces podría orientarse esta acción:

En primer lugar, el fomento de la flota nacional, mejor que con un nuevo concurso, dando a los navieros los beneficios que su actividad merece, de una forma permanente, de manera que se creara un flujo continuo de demanda interior.

Otra vía sería el fuerte apoyo a concretas e importantes operaciones de exportación, perfectamente seleccionadas en función de las circunstancias especiales que concurran en las mismas y atendiendo a su interés político y económico.

Estas dos acciones exigen una flexibilidad y fluidez en la financiación que en este momento no existe más que, en cierta medida, para los fondos procedentes de la banca oficial.

Por último, como complemento obligado a las medidas expuestas, y condición que creemos indispensable para la supervivencia de la construcción naval española, debe acometerse un plan de ordenación del sector que permita la defensa de nuestra competitividad, planificando, en función del bien común, la reducción de capacidad, si es necesaria, encauzando las ayudas precisas, previniendo el paro, en resumen, sosteniendo la construcción naval que España y los españoles necesitan.

A pesar de las dificultades, confiamos plenamente en la potencialidad y el futuro de nuestra industria. Dios quiera que el próximo año celebremos esta Asamblea con un horizonte más despejado para todos cuantos trabajamos en esta apasionante industria que es la construcción naval.

Muchas gracias."

Discurso del señor Uzquiano, presidente de Indunares

"Excelentísimos señores ministros, excelentísimos e ilustrísimos señores, señores:

El problema principal con el que hemos tenido que enfrentarnos los fabricantes de equipos navales en 1976 ha sido el de la falta de contratación de buques por los astilleros, que nos ha afectado en dos

formas diferentes, pero ambas importantes. Por un lado, no nos han llegado los pedidos que necesitábamos, cosa que ya había yo anunciado en mi discurso al comentar los resultados y ver las perspectivas en 1974. Por otra parte, y como consecuencia de los apuros que los astilleros han sufrido el año pasado, se ha recrudecido el problema que venimos aludiendo desde 1972 de los retrasos en nuestros cobros, con sus importantísimas consecuencias.

Durante el año 1976 ha padecido también nuestro sector la situación conflictiva laboral que ha padecido España y que nos ha supuesto la pérdida de un número muy importante de horas de trabajo.

La inflación de costos por aumento de precios de materiales, de jornales y de la Seguridad Social han hecho que también los fabricantes de equipos e instalaciones navales se hayan visto afectados por una pérdida de competitividad similar a la de otros sectores nacionales, colocando a nuestras exportaciones en una situación delicada. Esta situación se ha agravado a causa de la disminución de los mercados y por una mayor y más numerosa competencia internacional.

Pensamos que las medidas de fomento a la investigación son escasas y poco eficaces, y creemos que la Administración tiene que impulsarnos e incentivarnos para salir de la situación realmente pobre en que nos encontramos.

Nos parece que es un momento para exigir en España la homologación de los equipos nacionales, y de los extranjeros que se incorporen a nuestros buques, y que imitemos la política de otros países que a través de las homologaciones protegen y ayudan a sus propias fabricaciones.

No quiero dejar pasar la ocasión presente sin señalar que hace ya mucho tiempo que hemos dejado de oír quejas sobre la calidad y los plazos de nuestras fabricaciones. Más que a nadie, a nosotros mismos nos alegra esta situación.

He hecho referencia al empezar a hablar a los dos problemas que nuestras empresas tienen en la actualidad, y voy a insistir en ellos y pedir a la Administración que no nos abandone, pues solos no podemos resolverlos.

La situación de escasez de contratos de nuestros astilleros se ha visto muy aliviada con la publicación del decreto-ley 1285/76, que abre cauce para la construcción de 1.000.000 TRB, y con las medidas tomadas para seleccionar los buques y conceder los créditos necesarios.

Indunares agradece a la Administración que en el artículo 5 hayan quedado incorporadas sus aspiraciones sobre la sustitución de importaciones innecesarias. En este momento en que están presentes los astilleros quiero tranquilizarles formalmente asegurándoles que de ninguna manera queremos apoyar abusos o situaciones injustas. Quiero hacer público que ya Indunares ha resuelto sin ningún tipo de intransigencias los problemas que le han sido planteados por los astilleros que han acudido a nosotros. Tenemos espíritu de colaboración y lo vamos a demostrar. Indunares es además la primera interesada en que los precios no se descontrolen.

Con respecto a los retrasos en los pagos por parte de algunos astilleros, me permito recordar las palabras que el año pasado nos dirigió el ministro de Industria referentes a los problemas que nos producía esta situación. Decía: "... pido muy formalmente a los constructores navales que teniendo en cuenta que la que está detrás es una industria en muchos casos pequeña y mediana, no se pueden hacer repercutir estos problemas sobre ella, porque no tiene capacidad de poder aguantar como la tienen otros sectores." Hemos aguantado más allá del límite de nuestras fuerzas y empiezan ya a caer algunas de nuestras empresas.

Creemos justo que en las empresas se dé preferencia a la nómina sobre cualquier otro pago, pero no podemos dejar de señalar que las facturas no cobradas en plazo nos hacen que nosotros no podamos hacer frente a nuestras nóminas.

Debemos hacer notar que en la actualidad más del 90 por 100 de la industria de construcción naval está controlada por el I. N. I., y por ello tenemos que pedir al ministro de Industria que esta situación insostenible e injusta se termine.

Durante los años 1975 y 1976, y en lo que va transcurrido de 1977, nuestras tensiones de tesorería, la incertidumbre de los cobros y los altísimos gastos financieros nos han ahogado. Hay que tener en cuenta que se trata de varios miles de millones de pesetas los que tenemos en cobros demorados y que se pagan con muchos meses de retraso.

Las empresas de Indunares han aprobado hoy un presupuesto que supone una subida de cuotas del 100 por 100. A todas ellas agradezco este esfuerzo y les felicito por su confianza en la labor asociativa.

Debemos hacer notar a todos, y especialmente a nuestra Administración, que a pesar de este esfuerzo nuestro fondo patrimonial en estos momentos ha desaparecido y ni siquiera con esta medida drástica llegamos a equilibrarnos.

Somos conscientes que del esfuerzo de unos pocos se saca un beneficio general para España, y nos alegra ser de este grupo. Alguien decía hace unos días al comentar la labor de nuestras asociaciones profesionales que si no existieran deberíamos ahora crearlas para el bien de la industria y el comercio de España. Como nosotros creemos en España, vamos a seguir adelante con todas nuestras fuerzas en el camino emprendido hace ya bastantes años.

En Indunares pensamos que es el momento de unir esfuerzos y tratar de llegar a acuerdos de todo tipo con las asociaciones hermanas para abaratar los servicios y hacerlos más eficaces."

Discurso del señor Lladó, ministro de Comercio

"Señores, no era mi intención pronunciar hoy aquí ningún discurso y, por tanto, no voy a pronunciarlo. Sin embargo, las palabras de los presidentes de In-

dunares y Construnaves me mueven a decir algunas yo también, justificadas, como decíamos en las Cortes, por alusiones.

Quiero únicamente manifestar dos cosas: en primer lugar, el apoyo decidido que está dispuesto y que va a seguir dando a la exportación el Ministerio de Comercio. El señor presidente de Construnaves ha puesto de manifiesto algunas acciones específicas y concretas y también algunas deficiencias y la necesidad de un apoyo continuado y más profundo para hacer posible esa competitividad que en algunos casos nos falta como consecuencia muchas veces de unos planteamientos financieros, por parte de la competencia, que distan mucho de ser los que hasta el momento España ha podido ofrecer. Nosotros vamos a ofrecer las mismas condiciones que esté dispuesta y que esté ofreciendo la competencia extranjera.

En segundo lugar, señalar que hemos venido manteniendo, y el Ministerio de Comercio ha mantenido y deseamos seguir manteniendo, esas medidas de fomento específicas a la flota, como han puesto de manifiesto los dos presidentes en relación con el concurso de un millón de toneladas que el Ministerio de Comercio convocó, que lo único que esperamos de verdad es que sea una realidad. Creemos que va a serlo, lo es ya desde el punto de vista de los apoyos crediticios, absolutamente sustanciales para llevarlo adelante. Esperamos que de verdad esas demandas que han tenido lugar y ese concurso cubierto se cubra realmente en la construcción. De ustedes depende.

Por último, señalar algo que es notorio y que conocen todos ustedes: el deseo de un planteamiento distinto y nuevo en la política de la Marina Mercante. Exponente de ello son los cambios realizados dentro del propio departamento y la presencia hoy, en feliz conjunción con la Armada, de hombres con gran experiencia en el sector empresarial. Estoy pensando en el señor subsecretario de la Marina Mercante, que reúne en su persona justamente esa feliz conjunción de Armada y de experiencia empresarial, y en el nuevo director general de Navegación. Creo que son dos hombres muy de ustedes, que los conocen muy bien y que pueden ayudar de manera sustancial a hacer un planteamiento distinto, nuevo, más agresivo, más coherente, de la política en el sector naval español.

Y nada más que señalar nuestro agradecimiento de manera muy especial al presidente de Construnaves por el apoyo que al Ministerio de Comercio le presta en esta tarea que es nuestra, en esta tarea de apoyo permanente y decidido a la exportación. En el deseo de que de verdad sigáis pudiendo ayudarnos y asimismo nosotros podamos de manera eficaz ayudaros, es por lo que quiero de alguna manera expresar aquí, ahora, ese agradecimiento y esa esperanza.

Muchas gracias a todos."

Discurso del señor Pérez de Bricio, ministro de Industria

"Es para mí un motivo de especial agrado reunirme nuevamente con los protagonistas de uno de los sectores más importantes en la vida industrial del país en este almuerzo conjunto de los miembros asociados de Construnaves e Indunares con motivo de la celebración de sus respectivas asambleas anuales.

Señores Barreda, Uzquiano y Pérez de Bricio.

Como acaba de decir el presidente de Construnaves, el sector de la construcción naval sigue enfrentado a la crisis mundial que comenzó a manifestarse hace ya más de tres años.

La industria naval española, que había venido manteniendo una evolución progresivamente creciente y que alcanzó el máximo de tonelaje entregado en el año 1975, con 1,65 millones de toneladas de registro bruto, inició una flexión en 1976 como consecuencia de la importante reducción de la cartera de pedidos registrada desde 1974.

El pasado año fueron entregados 1,3 millones de toneladas, con una disminución del 22 por 100 con respecto a 1975.

La cartera de pedidos, que ya había disminuido en 1975 cerca de un 26 por 100 con respecto a la existente al 31 de diciembre del año anterior, se ha visto reducida nuevamente en el pasado año en otro 26 por 100 respecto a 1975.

La situación crítica del sector en los dos pasados años continúa actualmente, pese a las medidas que se han adoptado y que han comenzado a entrar en funcionamiento a partir de 1976.

La declaración de Interés Preferente del sector armador ha tenido una gran respuesta, como lo demuestra el hecho de que se hayan acogido a los beneficios del mismo 119 empresas navieras.

Por otra parte, el decreto de 21 de mayo de 1976, por el que se convocaba el concurso para la construcción de un millón de toneladas con destino a la Marina Mercante nacional, ha tenido también un notable eco, habiéndose presentado solicitudes para casi dos millones de toneladas de registro bruto.

Para hacer posible la construcción de este millón de toneladas se ha dotado al Banco de Crédito a la Construcción con 40.000 millones de pesetas para disponer en el presente año 1977. Hasta el 30 de abril se habían concedido ya 12.500 millones de pesetas, correspondientes a la construcción de 104.000 toneladas de registro bruto.

Aparte del concurso para la construcción de un millón de toneladas existe crédito disponible durante 1977, por un importe de 8.000 millones de pesetas, en el Banco de Crédito a la Construcción para la línea ordinaria de crédito naval. Hasta el 30 de abril se habían concedido ya 3.000 millones de pesetas para la construcción de 27.000 toneladas de registro bruto de buques mercantes.

Las cifras que he citado son expresivas de la favorable respuesta de los armadores a las medidas adoptadas por el Gobierno para hacer frente a la crisis del sector. Esta respuesta favorable nos permite ver con optimismo la posibilidad de promover otras medidas para potenciar al sector naviero y facilitar su salida al exterior.

En los próximos ejercicios se irán habilitando las necesarias dotaciones al crédito oficial que permitan alcanzar las metas de contratación propuestas.

Debo aludir también a las medidas que quedaron pendientes en la fecha de convocatoria del concurso al que antes me he referido y que han sido completadas en fecha reciente. Me refiero a la obligación de emplear técnicas, material y equipos de fabricación nacional. La orden ministerial de 29 de enero de 1977 ha regulado este tema, y se está llevando a cabo con todo rigor para que puedan aprovecharse todos los recursos nacionales en el gran esfuerzo que supone este concurso.

En breve plazo se promulgará una disposición, que se encuentra actualmente ya preparada y en curso de avanzado estudio con otros organismos de la Administración interesados en el tema, en relación con las valoraciones oficiales a efectos de primas y créditos.

La Administración se ha preocupado también de la inclusión de los armadores en las medidas de apoyo fiscal a la inversión, del establecimiento e instrumentación del fondo de ayuda al desarrollo, así como de operaciones de exportación de buques y artefactos navales.

En efecto, por el real decreto-ley 16/1976, de 24 de agosto, se creaba el Fondo de Ayuda Oficial al Desarrollo, destinado a la concesión de créditos por el Estado español a otros Estados e instituciones públicas extranjeras para la adquisición por el beneficiario de bienes y servicios españoles. El artículo 34 de la Ley de Presupuestos del Estado dotaba con 6.000 millones de pesetas, que podrían elevarse en otros 6.000 millones, los créditos que podrán concederse durante el presente año 1977 con cargo al Fondo.

En el marco de esta importante disposición, el 25 de abril pasado se firmó un contrato para construir en España, con destino a la Administración de Puertos de la República Argentina, de:

— 6 remolcadores,

— 12 dragas de notable complejidad técnica,

— 3 grúas flotantes,

— 1 dique flotante,

y otros artefactos navales, por un importe total de 14.500 millones de pesetas.

Esta importante operación es expresión significativa de la atención que está prestando la Administración en su conjunto al tema de la industria naval.

En estos momentos la Dirección General de Industrias Siderometalúrgicas y Navales tiene en fase muy avanzada la fijación de una política a medio y largo plazo para la industria de la construcción naval. En colaboración con la Subsecretaría de la Marina Mercante se está realizando un estudio tendente a determinar las necesidades de la flota nacional para efectuar una adecuada programación. De este estudio podrá deducirse la capacidad y estructura dimensional de los astilleros en la parte dedicada a la flota nacional.

Las conclusiones de este estudio permitirán también concretar la reestructuración de los astilleros y definir la cuota a dedicar a la exportación.

La Administración está poniendo el máximo interés para ayudar a que la industria naval supere la crisis que está atravesando. Sin embargo, hemos de ser conscientes de que a escala mundial la industria naval está sobredimensionada. No nos encontramos, pues, ante una depresión de carácter cíclico. Se trata de una crisis profunda que habrá de conducirnos a una reducción de la capacidad.

Todos los países y todas las organizaciones internacionales relacionadas con la industria naval hacen el mismo género de consideraciones. El punto de equilibrio es difícil a nivel mundial, y por ello se están produciendo medidas unilaterales de apoyo que permitan la reconversión de la industria sin traumas graves.

Hemos de tener bien presente la realidad con que nos encontramos para hacerla frente con intención de solucionarla definitivamente sin agravarla más ni transferirla a otros sectores.

Los acuerdos de la O. C. D. E. permiten clarificar la competencia en el mercado mundial de la construcción naval. Las ayudas unilaterales que se provean sólo conducirían a la destrucción de los acuerdos y a que se pierda el resultado de mucho tiempo y esfuerzo.

Si los acuerdos se anulan, España sería la más perjudicada por la importancia relativa que tiene la industria naval en nuestro sector industrial y por la debilidad de recursos, principalmente financieros, que poseemos. A España no le interesa una escalada en la guerra de precios y ayudas o facilidades artificiosas.

A España le interesa mantener unas reglas de mercado claras a través de los acuerdos establecidos y de otros nuevos que puedan establecerse sobre reparto de mercados o en relación con las cuotas de participación en el mercado mundial. A la consecución de este tipo de acuerdos se están dirigiendo en la actualidad nuestros esfuerzos.

La reestructuración de la industria naval tendrá que hacer frente al acoplamiento de la capacidad con la demanda del mercado, lo que exigirá la concentración de astilleros y la diversificación de actividades, sin descuidar el desarrollo tecnológico.

Las medidas que en estos momentos están siendo adoptadas en todos los astilleros del mundo se refieren a la reducción de horas extraordinarias, la supresión de subcontratistas y la negociación de aplazamientos para la entrega de las construcciones. Son también de destacar las medidas para aumentar la demanda del mercado propio mediante ayudas directas al sector naviero.

El presidente de Construnaves ha hecho la sugerencia de promulgar un plan de ordenación del sector. Ello viene obligado por la reciente liberalización para la instalación de astilleros, de acuerdo con el decreto 378/1977, que sólo puede ser concebida si va unida a una reconsideración de las ayudas que gravan el presupuesto, sustituyéndolas por otras que afecten directamente a la estructura de la industria, como es la investigación y las inversiones para mejorar los rendimientos.

De acuerdo con esta sugerencia, manifestada por el presidente, los industriales, a través de Construnaves, deben preparar un plan realista en el que se analicen todas las posibilidades, circunstancias y derivaciones, así como las ayudas que se necesiten. Hay que acometer la reestructuración del sector de acuerdo con las nuevas circunstancias, adaptando la producción a la demanda previsible, no solamente en cuanto a la dimensión, sino también en cuanto a la calidad y tipo de los buques a construir.

El presidente de Indunares se ha referido nuevamente al problema del retraso en el pago de los suministros. Sigue siendo válido lo que ya he manifestado en otras ocasiones: "No es justo que las dificultades recaigan sólo en los más débiles."

Para los astilleros es fundamental contar con una industria suministradora sana y bien estructurada como mejor garantía para que la producción final tenga a su debido plazo los suministros necesarios en la cantidad que exige la nueva situación, tan fuertemente competitiva a escala mundial.

Finalmente, quiero resaltar una vez más que no debemos pensar en soluciones para resolver dificultades a corto plazo únicamente. Es necesario estudiar una solución total a largo plazo que permita a los astilleros mantenerse y afirmar su posición sin ayudas artificiales.

Para terminar, repito mis palabras del pasado año, cuando decía que:

"La única forma de resolver los problemas y de hacer que volvamos a tener todos en cada sector, y España sobre todo, el sitio que nos corresponde, es mediante la unión más estrecha entre todos los sectores."

Muchas gracias."

XVI SESIONES TECNICAS DE INGENIERIA NAVAL

Ya se conoce un primer avance de cómo se desarrollarán las XVI Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval, que se celebrarán en Zaragoza los días 28 de octubre al 1 de noviembre del año actual, con el tema básico "Buques fluviales, gabarras y trenes remolcados".

El programa provisional es el siguiente:

Día 28 de octubre, viernes: Tarde, salida de Madrid a Zaragoza.

Día 29 de octubre, sábado: Sesiones de trabajo.

Día 30 de octubre, domingo: Día libre para excursiones.

Día 31 de octubre, lunes: Sesiones de trabajo.

Día 1 de noviembre, martes: Excursión y regreso a Madrid.

Los plazos fijados para presentación del título y resumen del trabajo a presentar y para la entrega del trabajo terminado son el 5 de julio y 5 de septiembre, respectivamente.

Se concederán, como es habitual, dos premios a los dos mejores trabajos, con preferencia a aquellos que se ajusten al tema de las Sesiones, consistentes en:

1.er Premio: Medalla de Oro y 50.000 ptas.

2.° Premio: Medalla de Plata y 25.000 ptas.

Para mayores detalles dirigirse a la Asociación de Ingenieros Navales de España, Castelló, 66, Madrid-1.

ASAMBLEA GENERAL DE LA ASOCIACION DE INVESTIGACION DE LA CONSTRUCCION NAVAL

El día 31 de mayo se celebró en locales de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales la Asamblea General ordinaria de la A. I. C. N. Fueron presentados ante ella la Memoria y cuentas correspondientes a 1976, así como el plan de trabajo y presupuesto para 1977.

Habiendo aprobado sin discusión los documentos citados, informaron sucesivamente su director, don Luis Mazarredo, y su presidente, don Julio Rojo. Como de sus correspondientes informes se deduce no sólo la situación actual, sino la proyección prevista para el futuro próximo, se transcriben sus palabras:

Informe del director

"Aun sin comentar la situación del sector, y en particular la de esta Asociación, deseo, no obstante, señalar que es más fácil seguir herrando que quitar el banco, con todas las dificultades que ello pueda tener y que, suponiendo esto tener que afrontar la competencia más dura que probablemente haya tenido nunca la construcción naval, no puede dejar de prestarse atención a ninguno de los aspectos implicados, entre los que, evidentemente, se encuentran las tecnologías que se han de aplicar.

Ha sido ésta una preocupación constante de los ingenieros de la Asociación durante los últimos meses. Se desea actuar en la forma que sea más efectiva, dentro del campo que a esta entidad corresponde. Lo cual ha dado lugar a variaciones en el plan de trabajos previsto a fines del pasado año y a la previsión de las líneas de actuación a más largo plazo.

A continuación, y al tiempo que se comenta la situación de los trabajos en marcha, se expondrán brevemente las líneas generales por las que pueden discurrir los trabajos que se emprendan en el próximo futuro.

Comportamiento en la mar

El programa que se emprendió con dicho nombre puede darse por terminado, y se ha presentado un considerable avance a las sesiones técnicas que se van a celebrar próximamente en Palma de Mallorca.

El trabajo realizado ha permitido la introducción de esta clase de ensayos y la disponibilidad de programas para el cálculo de los movimientos del buque y de las solicitaciones a que está sometido en una mar moderada. Aunque al principio el tema no fue suficientemente apreciado, en la actualidad parece claro que debe continuarse esta línea, con el fin de poder ampliar o mejorar los servicios que, merced a la experiencia adquirida, se están dando.

Este objeto tiene la continuación del programa de *Estabilidad de pesqueros,* que vuelve a aparecer entre los trabajos a realizar en el año en curso. El conocimiento que se desea obtener de dicho programa, aparte de que sea directamente aplicable a los pesqueros de los tipos que se va a ensayar, lo será asimismo en el estudio de los *Balances y su amortiguamiento,* que se desarrollará posteriormente.

Existen otros problemas a estudiar, tales como la pérdida de velocidad en olas, los pantocazos, los problemas en aguas poco profundas y la seguridad del buque en la mar. Estos u otros problemas genéricos podrían ser objeto de la atención de esta Asociación en este campo, una vez terminados los ya programados. No se ha decidido, sin embargo, prestar atención a ninguno de ellos en particular durante el próximo período en previsión de las propuestas que puedan derivarse del estudio del programa de Hidrodinámica, encargado por la A. I. N. E.

Por otra parte, puede escogerse otra línea de actuación, que podría consistir en estudiar los *problemas específicos de los tipos de barcos* que se considere pueden tener mayor interés en el próximo futuro para que, al ser proyectados o construidos, puedan incorporar los resultados de las investigaciones realizadas.

Un ejemplo de esta forma de plantear trabajos de investigación, que ya cuentan con una base humana e instrumental, podría ser el estudio de buques de cabotaje. Entre éstos aparece la propuesta presentada por uno de los miembros y que consiste en estudiar la prospección técnico-económica de costeros, y que podría combinarse con la de otros barcos que se construyen por algunos astilleros de tamaño medio. Hace algún tiempo que algunos de éstos lo propusieron, incluyendo a los pesqueros, lo que tan necesario es en la actualidad. Paralelamente podrían estudiarse los problemas particulares que tienen los costeros, entre los que figura su estabilidad y comportamiento en la mar, que se considera no han sido suficientemente estudiados, posiblemente por la reducida capacidad técnica y financiera de muchas de las compañías armadoras de esta clase de barcos y que seguramente convendría plantear y resolver.

Estas consideraciones ponen sobre el tapete la consideración de este enfoque, que fue, como se sabe, el que siguió Japón en la pasada década.

Estructuras y vibraciones

Durante el año en curso se ha iniciado un programa para la medida a bordo de ruidos y vibraciones, así como el análisis de los resultados obtenidos. Es sabido que las *vibraciones del casco* constituyen uno de los problemas que siguen realmente sin resolver en Ingeniería Naval. Existen programas de cálculo,

algunos por elementos finitos, tan elaborados y laboriosos que su aplicación supone cientos de horas de trabajo de personal especializado. Como, a pesar de ello, tienen limitaciones, conviene al menos conocerlas y, si esto fuera posible, deducir conclusiones que posteriormente permitan reducir el coste de la predicción del nivel de vibraciones en una nueva construcción. El estudio se ha iniciado con la participación de las tres principales empresas de construcción españolas. Sería de desear que lo hiciera también algún armador.

Por el ahorro de materiales en general y las mayores cargas en las máquinas, los *ruidos* pueden llegar a ser un verdadero problema por la dificultad de poder cumplir con los niveles admitidos por las reglamentaciones existentes. Ciertamente estas reglamentaciones no han pasado de ser recomendaciones en la mayor parte de los casos y hay autoridades que ni siquiera se han ocupado de ellas. Pero hay razones para suponer que este tipo de exigencias se extenderá y será necesario atenderlas en un próximo futuro. Este estudio de los ruidos podría constituir una investigación aparte, pero se ha combinado con la relativa a vibraciones, por poder tener así un mayor conocimiento de aquéllos en su conexión con las fuentes que los originan y su transmisión a través de la estructura.

Relacionado con estos fenómenos lo está también un estudio que sobre *vibraciones inducidas por la hélice* en el sistema propulsor se ha venido desarrollando, el pasado año principalmente, con resultados muy prometedores. En 1977 la actividad está siendo mucho menor, pero se prevé que las líneas generales de este estudio podrán ser comunicadas dentro del año, una vez que se hayan comprobado experimentalmente los resultados obtenidos.

Mucho antes se repartirá el informe sobre el cálculo de *Estructuras de grandes petroleros,* cuya publicación está pendiente de detalles de carácter editorial.

Del cálculo de estructuras apenas se ha ocupado la Asociación durante los últimos años. Tampoco se preveía que lo fuera a hacer en un próximo futuro, puesto que en la actualidad estos cálculos (que en cualquier caso han de ser realizados —para su comprobación al menos— por la Sociedad de Clasificación) requieren disponer de un ordenador de mayor potencia que el que la A. I. C. N. tiene. No obstante, si a las oficinas técnicas y a los astilleros de tamaño medio les interesara la prestación de servicios en dicho sentido, se adquiriría un sistema de cálculo más adecuado al momento actual.

Mantenimiento de buques

El trabajo en este campo se inició siguiendo las mismas directrices que otros sistemas análogos desarrollados en el extranjero. Se trataba de programar en el tiempo los distintos trabajos a realizar, así como de establecer una ordenación de respetos, pedidos y costes. Posteriormente se ha extendido el trabajo en el sentido de desarrollar, con mayor amplitud de la prevista, el seguimiento mecanizado del sistema. Aparte del programa de distribución y carga de trabajos que dentro de este enfoque se ha redactado, también lo ha sido un programa para el estudio económico del personal, que tiene por objeto determinar la tripulación más conveniente desde el punto de vista de las posibilidades de realización a bordo y coste total de los trabajos de mantenimiento. Ciertamente se ha producido también un programa de control de almacén y se está elaborando otro para el archivo de datos, que tiene la particularidad de prever la utilización de estos archivos para posteriores estudios, como pueden ser los de fiabilidad.

El trabajo fundamental está prácticamente terminado y a punto de ser aplicado, lo que seguramente se hará en breve.

Se ha iniciado, por otra parte, un estudio conducente al conocimiento de las *condiciones en las que se hallan las máquinas* o sistemas a bordo. Este conocimiento puede modificar sensiblemente los reconocimientos periódicos en la forma que actualmente se realizan, siendo, además, de la mayor utilidad para el buen funcionamiento de las instalaciones, en particular de aquellas que están integradas por distintos componentes, como son, por ejemplo, las plantas de propulsión a vapor.

Es evidente que, para juzgar un estado o situación, ha de conocerse los valores de referencia. Por tanto, los métodos e instrumentos que se estudien en esta investigación serán también de aplicación, al menos en parte, al conocimiento de los valores iniciales, cumpliéndose así con los deseos expresados por algunos miembros de la Asociación de que el trabajo realizado en relación con las pruebas de mar se complete con otro relativo a las *pruebas de los equipos y servicios* no contemplados en aquéllas.

Otros trabajos programados

El programa dedicado al *Proyecto de timones marinos* no ha presentado, de momento, dificultades y seguiría la marcha prevista, en todos sus aspectos, si no fuera por el retraso que se va a producir como consecuencia de haber estado ocupado el Canal, casi todo lo que va de año, por ensayos solicitados por distintas empresas.

En cambio, el programa consistente en evaluar la calidad de los *esquemas de pintado,* estudiando para ello las normas que deben ser aplicadas en los ensayos, no se ha iniciado todavía. De hecho este estudio, que en principio había de ser desarrollado por el C. E. N. I. M. y abonado a medias por el citado centro y las empresas interesadas, no se ha llegado a encauzar de manera definitiva, a pesar de las diversas reuniones celebradas con dicho fin. Más fortuna han tenido las reuniones técnicas que, organizadas conjuntamente por la A. I. C. N. y A. E. S. A., se han celebrado en este mismo mes de mayo en los locales de la Escuela. En ellas se ha expuesto, con abundante asistencia de público, diversas cuestiones relativas a la *preparación de superficies* y, en particular, del granallado y las imprimaciones de taller, tema este último sobre el que fueron presentados los resultados obtenidos por una investigación realizada por Astilleros Españoles.

Sobre la *calidad de construcción de casco* no se ha vuelto a tener ninguna reunión, pero será convocada una en breve para presentar la propuesta de norma y consideraciones en las que se ha basado.

Trabajos a emprender en el futuro

En una encuesta celebrada recientemente, los miembros de esta Asociación han mostrado que entre sus preferencias aparece en primer lugar el estudio de los sistemas e instalaciones a bordo y, a continuación, lo relativo a la planificación y tecnologías de construcción.

Relacionado con los trabajos que se realizan en astilleros se puede encontrar un programa para la *presentación de ofertas de buques* de tamaño medio, que es tema que se considera de interés no sólo por las facilidades que supone, sino porque del acopio de datos que el trabajo llevaría consigo podrían deducirse derivaciones tanto técnicas como económicas. Se espera por ello que pueda alcanzarse un acuerdo sobre los gastos que origine el desarrollo de este programa, que estaba previsto fueran abonados por las empresas que se interesaran en él.

Como Asociación, aunque no para la investigación en este caso, se ha previsto asimismo (siguiendo la idea ya expuesta al tratar del cálculo de estructuras) que se puedan realizar *servicios de ordenador* a aquellos astilleros que no dispongan de él, procurando llegar a un acuerdo para la utilización de programas ya existentes en otras empresas para el trazado del buque y la planificación de trabajos.

El otro tema al que se ha dado preferencia por los miembros, de hecho el que ha tenido mayor aceptación, no ha podido ser todavía concretado. Se ha tratado, no obstante, de las ventajas que proporcionaría, tanto al fabricante como al comprador, la existencia de una *marca de calidad,* para la que esta Asociación podría estudiar las especificaciones o normas que correspondieran. En cualquier caso, los deseos expresados en esta materia se orientan más a cuestiones técnico-económicas que a aspectos científicos e incluso tecnológicos. Los temas técnicos que presentan mayor interés parecen ser los de servicios de tuberías y los eléctricos, y en otro orden de ideas los materiales y otras cuestiones relativas a las habilitaciones.

Se roza con todo ello el tema de la *Normalización,* al que sigue dedicándose un considerable esfuerzo, que podría dirigirse, en parte al menos, en los sentidos indicados. Precisamente es la modulación en superestructuras uno de los temas a tratar en la próxima reunión de la C. T. T. 27.

Por otra parte, y aun dentro de los sistemas a bordo, conviene recordar que la incidencia que actualmente tiene la partida de combustible en los gastos de explotación invita a analizar, y posiblemente reconsiderar, disposiciones o elementos que se vienen considerando como inmutables. Dentro de la idea de que es el *coste mínimo del transporte* el objetivo final a considerar en la concepción y proyecto del buque y sus instalaciones, podría también la Asociación dirigir su atención en ese sentido —ya escogido para alguna conferencia internacional.

El problema no está en que no existan problemas, sino en la escasez de medios con que se cuenta. Por lo que no se hace más larga de lo que ya es esta lista de posibilidades."

ALOCUCIÓN DEL PRESIDENTE

"Próximamente va a hacer un año que las empresas asociadas a la Asociación de Investigación de la Construcción Naval tuvieron a bien designarme como presidente ejecutivo de ésta. Creo es mi deber presentar en esta Asamblea General el planteamiento que, durante el año transcurrido, hemos ido elaborando en la Comisión Permanente y en el Consejo Rector en relación con la actuación futura de esta Asociación. Este planteamiento tiene su base en la situación actual y en los criterios expuestos por las empresas como respuesta al cuestionario que les distribuimos al final del año pasado.

Si pretendemos definir esquemáticamente la actual situación para un planteamiento de futuro, tenemos que referirnos especialmente a las siguientes circunstancias:

1. La industria naval en general, y particularmente la de construcción, se encuentran en una situación especialmente crítica, debiendo afrontar en muchos casos verdaderos problemas de supervivencia.

2. La A. I. C. N. es una organización empresarial, que no debe esperar más ayuda de la Administración que aquella que las leyes y reglamentaciones vigentes han establecido, y entendemos que, por el momento, éstas quedan limitadas a los fondos que distribuye la Comisión Asesora de Investigación Científica y Técnica de la Presidencia del Gobierno y las colaboraciones que puedan establecerse con los centros de investigación oficial, en base a los presupuestos de que éstos puedan disponer.

   En cuanto a los primeros, que todos conocemos son insuficientes para las necesidades de la industria nacional, resultan en estos momentos inaccesibles para la A. I. C. N., por no haberse aún adjudicado la totalidad de los fondos que en su día se constituyeron con base en los contratos de acción concertada en la industria de construcción naval. Por otra parte, dichos fondos, por su carácter aleatorio, no pueden ser considerados nunca como soporte apropiado para la estructuración de una asociación.

3. Las cuotas abonadas por las empresas durante el año 1976 apenas llegan a cubrir el 30 por 100 del presupuesto de la Asociación, el cual aumenta, naturalmente, cada año, sin cambio de estructura ni aumento de la actividad, sino exclusivamente como consecuencia del continuo encarecimiento de los costes. El resto del presupuesto debe cubrirse con las investigaciones que se realizan con cargo a los fondos procedentes de la Acción Concertada.

4. Los fondos procedentes de Acción Concertada se terminarán durante el año 1979, por lo que debe entenderse que, ya parcialmente durante dicho año y totalmente a partir del siguiente, la totalidad de los costes de sostenimiento de la Asociación de Investigación deberá correr a cargo de las empresas asociadas.

5. La A. I. C. N. es una Asociación empresarial creada por éstas para el incremento de su nivel tecnológico. Es de esperar, por consiguiente, que cuanto más ampliamente se cumpla este objetivo, más amplio será el soporte que las empresas podrán proporcionarle.

6. La variada composición de su lista de empresas asociadas dificulta la obligación de dar respuesta satisfactoria a sus diversas necesidades de promoción tecnológica.

En cuanto al resultado de la encuesta realizada entre las empresas asociadas, puede hacerse notar sus dos partes fundamentales: la que se refiere a los conceptos de planteamiento general de A. I. C. N. y las que corresponden a los campos de actividad estimados de mayor interés.

De esta encuesta se deduce que las empresas desean una organización investigadora y coordinadora de la investigación, con particular acento en este segundo aspecto.

Se desea que la Asociación dedique especial atención a la investigación "aplicada" y que esté dispuesta a facilitar a las empresas la aplicación de los resultados de sus propios trabajos.

Se pone en evidencia la conveniencia de que la A. I. C. N. participe en la resolución cooperativa de los problemas comunes que las empresas tienen planteados; se propone una expansión de su actividad y se prefiere que las cuotas cubran exclusivamente los gastos generales y que las investigaciones sean soportadas por las empresas que las promuevan.

En estas bases estamos planteando la futura actuación de A. I. C. N., pretendiendo seleccionar sus campos de actividad de manera que se ajusten a los resultados de la encuesta y respondan, al menos en parte, a las posibles necesidades de los distintos sectores empresariales que la componen.

Lo que se plantea es una expansión de la actividad de la A. I. C. N. sin aumento de la propia organización, aunque con un fuerte desarrollo de la faceta coordinadora, proponiéndose establecer acuerdos de colaboración con centros oficiales, empresas asociadas, colaboradores eventuales, etc.

Las actividades que se pretende realizar se han agrupado en tres diferentes conceptos:

a) *Programas internos,* financiados con fondos de Acción Concertada y que deben cubrir un doble objetivo: profundizar en el conocimiento de los temas que preocupan a las empresas asociadas y contribuir a la formación y especialización de los investigadores, así como el equipamiento mínimo necesario para que a partir de 1979 puedan constituir líneas permanentes de investigación y servicios, cuyas actividades sean soportadas por las empresas.

b) *Servicios* destinados a permitir que las empresas tengan a su alcance medios o tecnologías existentes, pero de difícil acceso a algunas de ellas.

c) *Programas externos de investigación,* a realizar en centros oficiales o empresas asociadas, financiados por las empresas promotoras y los centros de investigación.

Los programas de investigación, en gran parte sin definir, se refieren de momento a los siguientes campos, previéndose sean fundamentalmente realizados en el exterior (e) o por la propia Asociación (i):

Comportamiento en la mar (i).

Otras cuestiones de hidrodinámica (e).

Resistencia estructural y vibraciones (e).

Mantenimiento de buques (i).

Automación (e).

Procesos productivo y de organización de astilleros (e).

Corrosión (e).

Tráfico costero (e).

Los servicios se refieren a diversas aplicaciones del ordenador, ensayos en el canal y mediciones "in situ".

En esta previsión de actividades hemos entendido que los gastos generales, a cubrir con las cuotas de las empresas, engloben los siguientes conceptos:

— Dirección y administración.
— Coordinación técnica entre empresas.
— Normalización.
— Información y documentación.
— Estudios sobre la viabilidad de nuevos proyectos.
— Formación del personal investigador.
— Actividades "representativas".

Por ello, a finales del año en curso, y de conformidad con el artículo 19 de los estatutos de la Asociación, el Consejo Rector, junto con el plan de trabajos del año 1978, aprobará el índice de revisión de las cuotas a abonar por las empresas.

Por otra parte, en el entendimiento de que las cantidades a aportar por las empresas a la Asociación deberán ser en el futuro apreciablemente mayores que en la actualidad, parece necesario revisar los criterios establecidos hasta la fecha para fijar los valores relativos de las cuotas de las diferentes empresas. Entendiéndolo así el Consejo Rector de esta Asociación, ha acordado nombrar una comisión. La decisión que el Consejo pueda adoptar, en base a la propuesta elaborada por dicha comisión, se aplicará, con

la venia de esta asamblea general, a las cuotas del año 1978.

El cumplimiento de los objetivos que esta previsión de actividades supone depende fundamentalmente de la capacidad y voluntad de esfuerzo del personal de la Asociación, pero depende también fundamentalmente del apoyo que a dicho plan presten las empresas asociadas.

Entendemos que este apoyo resulta imprescindible en dos aspectos:

En el aspecto económico, participando en las investigaciones cooperativas que se propongan cuando sean de su interés, sin pretender eludir esta responsabilidad, en la esperanza de que las investigaciones saldrán adelante con el apoyo de los demás.

En el aspecto técnico, participando en la preparación de los proyectos, siguiendo su realización y contribuyendo a su posterior evaluación y puesta en práctica. Sin este apoyo técnico, el apoyo económico resultará inevitablemente un fracaso, ya que los resultados de las tareas realizadas no satisfarán las reales necesidades de las empresas y éstas se sentirán defraudadas.

Este apoyo técnico exige, en nuestra opinión, que las empresas promuevan en su estructura el "elemento de conexión" con la A. I. C. N., elemento, o elementos, a través del cual se establezca la comunicación "técnica" entre la Asociación y las sociedades que la componen.

El Consejo Rector desea conocer la opinión de los asociados sobre este proyecto de plan de trabajos para 1978, que ahora les presentamos."

Como al final de la misma se solicitaba, la alocución del presidente fue ampliamente comentada. También se trató de la difícil situación que, como consecuencia de la demora en los pagos, se venía produciendo de una manera endémica en la tesorería de la Asociación.

Por último se hicieron diversas propuestas de trabajo, entre ellas la de una mayor dedicación a las especificaciones de calidad, incluida una posible homologación de productos del sector y de orientación hacia otros aspectos de la técnica que no sean los que tradicionalmente han interesado a los astilleros. Fue incluso propuesto el cambio de nombre, de forma que el que sustituya al actual comprenda los intereses de los armadores y otras empresas del sector.

VARIOS

ASOCIACION ESPAÑOLA DE ASTRONAUTICA

Nuestro compañero don Fernando Corominas Gispert nos ruega demos a conocer a nuestros lectores la existencia de la Asociación Española de Astronáutica.

Sus actividades son variadas y se refieren al campo específico de su denominación. Así, se realizan simposios, conferencias de toda índole relacionadas con las astronáutica (proyectos de la Nasa, medicina aeroespacial, lanzamiento de cohetes espaciales en España, etc.), excursiones a la estación espacial de Robledo de Chavela, etc. La Asociación se mantiene en contacto continuo con asociaciones similares extranjeras y a ella pertenecen titulados de todas clases, tales como ingenieros de caminos, médicos, aviadores, ingenieros aeronáuticos, varios ingenieros navales, etc.

Los interesados en mayores detalles pueden dirigirse a su sede social, en paseo del Pintor Rosales, 34, Madrid.

REUNION DE LA PROMOCION DE 1949

La promoción de ingenieros navales que finalizó sus estudios en 1949 (primera que salió de la Escuela de la Ciudad Universitaria) se ha reunido en su casi totalidad en Puerto de la Cruz (Tenerife) los días 19 al 22 de mayo.

Asistieron nuestros compañeros Acedo, Aldecoa, Alegret (Alberto y José Antonio), Aparicio, Armada, Cañedo Argüelles, Díaz Salgado, Kaibel, Pérez Torres, Rojo y Suárez Solar, los doce acompañados de sus esposas. No pudieron acudir Juan Alfaro y Gonzalo Cuesta.

El primer acto de la reunión fue, como es tradicional, la asistencia a una misa por los fallecidos de la promoción, Emilio Sanz Cruzado, Víctor Acedo y Rafael Martínez Souto.

Se hizo una excursión al Teide, se visitó Nuvasa, cuyo director, Carlos Aguilar Tablada, invitó a una magnífica cena en el Club Oliver, de Tenerife, y no faltó el "shopping", naturalmente.

Esta reunión ha sucedido a las celebradas antes, cada cinco años, en Mallorca, Toledo, El Escorial y Madrid, estableciéndose la próxima para 1979, año en el que la Promoción del Globo pretende celebrar su XXX Aniversario nada menos que en Capri.

ESTATUTOS DE FIDENAVIS, S. A.

Como se anunciaba en el "Comentario de Actualidad" del número de marzo, transcribimos a continuación los Estatutos de la nueva Sociedad Española de Clasificación y Registro de Buques, Artefactos Flotantes e Ingenios Oceánicos. Creemos que un conocimiento completo de los mismos puede ser de gran interés para nuestros lectores:

TITULO I

DENOMINACION, NACIONALIDAD, REGIMEN LEGAL, OBJETO, DURACION Y DOMICILIO DE LA SOCIEDAD

Artículo 1.° Régimen legal, nacionalidad y denominación

Con sujeción a la Ley del Régimen Jurídico de las Sociedades Anónimas de 17 de julio de 1951 y demás normas legales vigentes en cuanto éstas fuesen aplicables como principales o supletorias y de acuerdo con los presentes Estatutos, se constituye una Sociedad Anónima de

nacionalidad española denominada «Sociedad Española de Clasificación y Registro de Buques, Artefactos Flotantes e Ingenios Oceánicos FIDENAVIS, S. A.».

Artículo 2.° Objeto

Esta Sociedad tiene como objeto:

2.1. Velar por la seguridad de la navegación en general y, de manera especial, por la seguridad de los buques, artefactos flotantes e ingenios oceánicos que en la Sociedad se clasifiquen, dictando normas y reglamentos para su construcción y mantenimiento, vigilando el cumplimiento de los mismos, asignando a los buques una clasificación y publicando un Libro-Registro en el que figure tal clasificación.

2.2. Contribuir a la seguridad de instalaciones industriales y, en general, de instalaciones terrestres:

— Aplicando normas de seguridad.

— Realizando las oportunas inspecciones durante su erección y mantenimiento.

— Colaborando en este campo con la Administración Pública.

2.3. Dedicar atención especial a la investigación dentro de sus campos específicos de actuación.

2.4. Colaborar con la Administración pública y con entidades oficiales o privadas en la realización de estudios técnicos y de programas de investigación.

2.5. Mejorar la técnica de la construcción naval y, como consecuencia de ello, aumentar el prestigio de la construcción naval española en el extranjero.

2.6. Contribuir a la mejora de las técnicas de construcción en general y de la calidad de los materiales, buscando no solamente el aumento de la seguridad, sino también el de la economía.

2.7. Realizar cualesquiera otras actividades que se relacionen de una manera general con las diversas finalidades sociales previstas y que sean aprobadas por el Consejo de Administración.

Artículo 3.° Duración

El tiempo de duración de la Sociedad será indefinido y dará comienzo a sus operaciones sociales desde la fecha de otorgamiento de la escritura fundacional.

Artículo 4.° Domicilio

La Sociedad fija su domicilio en Madrid, calle de Núñez de Balboa, 115. El Consejo de Administración está facultado para adoptar el acuerdo de establecer sucursales, agencias y representaciones, así como para trasladar el domicilio social dentro de la misma población; para trasladar el domicilio a plaza distinta se requerirá acuerdo de la Junta General de Accionistas.

TITULO II

CAPITAL SOCIAL Y ACCIONES

Artículo 5.° Capital Social

5.1. El Capital Social es de SETENTA MILLONES de pesetas, totalmente suscrito y desembolsado según lo requieran las necesidades, en la forma y plazos que determine el Consejo de Administración.

5.2. El Consejo de Administración queda expresamente autorizado para ampliar el Capital Social, en una o varias veces, hasta alcanzar los CIEN MILLONES DE PESETAS a lo largo de los cinco primeros años de vida de la Sociedad.

5.3. Si al finalizar el plazo de suscripción quedara sin cubrir parte del Capital, la Sociedad se constituirá con el Capital Social, reducido hasta la cifra suscrita, siempre que ésta iguale o supere los CINCUENTA MILLONES DE PESETAS.

5.4. El Capital Social estará representado por acciones nominativas e intransferibles a extranjeros de DIEZ MIL PESETAS de valor nominal cada una.

Artículo 6.° Distribución del Capital Social

6.1. Las acciones constitutivas del Capital Social estarán distribuidas en cinco series, cada una de las cuales va destinada a la suscripción y tenencia por personas o sociedades que pertenezcan a los sectores que se indican a continuación:

Serie A, al Sector de Armadores de buques o de artefactos flotantes.

Serie B, al Sector de Aseguradores del ramo marítimo.

Serie C, al Sector de Astilleros e Industrias Auxiliares, incluida la Siderurgia.

Serie D, al Sector de la Banca, Entidades de Crédito y otros entes.

Serie E, al Sector de los Promotores y Profesionales.

6.2. Las acciones representativas del Capital Social deberán ser propiedad de súbditos españoles o de sociedades de nacionalidad española en las que la participación extranjera en su Capital Social no alcance el 50 por 100.

6.3. Ninguno de los Sectores arriba indicados, considerado en su conjunto, podrá ser propietario de más del 24 por 100 del Capital Social.

6.4. No obstante lo dispuesto en el párrafo anterior, si al finalizar el plazo de suscripción fijado en el Programa de Fundación quedara sin cubrir parte del Capital Social, los promotores podrán suscribir a su nombre las correspondientes acciones, con el compromiso firme de transmitirlas a socios de los otros Sectores cuando reciban de ellos noticación fehaciente de este deseo de suscribir.

6.5. Salvo los promotores, ningún socio podrá ser titular de más del 5 por 100 del Capital Social.

Artículo 7.° Derechos de los promotores

Los promotores no percibirán ningún tipo de remuneración que contempla la Ley de Sociedades Anónimas en su artículo 12.°

Artículo 8.° De los títulos

8.1. De conformidad con lo dispuesto en el párrafo segundo del artículo 34.° de la Ley de 17 de julio de 1951, sobre Régimen Jurídico de las Sociedades Anónimas, en tanto se confeccionen los talonarios para extender los títulos representativos del Capital Social se entregarán resguardos provisionales de una o más acciones; estos resguardos serán canjeados, en su día, por los títulos definitivos.

8.2. Las acciones de todas las series confieren a sus tenedores iguales derechos y obligaciones y se inscribirán en un libro especial donde se registren sus sucesivas transferencias y la constitución de derechos reales sobre las mismas.

8.3. Los títulos se separarán de un libro talonario y llevarán la firma de dos consejeros y demás requisitos legales, pudiendo utilizarse el procedimiento permitido por el Decreto de 21-2-58.

Artículo 9.° Transmisión de acciones

La transmisión de acciones se someterá a las siguientes normas:

9.1. El accionista que se proponga transmitir a título oneroso o gratuito, por actos intervivos, todas o parte de sus acciones lo comunicará al presidente del Consejo de Administración en forma fehaciente, haciendo constar el número de aquéllas, el precio convenido, el nombre del adquiriente, su domicilio y el Sector a que pertenece.

9.2. El presidente del Consejo de Administración dará cuenta de tal notificación a los restantes titulares de acciones del mismo Sector a que pertenece el propietario de las acciones que se desean transmitir, por el medio que estime más conveniente, dentro de los seis días siguientes a la recepción de aquélla.

9.3. Los accionistas a quienes se ha dirigido la notificación podrán optar, durante los diez días siguientes a la fecha en que se les hubiera notificado la propuesta, por la adquisición de todas o de algunas acciones.

Si fuesen varios los que las solicitasen se prorratearán entre ellos, en proporción al número de acciones de que cada uno sea titular.

9.4. Si los accionistas optantes no estuviesen conformes con el precio fijado por el socio transmitente, se valorarán las acciones por lo que resulte conforme al último balance aprobado por la Sociedad.

9.5. Transcurrido el plazo indicado en el apartado 9.3. sin hacer los accionistas uso de su derecho y transcurridos diez días más siguientes al último plazo indicado sin que el presidente del Consejo de Administración, en nombre del Consejo de Administración, manifieste al vendedor de forma fehaciente su oposición a la venta, el transmitente quedará en plena libertad de efectuar la venta o donación de sus acciones.

9.6. Si el Consejo de Administración manifiesta su oposición a la transmisión propuesta, estará el citado Consejo obligado en el plazo de tres meses, a contar de la fecha de notificación de la oposición, a:

9.6.1. Encontrar otro accionista entre los promotores.

9.6.2. Encontrar otro accionista que adquiera las acciones.

9.6.3. Encontrar un tercero no accionista que adquiera las acciones.

9.6.4. Adquirir las acciones por la Sociedad.

Valorándose las acciones por lo que resulte conforme al último balance aprobado por la Sociedad.

9.7. Toda transmisión por actos intervivos o cualquier persona que no se ajuste a las normas establecidas en este artículo se reputará nula de pleno derecho y sin eficacia jurídica alguna.

9.8. En las transmisiones mortis causa, o por extinción de persona jurídica, los restantes accionistas de la Sociedad tendrán derecho de conocimiento o tanteo, que podrán ejercitar por el siguiente orden:

9.8.1. Accionistas del mismo Sector.

9.8.2. Resto de accionistas.

Valorándose las acciones por lo que resulte conforme al último balance aprobado por la Sociedad.

Artículo 10.° Ampliación de Capital

10.1. El Capital Social podrá ser aumentado por acuerdo de la Junta General de Accionistas. (En toda ampliación de Capital los accionistas tendrán derecho de preferencia para suscribir las nuevas acciones proporcionalmente a las que ya posean.) Si las acciones se emitieran con prima, las cantidades percibidas por este concepto se destinarán, en su caso, a constituir o incrementar las reservas sociales que fueren procedentes.

10.2. Si transcurrido el plazo para la suscripción preferente quedara sin cubrir totalmente la ampliación de Capital, los excedentes de cada serie serán ofrecidos a los titulares que dentro de dicha serie hayan ejercitado su derecho de suscripción.

Artículo 11.° Indivisibilidad de las acciones

Las acciones son indivisibles; en los supuestos de copropiedad, usufructo, prenda, extravío, robo o hurto de los títulos, se estará a lo dispuesto en la legislación vigente en todo lo referente al ejercicio de los derechos que se derivan de la condición de socio.

Artículo 12.° Conformidad con los estatutos

La posesión de una o más acciones supone la aceptación y conformidad absoluta con los Estatutos y con los acuerdos adoptados con arreglo a ellos por la Junta General y por el Consejo de Administración.

TITULO III

GOBIERNO DE LA SOCIEDAD

Artículo 13.° Organos de la Sociedad

Son órganos de la Sociedad, la Junta General de Accionistas y el Consejo de Administración.

CAPITULO I

DE LA JUNTA GENERAL DE ACCIONISTAS

Artículo 14.° Representatividad de la Junta

La Junta General de Accionistas, legalmente constituida, representa la voluntad de los socios, y sus acuerdos, adoptados de conformidad con los Estatutos, son obligatorios para todos ellos, incluso para los ausentes, disidentes o abstenidos.

Artículo 15.° Clases de Juntas

Las Juntas Generales serán Ordinarias o Extraordinarias.

15.1. La Junta General Ordinaria se celebrará, una vez al año, dentro de los seis meses siguientes al cierre de cada ejercicio económico, para: censurar la gestión social; examinar y aprobar, en su caso, las cuentas, balance y memoria del ejercicio anterior, y acordar la distribución de beneficios.

15.2. Los restantes asuntos, reservados legal o estatutariamente a la competencia de la Junta, podrán ser decididos en sus reuniones ordinarias o extraordinarias.

15.3. La Junta General Extraordinaria se reunirá siempre que lo estime necesario o conveniente el Consejo de Administración o lo soliciten accionistas que representen, al menos, la décima parte del Capital Social desembolsado; la solicitud se efectuará mediante requerimiento notarial di-

rigido al presidente del Consejo de Administración, en el que se expresarán los asuntos a tratar en la Junta.

Artículo 16.° Convocatoria de las Juntas

16.1. Las Juntas Generales, Ordinarias o Extraordinarias, se convocarán por el Consejo de Administración, anunciándose con quince días de antelación, como mínimo, en el «Boletín Oficial del Estado» y en uno de los diarios de mayor circulación de la provincia en que se halle establecido el domicilio social.

16.2. En la convocatoria se indicará el asunto o asuntos que deberán tratarse en la Junta, el lugar y la hora de su celebración, así como la previsión para celebrarla en segunda convocatoria caso de no concurrir a la primera el número suficiente de accionistas.

16.3. En la reunión de las Juntas Generales no se podrá tomar resolución sobre otros asuntos que los consignados en la convocatoria para su celebración.

Artículo 17.° Junta Universal

En todo caso, la Junta General, tanto Ordinaria como Extraordinaria, quedará válidamente constituida, sin necesidad de convocatoria previa, y será competente para adoptar toda clase de acuerdos sobre cualquier asunto social, siempre que esté presente todo el capital desembolsado y los asistentes acepten por unanimidad la celebración de la misma.

Artículo 18.° Derecho de asistencia

18.1. Todos los accionistas, cualquiera que sea el número de acciones de que sean titulares, tendrán derecho de asistencia a las Juntas Generales, debiendo para ello tener inscritas sus acciones en el Libro de la Sociedad con cinco días de antelación a aquel en que haya de celebrarse la Junta.

18.2. Los accionistas podrán asistir a las Juntas por sí o delegar su representación en otra persona que pertenezca al mismo Sector que el accionista que desea delegar su representación.

Artículo 19.° Lugar de celebración

Las Juntas Generales se celebrarán en la localidad del domicilio social y serán presididas por el presidente del Consejo de Administración o quien legalmente le sustituya, actuando de secretario el que lo sea del Consejo.

Antes de entrar en el Orden del Día, se formará por el secretario la lista de asistentes, mediante relación nominal y con expresión del capital que representan u ostentan.

Artículo 20.° Constitución de la Junta General

20.1. La Junta General quedará válidamente constituida, en primera convocatoria, cuando concurran a ella la mayoría de los socios, o cualquiera que sea el número de éstos si los concurrentes representan, por lo menos, la mitad del capital desembolsado. En segunda convocatoria será válida la constitución de la Junta cualquiera que sea el número de concurrentes.

20.2. No obstante lo dispuesto en el párrafo anterior, para que la Junta General Ordinaria o Extraordinaria pueda acordar válidamente la emisión de obligaciones, el aumento o disminución del Capital y, en general, cualquier modificación de los Estatutos Sociales, habrán de concurrir a ella, en primera convocatoria, las dos terceras partes del número de socios y del capital desembolsado; en segunda convocatoria, bastará la mayoría de los accionistas y la representación de la mitad de dicho capital.

20.3. No obstante lo dispuesto en los dos párrafos anteriores, para que la Junta General Ordinaria o Extraordinaria pueda acordar válidamente cualquier modificación de los artículos 1.°, 2.°, 6.°, 9.°, 18.°, 20.°, 21.°, 23.° y 35.° de estos Estatutos Sociales, así como para acordar la transformación, fusión o disolución de la Sociedad, habrán de concurrir a ella, en primera convocatoria, el 80 por 100 del número de socios y del capital desembolsado; en segunda convocatoria bastará que concurran las dos terceras partes del número de socios y del capital desembolsado.

Artículo 21.° Votación

21.1. Cada acción da derecho a un voto. Los acuerdos de Junta serán válidos cuando se adopten por mayoría de votos, presentes o representados.

21.2. No obstante lo dispuesto en el párrafo anterior, para que la Junta General Ordinaria o Extraordinaria pueda acordar válidamente cualquier modificación de los artículos 1.°, 2.°, 6.°, 9.°, 18.°, 20.°, 21.°, 23.° y 35.° de estos Estatutos Sociales, así como para acordar la transformación, fusión o disolución de la Sociedad, se precisará el voto favorable de las tres cuartas partes del número de acciones, presentes o representadas.

21.3. De cada Junta se levantará acta por el Secretario, en la que se refleje fielmente el desarrollo de la reunión y los acuerdos adoptados. El acta podrá ser aprobada por la propia Junta, a continuación de haberse celebrado ésta y, en su defecto, dentro del plazo de quince días, por el Presidente y dos interventores, uno en representación de la mayoría y otro por la minoría, y se transcribirán en el Libro de Actas que se llevará al efecto.

CAPITULO II

DEL CONSEJO DE ADMINISTRACION

Artículo 22.° Facultades

El Consejo de Administración estará investido de las más amplias facultades y atribuciones para regir, gobernar, administrar y representar a la Sociedad, con la única excepción de aquellas que sean competencia de la Junta General por imperativo legal. En consecuencia, tendrá competencia para realizar, otorgar y ejecutar toda clase de actos, contratos y negocios jurídicos, comprendidos o que se relacionen con el objeto y actividades sociales. Entre otras, y sin que la enumeración tenga carácter limitativo o exhaustivo, sino meramente enunciativo o por vía de ejemplo, podrá el Consejo ejercitar las siguientes facultades:

22.1. Administrar y representar a la Sociedad, celebrando toda clase de actos y contratos pertenecientes al giro o tráfico de la empresa y los que sin pertenecer al mismo sean necesarios, convenientes, preparatorios o derivados del objeto y actividades de la Sociedad.

22.2. Ostentar la representación de la Sociedad ante toda clase de personas, naturales o jurídicas, privadas o públicas, y, por tanto, ante el Estado, Provincia, Municipio, Organismos y Dependencias de la Administración, Hacienda, Sindicatos, Magistraturas de Trabajo, Juzgados y Tribunales de todas clases, pudiendo otorgar poderes judiciales a favor de Procuradores y Letrados, con la amplitud de facultades que es usual en la práctica judicial y notarial.

22.3. Suscribir, otorgar y ejecutar toda clase de actos y contratos de disposición y riguroso dominio sobre toda clase de bienes, muebles e inmuebles, y, por lo tanto, comprar, vender, permutar y enajenar en los más amplios términos, agrupar, segregar, dividir, constituir propiedades horizontales, hacer declaraciones de obra nueva, concertar préstamos y operaciones de crédito, con o sin garantía, incluso la hipotecaria sobre inmuebles, otorgar cartas de pago y cancelar garantías.

22.4. Girar, endosar, aceptar, avalar, descontar y requerir el protesto de letras de cambio, cheques, talones y demás documentos de cambio y giro o títulos-valores.

22.5. Abrir, seguir y cancelar cuentas corrientes o de ahorro, ingresando y retirando cantidades, firmando talones, cheques o cualquier otro documento que la práctica bancaria exija, ante toda clase de Bancos y Cajas de Ahorro, incluso el Banco de España.

22.6. Reclamar, percibir y cobrar toda cantidad que se adeude a la Sociedad por cualquier persona, incluidos libramentos de las Delegaciones de Hacienda, firmando los documentos que sean pertinentes.

22.7. Representar a la Sociedad en toda clase de subastas, concursos y contratos de toda índole con cualquier persona, sea particular, sociedad, Estado, Provincia, Municipio, etc., constituyendo y retirando fianzas, percibiendo cantidades y libramientos y suscribiendo toda clase de documentos que se precisen para dichos fines.

22.8. Nombrar y separar al personal de la Empresa, incluso al técnico; señalar sueldos y retribuciones y, en general, entender y decidir en todas las relaciones laborales.

22.9. Todas las demás atribuciones y facultades que las leyes le atribuyen.

Artículo 23.° Composición y nombramiento

23.1. El Consejo de Administración estará compuesto por un número de Consejeros que no será inferior a veinte ni superior a veinticuatro, correspondiendo a la Junta General la determinación de su número, nombramiento y renovación.

23.2. Reunidos los accionistas en la Junta General y agrupados los titulares de cada serie, elegirá o renovará cada Sector de entre sus componentes, un Consejero por cada fracción entera de seis por ciento de participación conjunta del Sector en el Capital Social.

23.3. La Junta General elegirá, nombrará y renovará, por el sistema ordinario de mayoría, tres Consejeros elegidos de entre los Directores y Apoderados de la Sociedad.

23.4. Igualmente la Junta General elegirá, nombrará y renovará, por el sistema ordinario de mayoría, el resto de los miembros del Consejo hasta alcanzar el número total de Consejeros que se haya establecido.

Artículo 24.° Renovación de Consejeros

24.1. El Consejo de Administración se renovará cada dos años por mitad, en la Junta General Ordinaria correspondiente, pudiendo ser reelegidos los Consejeros salientes.

24.2. Los Consejeros nombrados en el acto constitutivo de la Sociedad, no podrán desempeñar su cargo por plazo superior a cinco años, según lo previsto en el artículo 72.° de la ley de Sociedades Anónimas.

24.3. Si durante el plazo para el que fueron nombrados los administradores se produjeran vacantes, el Consejo podrá designar, de entre los accionistas, las personas que hayan de ocuparlos interinamente, hasta que se reúna la primera Junta General.

Artículo 25.° Funcionamiento del Consejo

25.1. El Consejo de Administración tendrá amplias facultades para regular su propio funcionamiento, pudiendo designar de entre sus componentes un Presidente, un Vice-Presidente, una Comisión Ejecutiva y un Secretario, pudiendo este último ser o no vocal; en este último caso no tendrá voto.

25.2. El Consejo de Administración podrá delegar sus facultades y atribuciones, salvo las que sean indelegables por disposición imperativa de la Ley, en uno o más Consejeros-Delegados, así como conferir toda clase de poderes, generales o especiales, en favor de cualquier persona, y revocar las delegaciones y apoderamientos.

Artículo 26.° Reuniones del Consejo

El Consejo de Administración se reunirá cuando lo requiera el interés de la Sociedad y será convocado por el Presidente o por el Consejero que le sustituya. El Consejo se considerará válidamente constituido cuando concurran a la reunión, presentes o representados, la mitad más uno de sus miembros. Para adoptar acuerdos será preciso el voto favorable de la mayoría de los Consejeros concurrentes a la sesión. Los acuerdos del Consejo se llevarán a un Libro de Actas.

Artículo 27.° Atribuciones del Presidente

Son atribuciones del Presidente del Consejo de Administración:

27.1. Presidir las sesiones de las Juntas Generales y del Consejo de Administración, la dirección de los debates y de las votaciones.

27.2. Autorizar con el Visto Bueno las actas de aquellas sesiones y las certificaciones de las mismas.

27.3. Ostentar la representación de la Sociedad en aquellos actos en que la intervención del Consejo sea necesaria.

Artículo 28.° Atribuciones del Secretario

Son atribuciones del Secretario del Consejo de Administración:

28.1. Convocar, por orden del Presidente, las Juntas Generales y el Consejo de Administración.

28.2. Extender las actas de las sesiones de las Juntas Generales y del Consejo de Administración, firmándolas con el Presidente, y librar certificaciones de los acuerdos adoptados.

28.3. Custodiar los Libros de Actas de la Sociedad.

28.4. Redactar cuantos informes, documentos o comunicaciones se le encarguen por el Consejo de Administración o por su Presidente.

CAPITULO III

DEL COMITE GENERAL Y DE LOS COMITES TECNICOS

Artículo 29.° Naturaleza del Comité General

El Comité General es un órgano consultivo y asesor de la Junta General de Accionistas y del Consejo de Admi-

nistración, que se reunirá en Sesión Ordinaria una vez al trimestre y en Sesión Extraordinaria cuando así lo fuera requerido por el Consejo de Administración.

Artículo 30.° Elección de sus miembros

30.1. Los Miembros del Comité General serán elegidos libremente por el Consejo de Administración en atención a su prestigio personal dentro de alguno de los sectores de actividad a que se puede dedicar la Sociedad.

30.2. Para ser Miembro del Comité General no se requiere poseer la condición de Consejero o de Accionista. Corresponderá a los Miembros del Comité elegir su Presidente y cuantos otros cargos estimen oportunos.

Artículo 31.° Naturaleza de los Comités Técnicos

Los Comités Técnicos son órganos consultivos y asesores del Consejo de Administración, en cuestiones relacionadas con el conocimiento y desarrollo técnicos, que se reunirán en Sesión Ordinaria una vez al trimestre y en Sesión Extraordinaria cuando así lo fuera requerido por el Consejo de Administración.

Artículo 32.° Elección de los Miembros de los Comités Técnicos

32.1. Los Miembros de los Comités Técnicos serán elegidos libremente por el Consejo de Administración en atención a su prestigio personal dentro de determinada rama del conocimiento técnico.

32.2. Para ser Miembro de los Comités Técnicos no se requiere poseer la condición de Consejero o de Accionista.

TITULO IV

DEL EJERCICIO SOCIAL, DOCUMENTOS CONTABLES, BENEFICIOS Y SU DISTRIBUCION

Artículo 33.° Duración del Ejercicio

El Ejercicio social comienza el 1 de Enero y termina el 31 de Diciembre de cada año natural. Por excepción el primer Ejercicio comenzará en la fecha prevista en el artículo 3.° de los presentes Estatutos.

Artículo 34.° Documentos Contables

Al finalizar cada Ejercicio, y dentro de los cuatro meses siguientes, el Consejo de Administración formulará el Balance, Cuenta de Pérdidas y Ganancias, propuesta de beneficios, en su caso, y la memoria explicativa de las operaciones realizadas, para ser sometidos a la aprobación de la preceptiva Junta General Ordinaria.

Artículo 35.° Distribución de Beneficios

El beneficio líquido que resulte anualmente se distribuirá de la siguiente forma:

35.1. Pago de impuestos.

35.2. Constitución de fondo de reserva legal.

35.3. A reserva voluntaria en el porcentaje que en cada caso acuerde la Junta General.

35.4. El remanente, si lo hubiere, será distribuido entre las acciones, hasta un máximo de cinco por ciento de su nominal, dedicándose el beneficio que superase este porcentaje a constituir una reserva especial destinada a fomentar, mejorar y extender la prestación de los servicios y actividades que tiene a su cargo la Sociedad.

TITULO V

DISOLUCION Y LIQUIDACION DE LA SOCIEDAD

Artículo 36.° Disolución

La Sociedad se disolverá en los casos establecidos por la Ley y cuando lo acuerde la Junta General de Accionistas.

Artículo 37.° Forma de Liquidación

37.1. Acordada la disolución de la Sociedad, la Junta General de Accionistas determinará la forma de efectuar las liquidaciones y designar a uno o más liquidadores, siempre en número impar.

37.2. La Junta General conservará, durante el período de liquidación, las mismas facultades que durante la vida normal de la Sociedad y tendrá, especialmente, la facultad de aprobar las cuentas y balance final de la liquidación.

37.3. En la liquidación se observarán las normas establecidas por la Ley.

Artículo 38.° Distribución del haber líquido

El haber líquido resultante será distribuido entre los accionistas, en proporción al importe nominal desembolsado de sus acciones.

TITULO VI

LITIGIOS Y FUERO JUDICIAL

Artículo 39.° Resolución de Litigios

Todas las dudas, cuestiones y diferencias que pudieran suscitarse entre la Sociedad y los socios o entre estos últimos y el Consejo de Administración, apoderados y liquidadores, en cuanto se trate de asuntos sociales, ya con motivos de la interpretación de los Estatutos, de la escritura fundacional, de actos concernientes a la marcha y desenvolvimiento de las operaciones sociales o con relación a la disolución o liquidación de la Sociedad, serán resueltos de común acuerdo por ambas partes y, no existiendo conformidad, se confiará su resolución al juicio de árbitros, que actuarán y juzgarán conforme a equidad, de acuerdo con la Ley de 22 de Diciembre de 1953, salvo el procedimiento establecido en el artículo 70 de la Ley de Sociedades Anónimas.

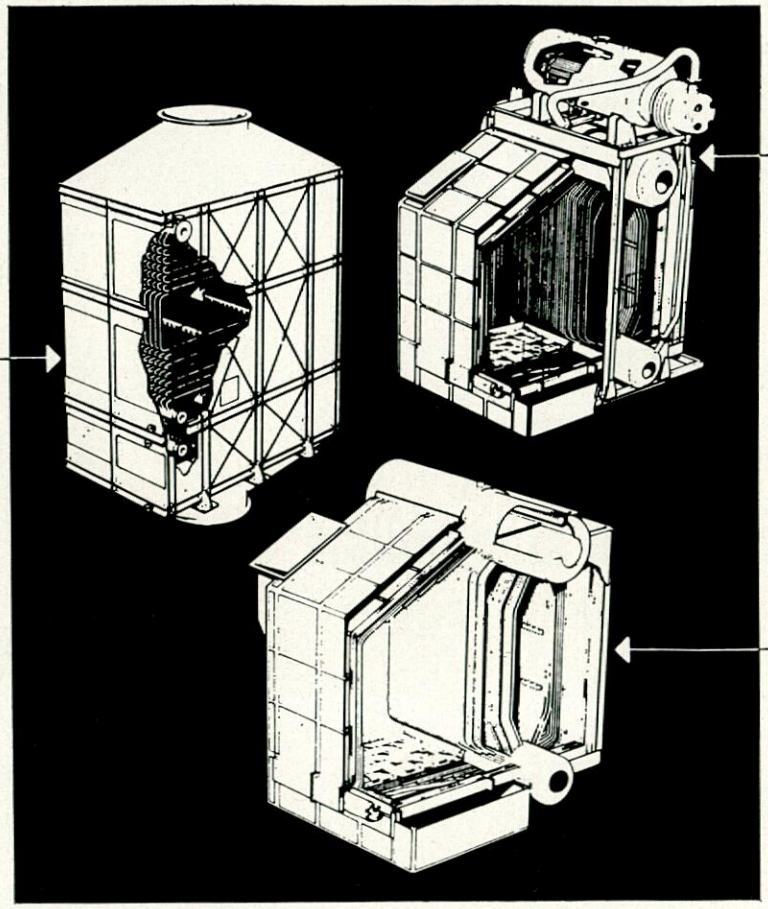
Artículo 40.° Renuncia de Fueros

Los socios renuncian a su propio fuero y se someten al de los Juzgados y Tribunales del domicilio social.

Madrid, Marzo de 1977.

CALDERAS MARINAS

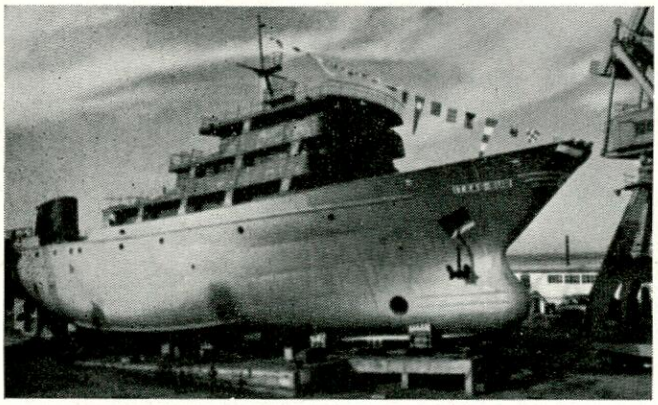
LICENCIA: **Foster Wheeler Power Products Ltd.**

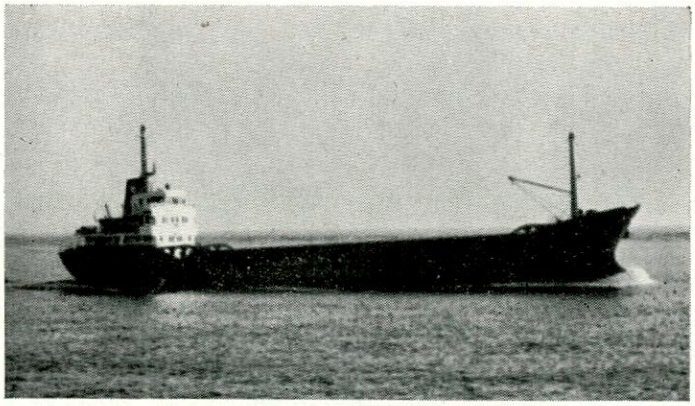


Programa de fabricación desde 2.000 a 50.000 kgs.vapor/h.

LA MAQUINISTA TERRESTRE Y MARITIMA, S.A.

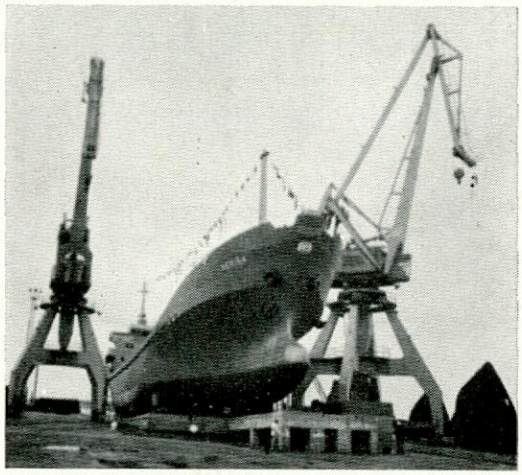
Fernando Junoy, 2 · Tel. 345 57 00 · BARCELONA 16 · Apdo. Correos, P. Box, 94 · Teleg MAQUINISTA · Telex: 54539 · ESPAÑA



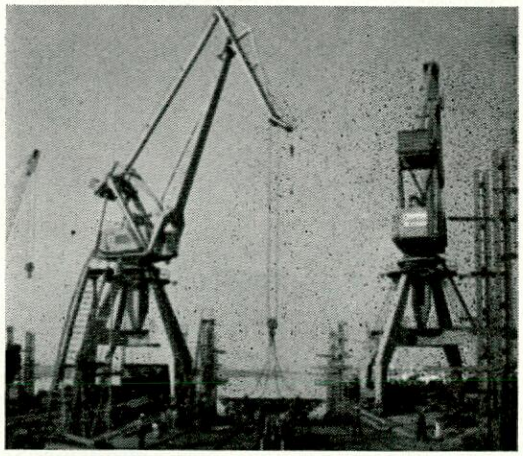


ASTILLEROS DE HUELVA, S.A.

UNA SITUACION GEOGRAFICA PRIVILEGIADA



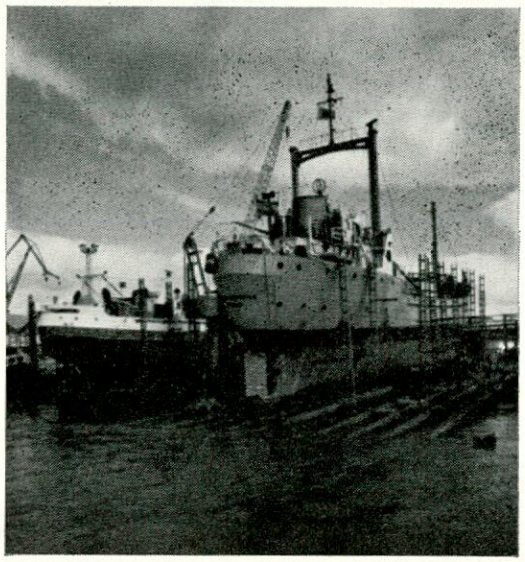
- construcciones y reparaciones navales
- construcción de maquinillas de pesca de diseño propio

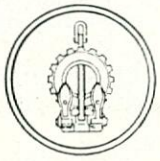


3 GRADAS DE CONSTRUCCION HASTA 1.500 T.R.B.

5 VARADEROS DE REPARACIONES HASTA 1.500 T.R.B.

350 METROS DE MUELLES DE ARMAMENTO

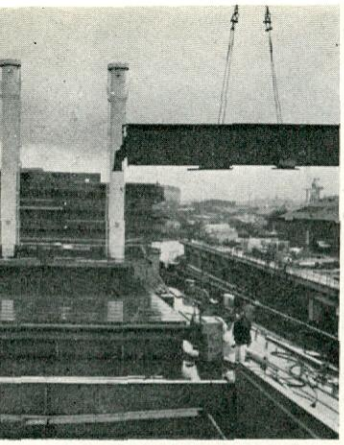




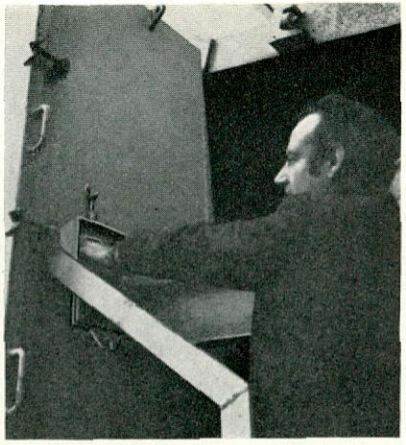
ASTILLEROS DE HUELVA, S.A.

Glorieta Norte, s/n. - Telex núm. 75541 ASHV E.
Teléfonos 21 44 00 (centralita) - 21 38 25 - 21 46 51
HUELVA

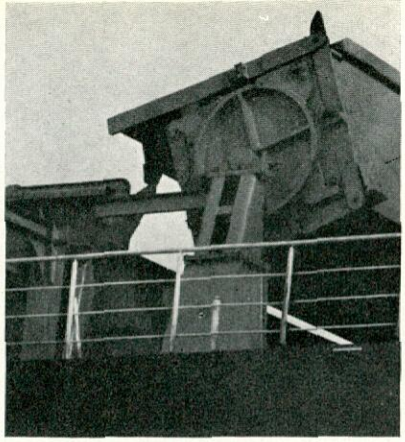
1702



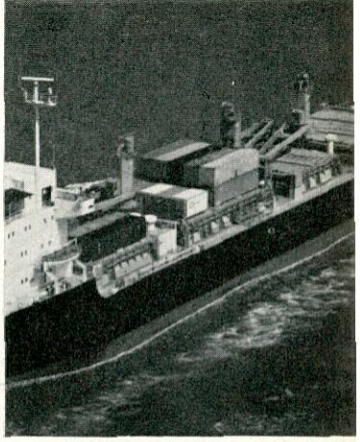
Pre-assembled delivery for fast, simple, low cost shipyard installation



One-man pushbutton operation with fully automatic lift and cleating

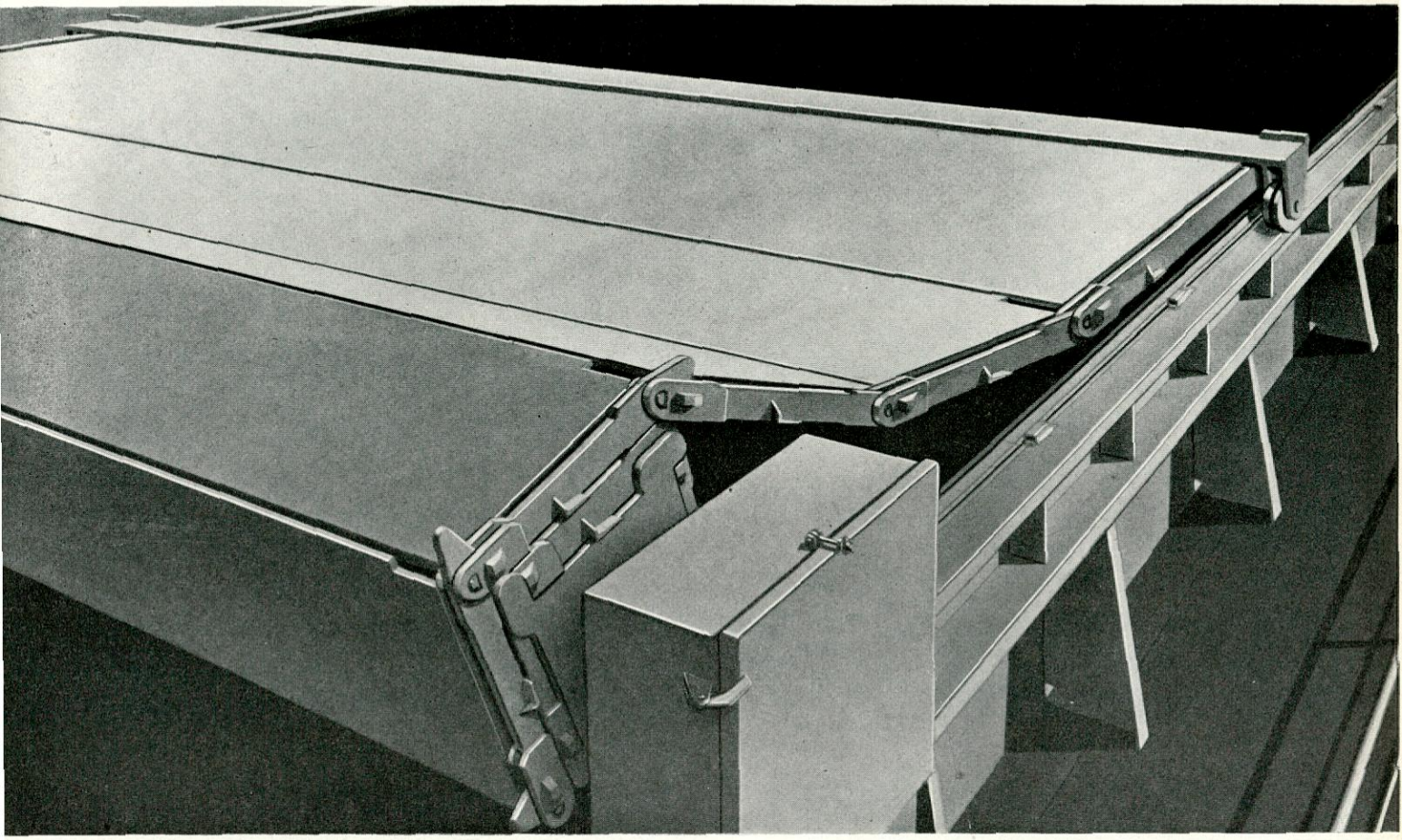


Minimal stowage space and low maintenance requirements



Strength for multi-tiered containers and heavy indivisible loads

Features that make ROLLTITE an automatic success



ROLLTITE is unique – the only hatch cover with continuous cross-joint sealing

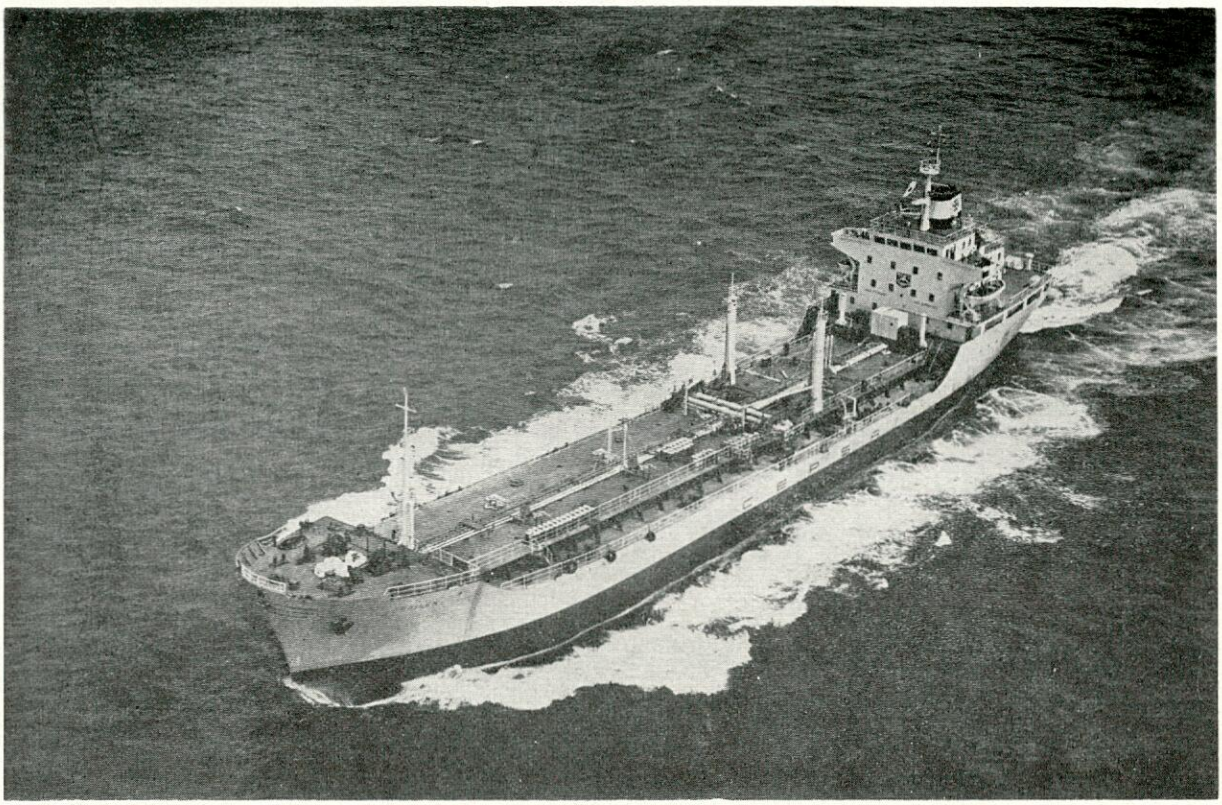
ROLLTITE hatch covers are in world-wide service on all types of dry cargo vessels – containerships, cargo liners, multi-purpose vessels, general traders, bulk and combination carriers.

The outstanding success of ROLLTITE is due to its many revolutionary design features which have combined to give long, reliable service resulting in more efficient ship operation.

MacGREGOR

Cargo transfer and access equipment

The entire resources of the International MacGregor Organisation are available to the Spanish maritime industry through: stilleros Espanoles SA, Factoria de Sevilla, Apartado 89, Punta Del Verde, Sevilla. Telephone: 451011 Telex: 27690 MADRID (for Transm to Sevilla)



B/T. «BAILEN» PARA C. E. P. S. A.

CONSTRUCCION Y REPARACION DE BUQUES

FACTORIAS:

ASTILLEROS DEL CANTABRICO

ASTILLEROS DE RIERA

ASTILLEROS DEL CANTABRICO Y DE RIERA, S. A.

Apartado 319 - Teléfonos 32 01 50 - 32 05 00
Telegramas: CANTABRICORIERA - Télex: ASCAN
GIJON - ESPAÑA

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

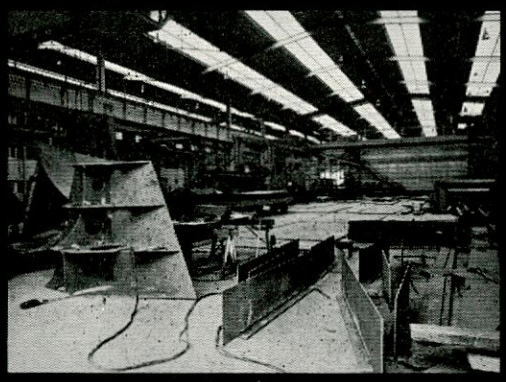
PEREZ Y COMPAÑIA, S. A.

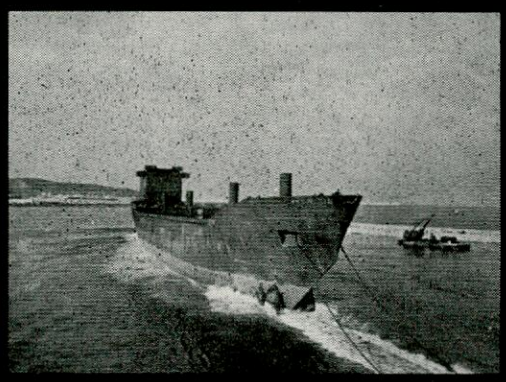
Dirección telegráfica en Madrid y en todos los puertos: «MARINTER» y «GELPEREZ»

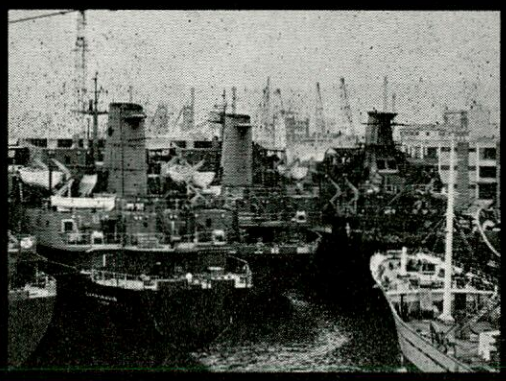
S. A. JULIANA

CONSTRUCTORA GIJONESA

(Filial de Astilleros Españoles, S.A.)







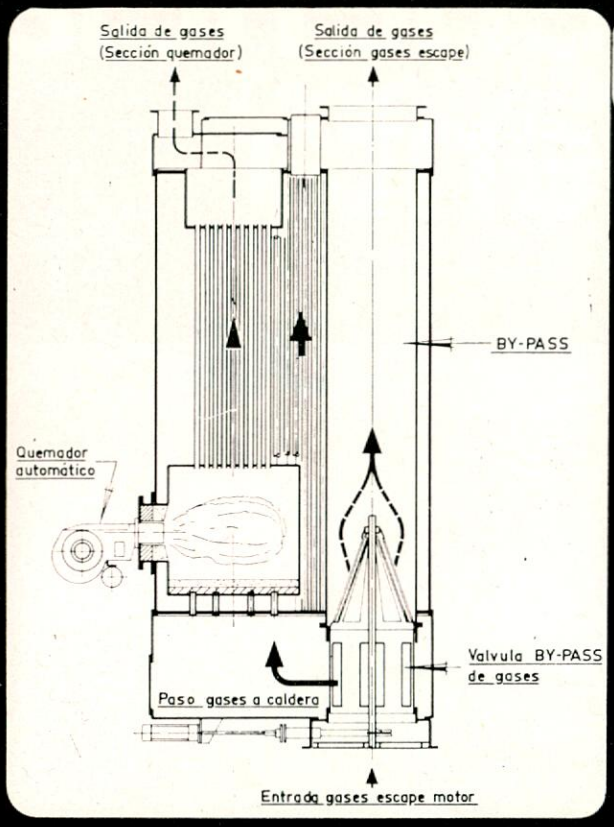
CONSTRUCCION de todo tipo de buques hasta 15.000 Tons. PM.

REPARACION de buques hasta 25.000 Tons. PM.

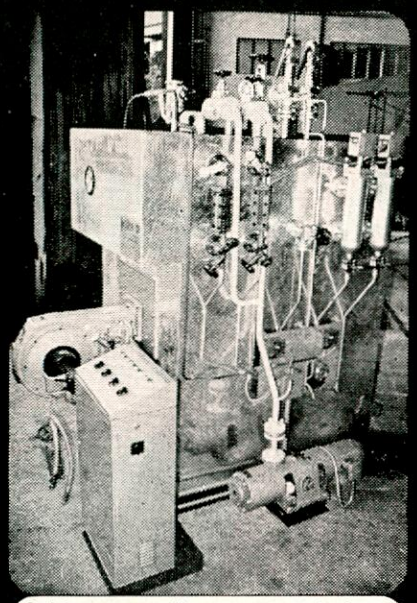
DIQUES SECOS de 125 y 170 m.
DOS GRADAS de 180 m.

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

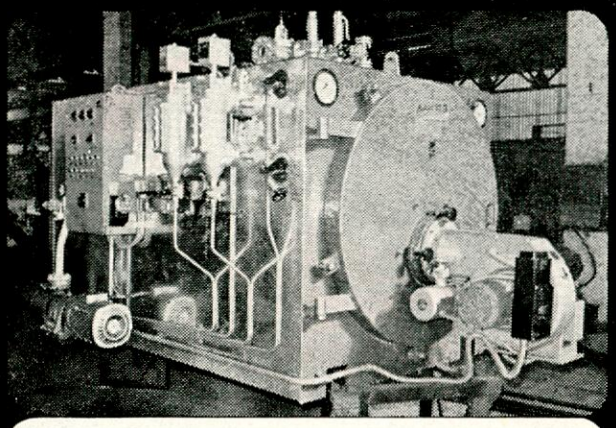
1.101



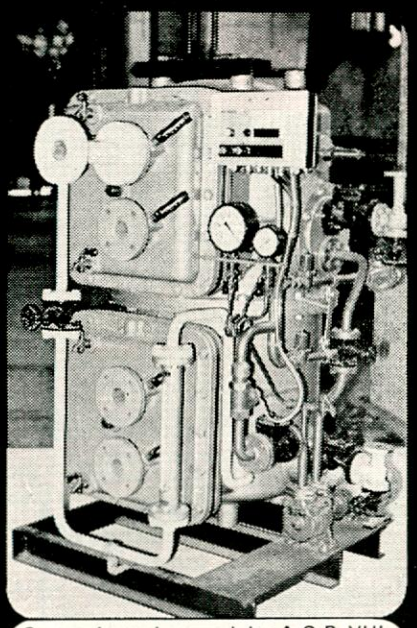
Calderas de exhaustación simples y mixtas «COMMODORE» con BY-PASS incorporado.
Licencia: CLARKE CHAPMAN Ltd. THOMPSON COCHRAN DIVISION.



Calderas auxiliares acuotubulares «E.R.K.»
Producciones de vapor de 200 Kg/h. a 50 Tm/h.
Licencia: ECKROHRKESSEL-BERLIN.



Calderas auxiliares pirotubulares «MULTIPAC».
Producciones de vapor de 500 Kg/h. a 19 Tm/h.
Licencia: CLARKE CHAPMAN. Ltd. THOMPSON COCHRAN DIVISION.



Generadores de agua dulce A.C.B. VUL.
Capacidades desde 2 Tm/día hasta 200 Tm/día.
Licencia: S.F.I. ATELIERS ET CHANTIERS DE BRETAGNE.

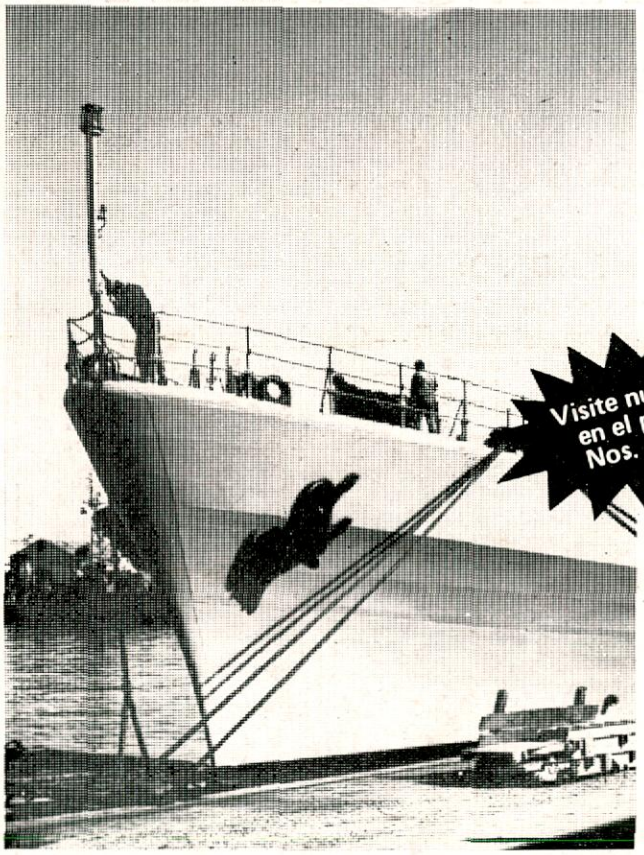
Más de 50 años de actividad y contínuo desarrollo en el diseño y construcción de calderas.

FACTORIAS VULCANO

Enrique Lorenzo y Cía S. A. VIGO.

ASTILLEROS Y CALDERERIA.

El aislamiento en la INDUSTRIA NAVAL está resuelto con "VITROFIB" y "ROCLAINE"



Visite nuestro stand en el pabellón A Nos. 196 al 201

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

Jenner, 3 - Teléf. 410 31 00 - MADRID-4

¡aislar... es ahorrar!

DELEGACIONES EN:

Barcelona-14: Galileo, 303-305-Teléfono 321 89 08 • **Bilbao-11:** Darío Regoyos, 1-Teléfonos 41 25 86-41 21 82 • **Sevilla:** Plaza Nueva, 13-Teléfono 22 05 36 • **Oviedo:** Pío XII, 17-Teléfono 23 53 99 • **Zaragoza:** Coso, 87-Teléfono 29 36 42 • **Valencia-10:** Naturalista Rafael Cisterna, 4-Teléfono 60 47 76