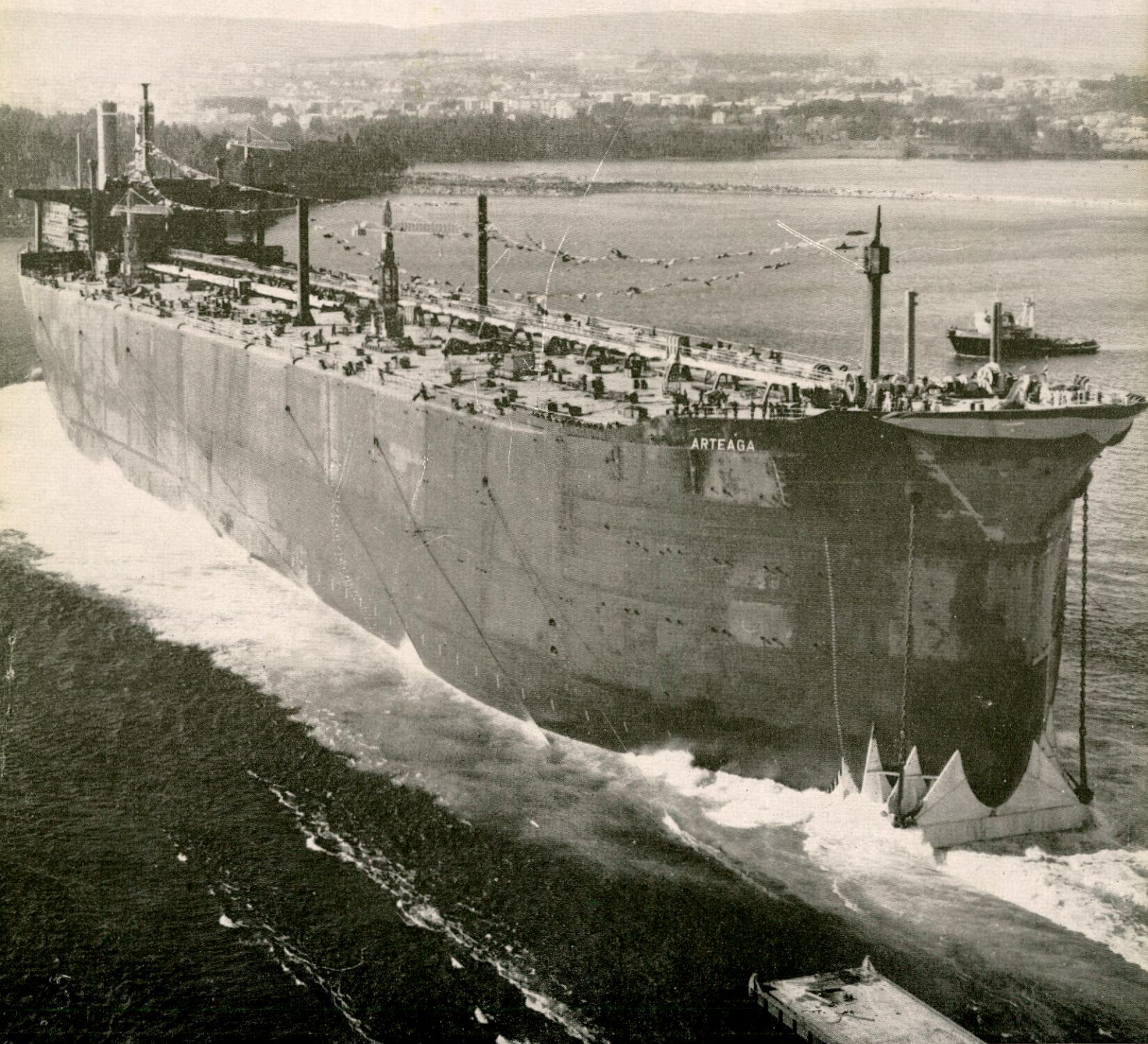


Revista Técnica de la Asociación
de Ingenieros Navales

Ingeniería Naval



Information is vital

We know this,
and care about it.
“MacGREGOR NEWS”,
for example, is typical
of the way we keep you
in the picture.
Published regularly,
more than 10,000 copies
are sent all over the
world. You probably
receive it already.
If not, contact your
local MacGREGOR
office.



MacGREGOR

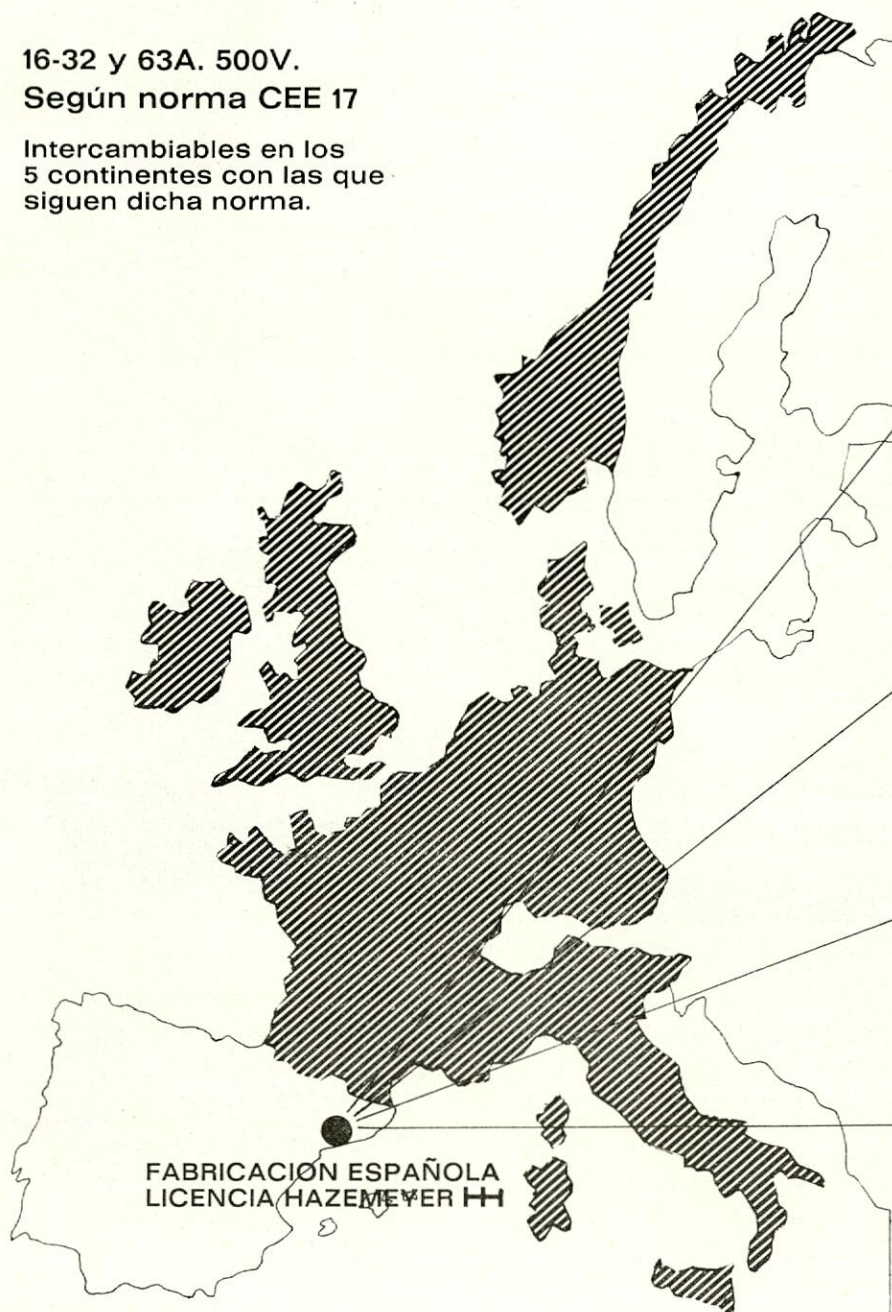
Specialists for cargo handling and cargo access equipment

cetact metron

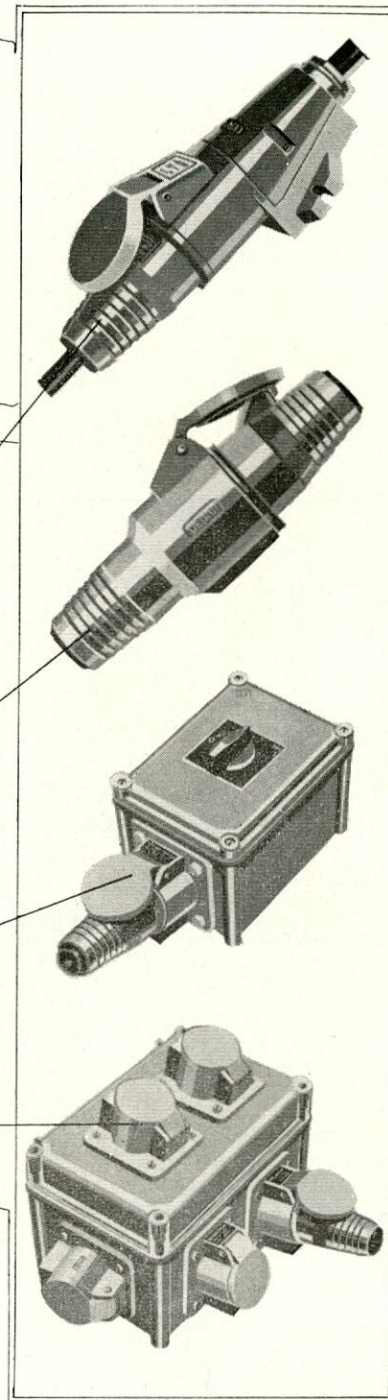
la toma de corriente de la Europa de los 10

16-32 y 63A. 500V.
Según norma CEE 17

Intercambiables en los
5 continentes con las que
siguen dicha norma.



FABRICACIÓN ESPAÑOLA
LICENCIA HAZEMEYER HH



Barcelona (12) Menéndez y Pelayo, 220
Tels. 228.17.08 y 217.74.54
TELEX. 52253 MTRON E

Madrid (14) Ruiz de Alarcón, 12
Tel. 222.29.27

Delegaciones en Barcelona, Madrid, Bilbao, Sevilla, Valladolid y Vigo



MOTORES ANTIDEFAGRANTES Y ANTIEXPLOSIVOS

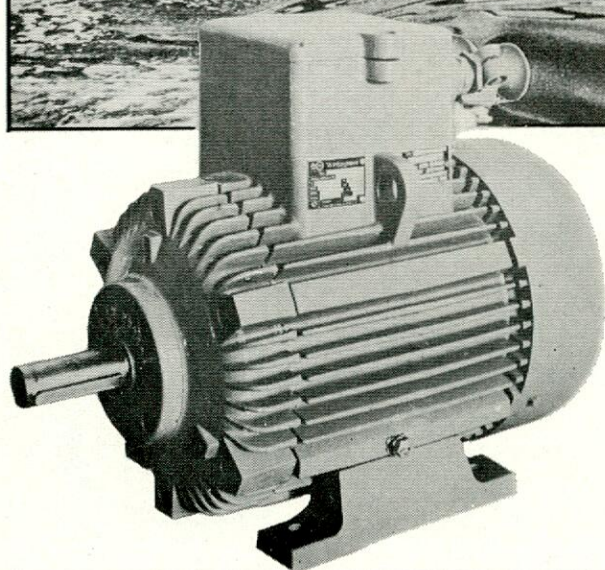
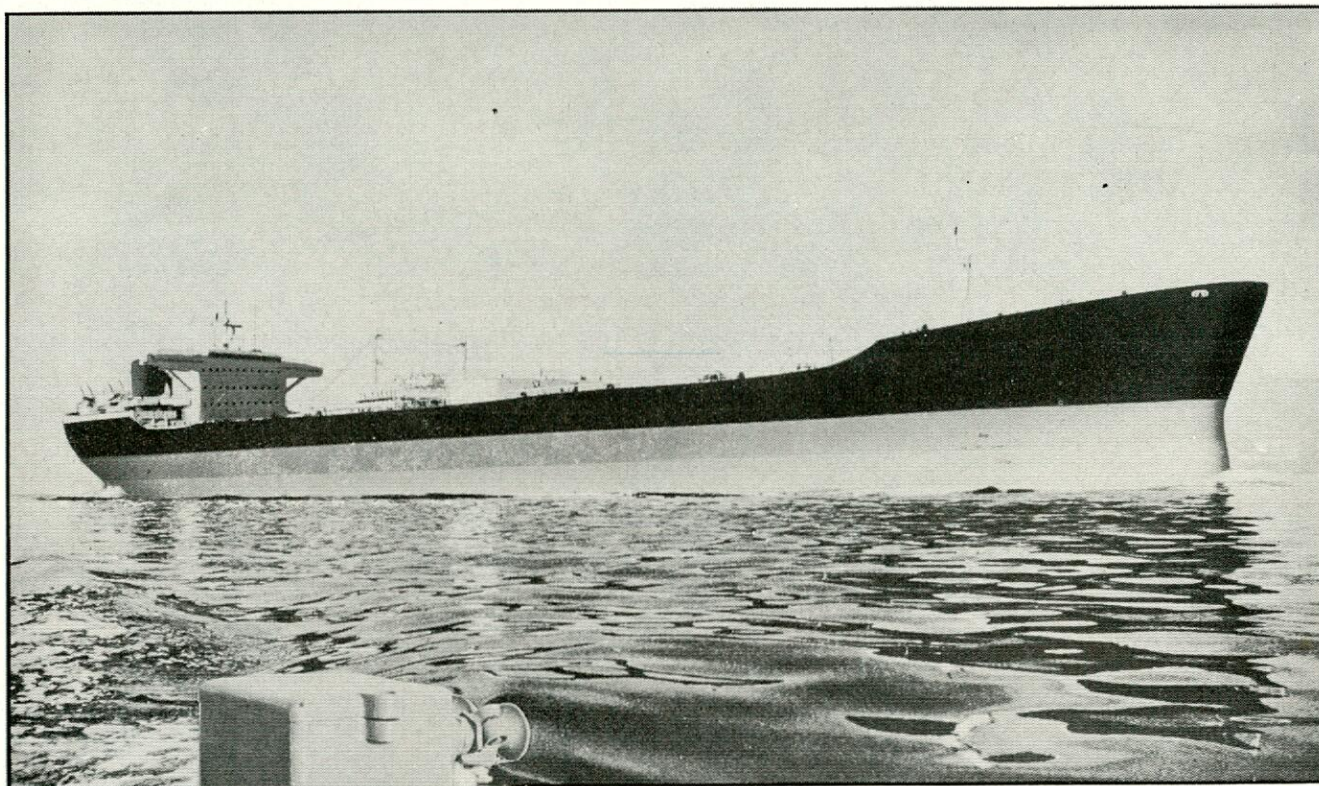
especialmente indicados para petroleros.

Los motores marinos Westinghouse, fabricados íntegramente en España, están diseñados para desarrollar con seguridad y rendimiento cualquier tipo de trabajo en aguas marinas o sus proximidades.

Estos motores antiexplosivos y antideflagrantes, están protegidos contra ambientes explosivos, lo que les hace especialmente indicados para su instalación en petroleros donde se requieren máximas garantías y seguridad.

Su total seguridad y su adaptación al ambiente marino están avaladas por organismos nacionales o internacionales, entre otros:

- Certificados P.T.B. (Physikalisch Technische Bundesanstalt) organismo aceptado en las normas VDE.
- Certificados de los Underwriters Laboratories, organismo reconocido por las normas del National Electrical Code.
- Responde a las prescripciones de ensayos y funcionamiento de la Marina de Guerra, Lloyd's Register of Shipping, American Bureau of Shipping, Bureau Veritas, Det Norske Veritas, Germanischer-Lloyd, United States Coast Guard, Registro Italiano Navale.



Puede estar seguro . . . si es Westinghouse

Westinghouse, S.A.

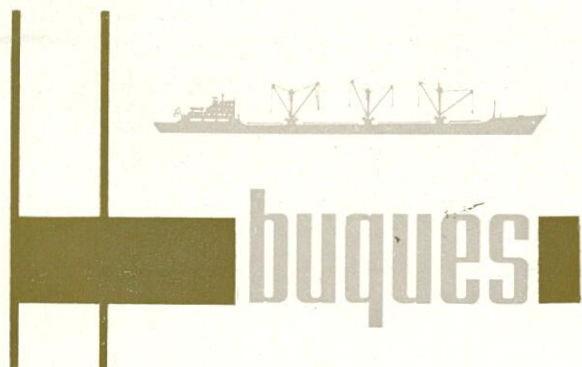


CENTRAL: MADRID, Avda. José Antonio, 10 - Tel. 231 72 00

OFICINAS COMERCIALES EN: ● BARCELONA, Travesera de Gracia, 18-20 - Tels. 217 75 50
54-16 ● BILBAO, Gran Vía, 4 - Tels. 21 40 24 - 23 80 25-26 ● CORDOBA, Apartado, 72
Tel. 23 22 00 ● LA CORUÑA, Avda. de Arteijo, 5 - Tels. 25 88 41 - 25 26 91 ● MADRID,
Avda. José Antonio, 7 - Tel. 231 86 00 ● OVIEDO, Pelayo, 2 - Tel. 21 60 86 ● SAN
SEBASTIAN, Plaza Pio XII, 1 - 6.º - Dt.º, 1 - Tel. 42 50 11 ● SEVILLA, Avda. Queipo de
Llano, 32 - Tel. 21 75 09 ● VALENCIA, Avda. Barón de Cárcer, 48 - Tels. 22 03 81 -
23 63 05 ● VALLADOLID, Divina Pastora, 8 - Tels. 22 56 21 - 22 08 23 ● ZARAGOZA, Ge-
neral Franco, 19 - Tel. 23 27 82

FABRICAS EN: CORDOBA, ERANDIO, REINOSA, VALLADOLID

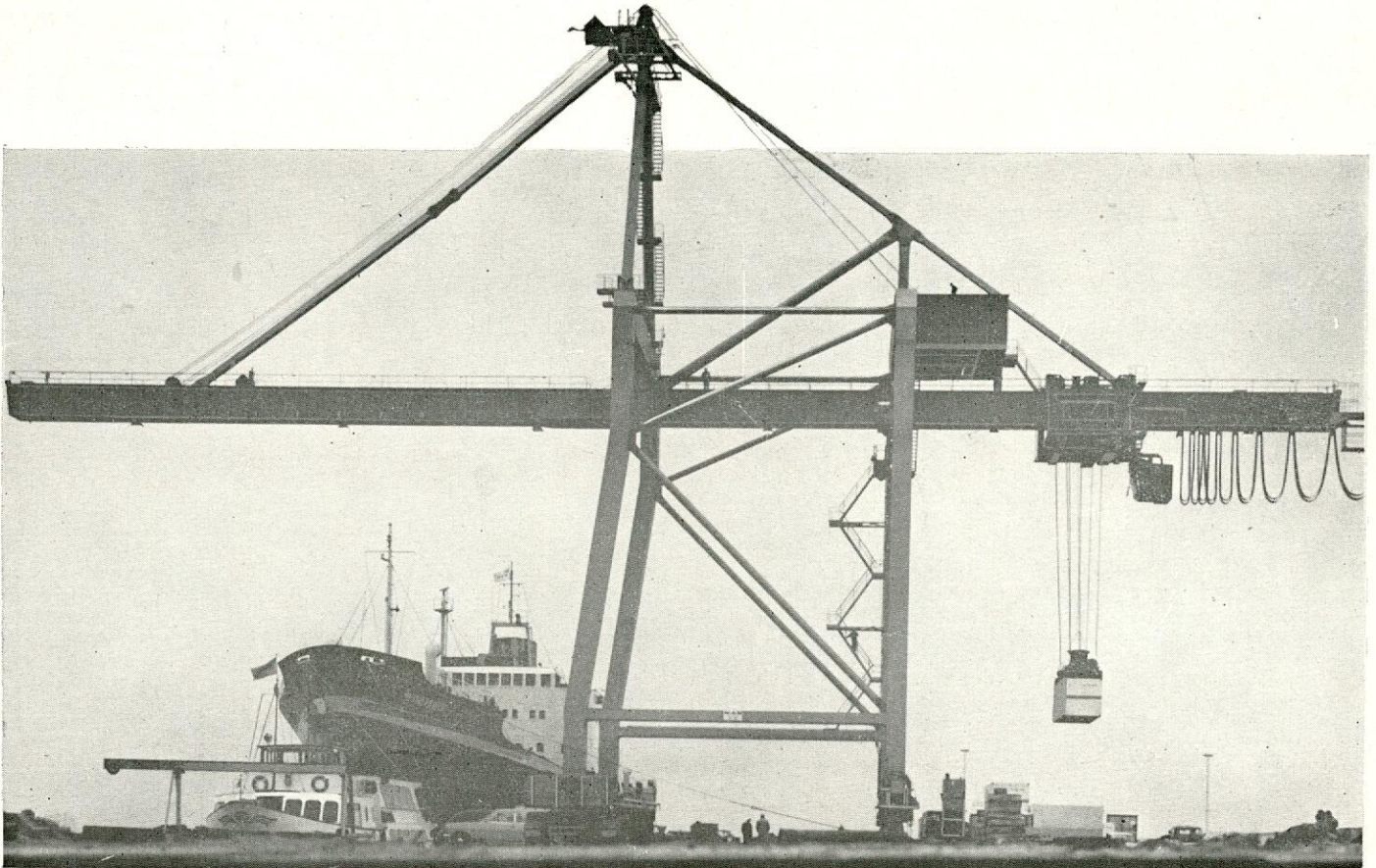
un nuevo concepto en la habilitación naval



SISTEMAS MODULARES
DE HABILITACION NAVAL
DETECCION Y EXTINCION
DE INCENDIOS
PROYECTOS
MATERIALES
INSTALACION

SANTIAGO BERNABEU, 10 - MADRID -16
TELEFONO 261 56 31 - TELEGRAMAS: HACHEBUQUES

Construcción de grúas para el futuro



El "Container", el medio auxiliar más moderno para el transporte de mercancías, se ha impuesto internacionalmente. Especialistas del transporte consideran que este sistema abarcará para el año 1975 un 75% del tráfico intercontinental de mercancías. Un transporte rápido con equipos modernos de traslación, p. ej., instalaciones de grúas, asegura el futuro de los grandes puertos. Le ofrecemos un funcionamiento cómodo de grúas por medio de ajuste continuo de velocidad y, por consiguiente, un servicio seguro de la instalación gracias a:

- Accionamientos que actúan sin inercia y que por ello permiten una colocación exacta de la carga por el conductor de la grúa.
- Máxima velocidad dependiente de la carga.
- Superposición exacta de los "Container".

Se consigue con nuestro equipo de regulación de motores de elevación (SIMOREG H) para accionamiento reversible de c. c. en conexión contra paralelo o en conmutación de inducido, recientemente desarrollado.

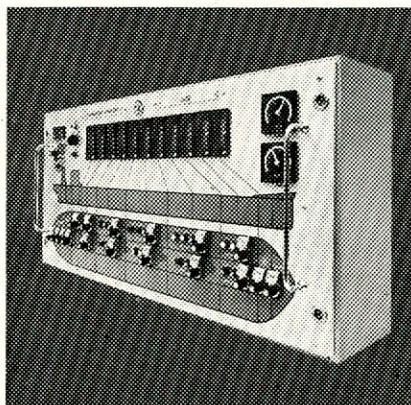
El equipo de regulación TRANSIDYN hace posible o permite actuar de manera continuada el accionamiento del freno, en ambos sentidos de giro, y un preciso control con todas las cargas.

Los equipos de tiristores SIMOREG se suministran para 2 formas de montaje: como equipo acoplado (protección POO) y como armario (protección P20).

Para informes más detallados consulten a
Siemens, S. A.
Apartado 155 - Madrid

Grúas "de Container" con equipo eléctrico de Siemens

Este es el quid del Kockums Loadmaster



¿Qué es un Loadmaster?

Es un instrumento electrónico que permite programar correcta y fácilmente la distribución de la carga en petroleros, bulk carriers, transportes de productos químicos, portacontainers buques Lash, etc., evitando así la aparición de tensiones peligrosas en cualquier sección del casco.

¿Qué clase de información proporciona?

El Loadmaster da una indicación continua de: a) momentos flectores b) esfuerzos cortantes c) trimado d) calado e) peso muerto. Y se puede también obtener con un dispositivo que ajusta los valores de los esfuerzos cortantes y los momentos flectores a las "Condiciones de Puerto".

¿Cómo se maneja el Loadmaster?

Simplemente accionando potenciómetros hasta leer en una escala numérica el peso estimado de la carga en los tanques o las bodegas. No hay conexión física entre el Loadmaster y dichos espacios.

¿Necesito un Programador para manejarlo?

Desde luego que no. El manejo del LMC es muy simple y fácil de comprender. A nosotros nos llevará cinco minutos el enseñarle a Vd. su manejo. Y además el LMC está diseñado para "mucho trabajo". No se puede producir avería aunque Vd. accione un botón equivocado.

Bien... ¿Cuanto va Vd. a cobrarme por esta maquina mágica?

El precio básico para un Loadmaster con siete puntos de lectura es de 37.000 Coronas Suecas aproximadamente. Como cada Loadmaster se construye de acuerdo con las necesidades del buque para el que se destina, el precio variará según el número de puntos de lectura, la fecha de entrega que Vd. proponga, etc.

Y... ¿Cuanto cuesta instalarlo?

Nada. O mejor, lo que cueste enchufarlo.

¿Qué me dice Vd. de la aprobación por las Sociedades de Clasificación?

Todo ha sido ya inspeccionado y aprobado. El único cargo extra es el del coste del Certificado.

¿Qué puede Vd. prometerme acerca del trabajo del LMC a bordo de mi buque?

Todos los componentes son cuidadosamente preparados para trabajar en estas condiciones especiales. Además, antes de montar cada unidad se lleva a cabo una comprobación programada en nuestro ordenador, para asegurar que los datos de entrada son totalmente correctos. Con cada unidad se suministra un sencillo programa de control de su trabajo a bordo.

¿Y si falla el sistema de aire acondicionado? ¿Y si varían el voltaje y la frecuencia?

El LMC es prácticamente insensible a los cambios de temperatura y humedad, y no resulta afectado por las variaciones normales de frecuencia y voltaje, en la red de alimentación.

¿Cuanto tiempo hace que se vende el Loadmaster?

El primer instrumento fue probado a bordo del petrolero de Salén, Sea Spray en 1968, y desde Marzo de 1969 vendemos Loadmasters a todo el mundo.

Y...?

A finales de 1971 habíamos vendido nuestras buenas trescientas unidades. De hecho, el Kockums Loadmaster Computer ha sido pedido por todas las compañías petrolíferas más importantes.

¿Y ahora qué hago?

Use el cupón que Vd. ve. O telefóne a nuestro representante. Todos nos alegraremos de contarle más cosas.



Hay muchos calculadores de carga en el mercado. Pero solamente un Loadmaster Computer.

ACUMULADORES NIFE, S.A.
Hermosilla, 117-Madrid-9
Telefono: 401.73.50

Enviar a KOCKUMS
MEKANISKA
VERKSTADS AB
Dept. 291
Fack, S-201 10 MALMOE 1
Suecia

Envíenme, por favor,
información acerca del
Kockums LOADMASTER
COMPUTER.

Nombre _____

Empresa _____

Dirección _____

Telefono _____

IN 1

RADIOMAR

COMUNICACIONES • AYUDA A LA NAVEGACION

Toda clase de equipos
electrónicos para buques


- Proyecto
- Instalación
- Entretención
- Reparación

HISPANO RADIO MARITIMA, S. A.

Dirección y oficinas: Jorge Juan, 6 - MADRID - 1
Tel. 276 44 00 - Telegramas RADIOMAR - Telex 22648



1976
1977
1978



**LARO hace
"buenas migas"
con el mar...**

**...y vela por su interés,
reduciendo costos
de conservación**

INDUSTRIAS LARO, ha dedicado su existencia a prolongar la vida de "sus" construcciones. La galvanización en caliente, es el procedimiento más eficaz de los empleados para proteger el hierro y el acero contra la corrosión. Las pérdidas por corrosión en España se elevan a 15.000.000.000 de ptas. anuales.

Vd. debe proteger sus construcciones mediante el único sistema que le ofrece una absoluta garantía de protección segura, duradera y económica.

Es innegable la utilidad y eficacia de la galvanización en caliente, aplicada a las CONSTRUCCIONES NAVALES e INSTALACIONES PORTUARIAS (tubos de lastre, servicio de doble fondo, candeleros fijos, piezas gambusa, instalaciones frigoríficas, cabinas, barandas, chapas para cascos, cadenas, etc.) por ser ESPECIALMENTE RESISTENTE AL AGUA DE MAR, AMBIENTES SALINOS, SOLUCIONES DE SODIO Y CALCIO y EFECTO ANTI-ALGAS y ANTI-CRUSTACEOS.

INDUSTRIAS LARO - GARANTIZA AUSENCIA DE OXIDO.



INDUSTRIAS LARO, S.A. - San Adrián, 76 - telf. 307 06 00 - Barcelona-16
GALVANIZACION EN CALIENTE - ESTAÑADO - EMPLOMADO
* PIDANOS INFORMACION Y FOLLETOS SIN COMPROMISO



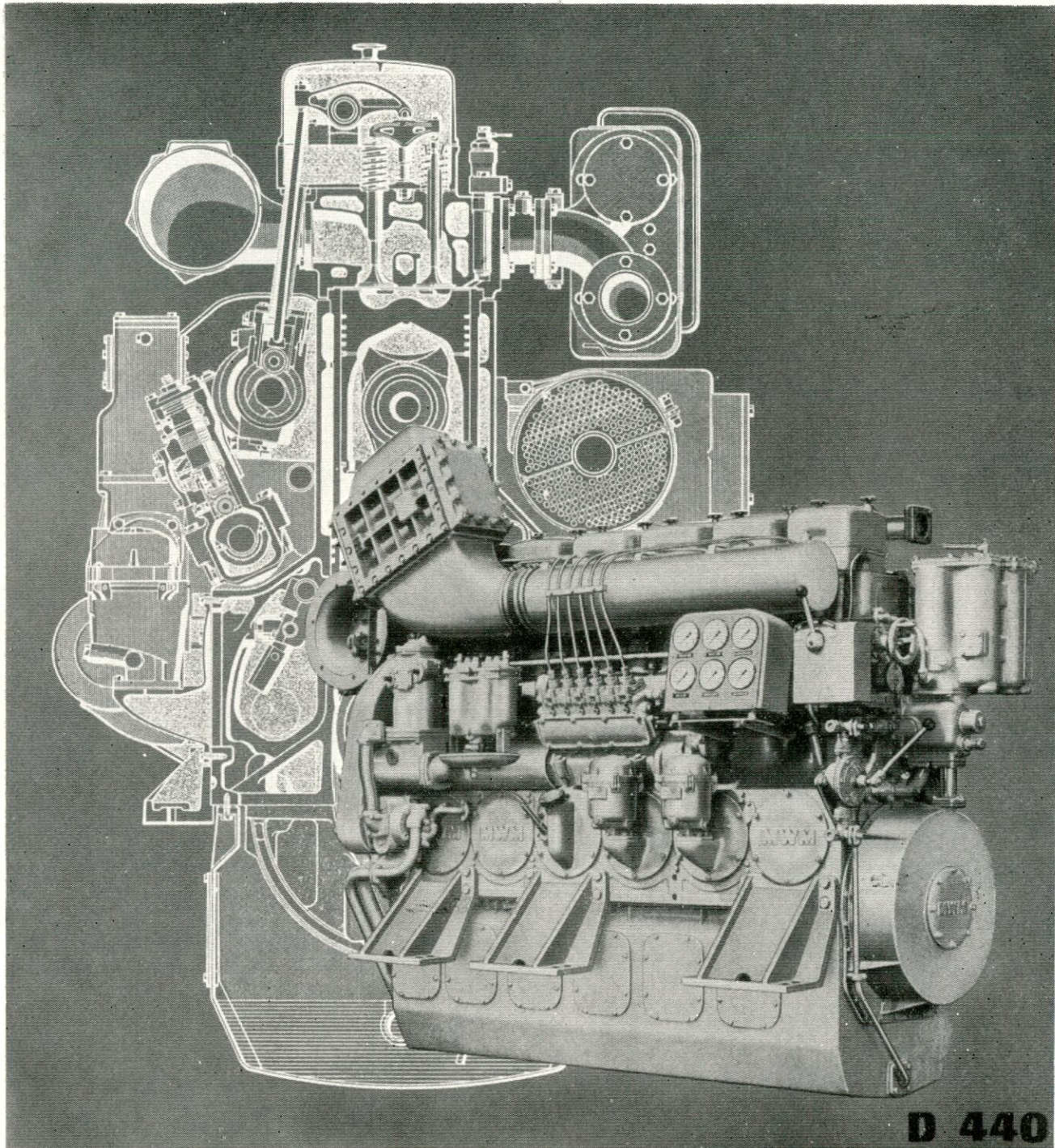
CABLES PARA BUQUES ROQUÉ



MIEMBRO DEL GRUPO.
"BRITISH INSULATED CALLENDER'S CABLES LIMITED"

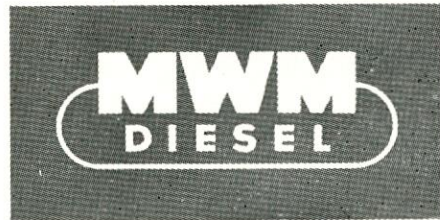
BICC

UNA ESPECIALIDAD DENTRO DE NUESTRA AMPLIA GAMA DE CONDUCTORES ELECTRICOS



**MOTORES DIESEL
DE CUATRO TIEMPOS**

POTENCIA 10 a 3.000 B.H.P.



DISTRIBUIDORES EXCLUSIVOS:

COMERCIAL TECNICA DIESEL, S. A.

GENERAL MOLA, 86 - MADRID - TELEFONO 2622013



También el HOMBRE en BABCOCK & WILCOX está técnicamente a nivel internacional.

Individualmente -y formando EQUIPO- el HOMBRE de Babcock conoce las exigencias del futuro. Por eso, vive el presente con la confianza y seguridad de su avanzada tecnología a nivel internacional.

Cada hombre, en Babcock, es miembro fundamental del EQUIPO que eleva la empresa, día a día.

SU TÉCNICA	SUS FINANZAS	SU MANO DE OBRA	SUS EMPLEADOS	SU COMERCIALIZACION
- Departamento de Ingeniería - Laboratorio - Producción	- Control presupuestario - Financiación - Contabilidad - Rentabilidad	- Tradición - Selección - Preparación - Escuela de formación	- Responsabilidad - Carácter - Mentalidad mirando al presente y al futuro	- Iniciativa - Producción según mercado - Aumento de acción sobre España - Conjunto de mercados extranjeros



SOCIEDAD ESPAÑOLA DE CONSTRUCCIONES

BABCOCK & WILCOX, C.A.

- TRAYECTORIA DE NIVEL INTERNACIONAL -

DOMICILIO SOCIAL: GRAN VIA, 50 - BILBAO - TELEF. 41 57 00 - TELEX. 33776 BW-BIL
DELEGACION: PADILLA, 17 - MADRID - TELEF. 225 44 90 - TELEX 27667-BW-MAD.
SUCURSALES: BARCELONA-BILBAO SEVILLA-GIJON-VALENCIA-LAS PALMAS (CANARIAS)



Sigma - a great new name in marine paints

Pieter Schoen, Lily Brand and Colturiet marine paints are famous around the world of shipping. Now Pieter Schoen have gone into partnership with two other great Dutch paint companies: Vettewinkel and Varossieau.

Together we call ourselves Sigma Coatings. Our partnership does not mean any lessening of our involvement in marine paints. You will still be able to buy our familiar brands, but with the added guarantee that through our joint experience, resources, technical knowledge and research, our products will be even better and our service wider.



SIGMA COATINGS BV

Head Office:
Uithoorn, Holland, Amsterdamseweg 14,
P.O. Box 42, telephone (02975) 32 51,
telex 13117, 13142 or 13155 Sigma NL,
cables Sigma Uithoorn.

Sigma Coatings SA, Spain,
Madrid 1, Villanueva 31, 2°, phone 2 26 72 27

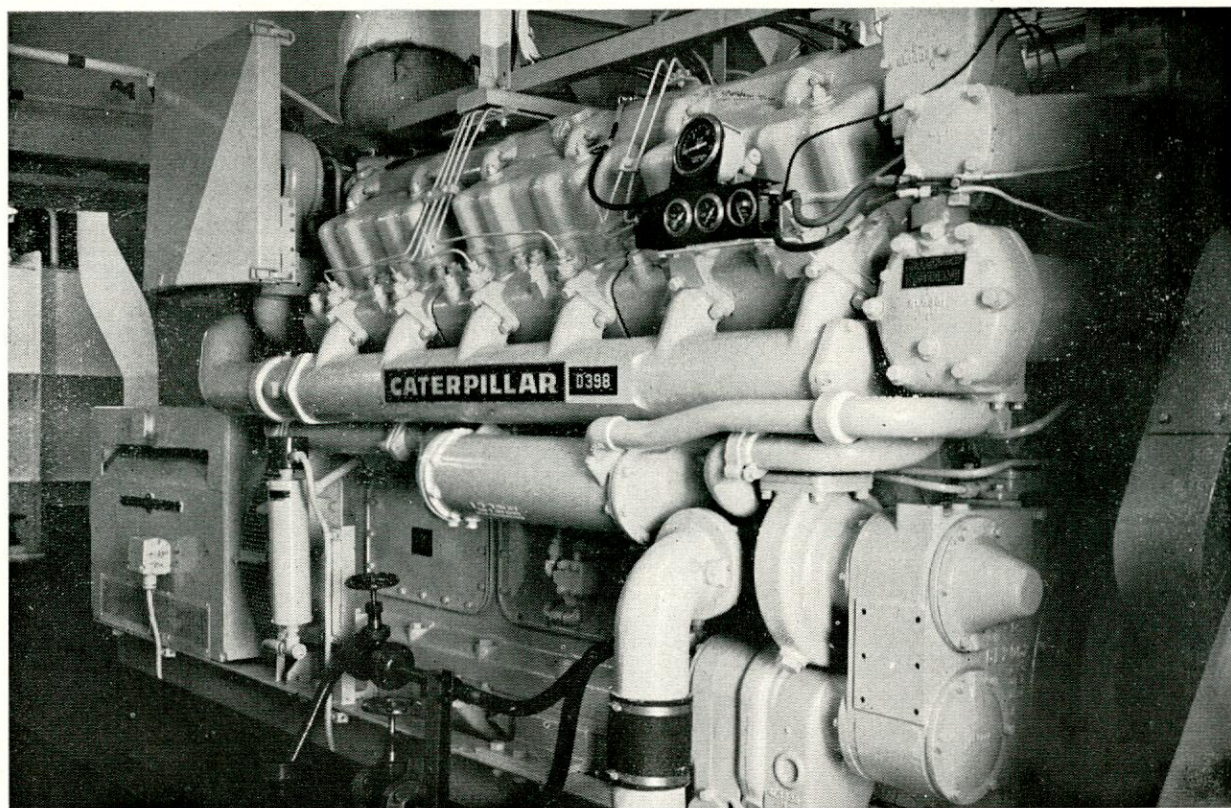
Sigma Coatings BV is a merger of Pieter Schoen, Varossieau and Vettewinkel.

Sigma Coatings' field of action includes paints, varnishes and coatings for all applications: marine paints, paints and varnishes for industry and construction, all products for the housepainter and the hobbyist, etc. etc.

Sigma Coatings has 12 factories in the Netherlands and branches and sales-organizations all over the world, employing over 2000 people.



CATERPILLAR: LA MAS COMPLETA GAMA DE MOTORES MARINOS



afoms, s. a.



Motores marinos propulsores, para servicios auxiliares y de emergencia y grupos para servicio continuo y de emergencia.

Motores para remolcadores, petroleros, cargueros, buques de pesca, embarcaciones de recreo, etc.

Motores marinos propulsores desde 85 HP hasta 1.425 HP.


Motores para servicios auxiliares y de emergencia desde 65 HP hasta 1.300 HP.

Grupos para servicio continuo y de emergencia desde 56 KVA hasta 1.125 KVA.

Un servicio total de atención pre y post-venta a través de la red de Bases Finanzauto y el servicio mundial de los distribuidores Caterpillar.

CENTRAL Doctor Esquerdo, 136. Teléfs. 251 54 00 - 251 86 00. MADRID.

- BASE CATALUÑA Carretera Barcelona-Ribas, Km. 15,400. Teléfs. 319 28 12-16-62-66. STA. PERPETUA DE MOGUDA (Barcelona).
- BASE LEVANTE... .. Carretera Madrid-Valencia, Km. 332. Teléfs. 26 37 07 y 26 39 03-04. Valencia. CHIVA (Valencia).
- BASE ANDALUCIA... .. Km. 553 de la CN IV de Madrid a Cádiz. Teléf. 72 13 50. DOS HERMANAS (Sevilla).
- BASE NORTE... .. AMOREBIETA (Bilbao) - Teléfs. 33 41 03-04-05.
- BASE ASTURIAS... .. Km. 451,60. C. N. 630 Sevilla-Gijón (Sección Adanero-Gijón). Teléfs. 22 47 40-41 42. LUGONES (Oviedo).
Delegación en La Coruña: Juan Flórez, 65. Teléfs. 22 68 49 y 22 87 98.
- BASE TENERIFE... .. Autopista de Santa Cruz a La Laguna, Km. 4,500. Teléfs. 22 90 40-41-42. TENERIFE.
- BASE LAS PALMAS Autopista del Sur, Km. 17,500. Teléfs. 25 53 47-48. Apartado 943 de Las Palmas TELDE (Gran Canaria).

Caterpillar, Cat y  son Marcas de Caterpillar Tractor Co.

F-3-72

ASTILLEROS LUZURIAGA, S. A.

Pasajes de San Juan (Guipúzcoa)

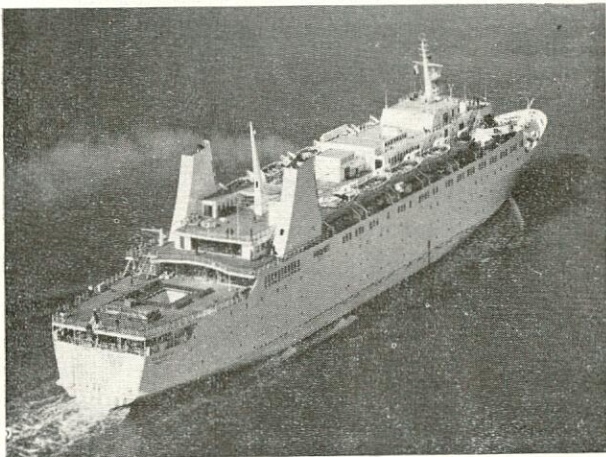
FACTORIAS VULCANO - Enrique LORENZO y Cía., S. A. Vigo

licenciados de la

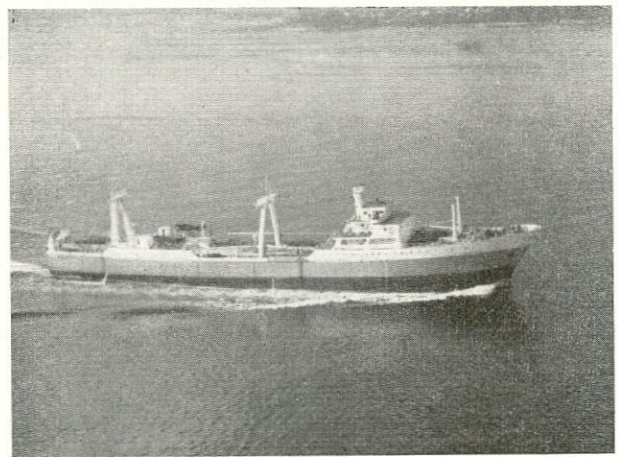
acb S^{TE} FINANCIERE ET INDUSTRIELLE
DES ATELIERS ET CHANTIERS DE **bretagne**

Nantes (Francia)

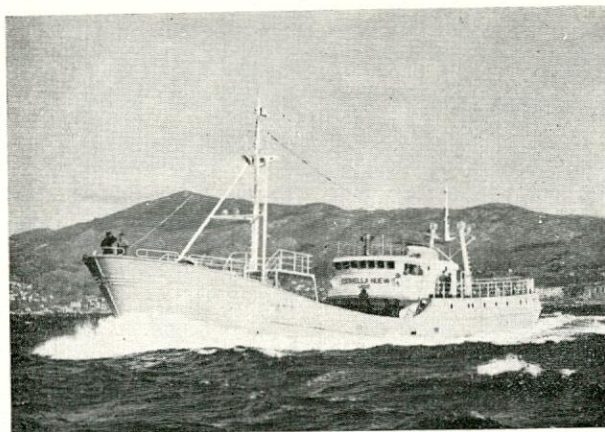
tienen en servicio, o en construcción en España, más de 90.000 H. P. de hélices de paso variable y de paso reglable para 60 buques de pasajeros, petroleros, remolcadores, pesqueros, etc., que pertenecen a 35 armadores nacionales o extranjeros.



El car-ferry "Massalia" lleva dos hélices de paso variable, cada una de 8.000 H. P. a 200 r. p. m. construidas en España por Astilleros Luzuriaga.



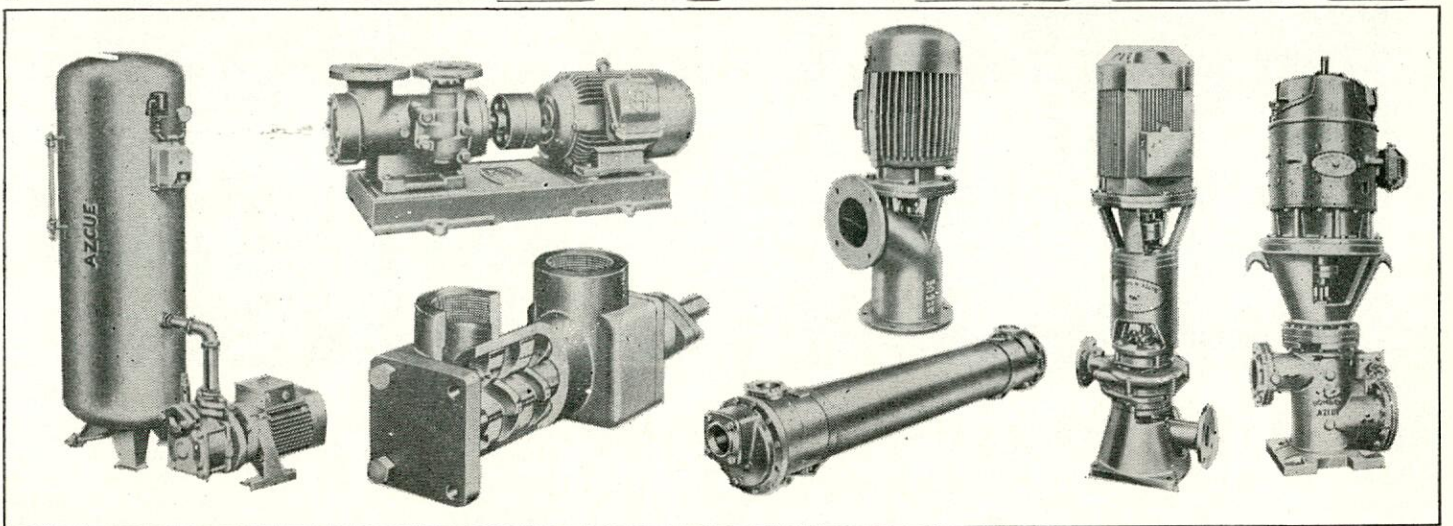
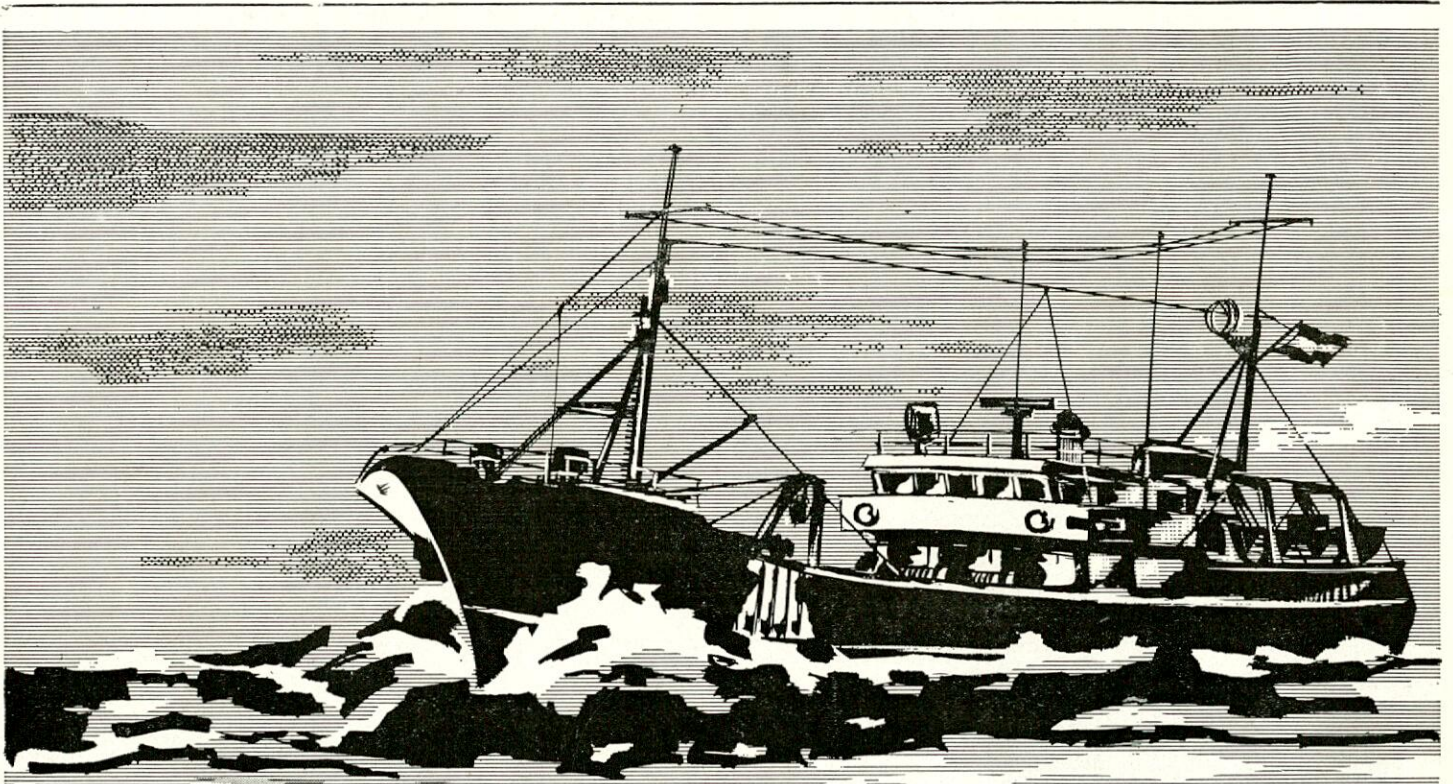
El pesquero-factoría español "Sil" y su gemelo "Miño" llevan cada uno una hélice de paso variable de 4.000 H. P., a 215 r. p. m. construidas en España por Astilleros Luzuriaga.



El pesquero "Estrella Nueva" lleva una hélice de paso reglable de 1.660 H. P., a 380 r. p. m., construida por Factorías Vulcano, Enrique Lorenzo y Cía., S. A.

Astilleros Luzuriaga, S. A. - PASAJES DE SAN JUAN (Guipúzcoa)
Teléfonos: 35 42 36 - 35 42 37 - 35 42 42 - Telgr.: ASTILUZU - Telex 36326 - ASTI-E

Factorías Vulcano - Enrique Lorenzo y Cía., S. A. VIGO
Apartado de Correos 1507 - Teléfono 21 75 01 - Telegramas: VULCANO



publivaac

bombas para la industria naval...

construidas especialmente para los rudos trabajos de la mar, que garantizan todos los servicios de a bordo, tales como: bombas para viveros, alta presión y lluvia artificial ● bombas para servicios generales, de sentinas, contra-incendios, achique, de cubierta, etc. ● bombas para trasiego de combustibles ● bombas para engrase de motores en buques ● bombas para refrigeración ● hidróforos para servicios sanitarios de agua dulce y salada ● refrigeradores de agua y aceite.



bombas
azcue

tel. 831004 - arrona - cestona (guipúzcoa)

Más de 100 sistemas de navegación SIMRAD diferentes están hoy en servicio en varios miles de barcos

Cualquiera que sea la ruta y características de su barco, siempre existirá el deseo de información exacta sobre la profundidad.

Los SISTEMAS DE NAVEGACION SIMRAD cubren todas las necesidades. Existen SISTEMAS completos para la medida de profundidades a proa, popa, babor y estribor de su barco. Lectura precisa y exacta de la profundidad en escalas de fácil lectura lo mismo en la oscuridad de

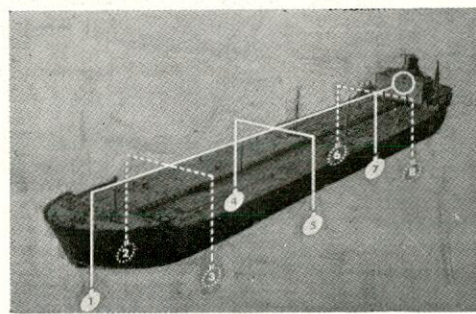
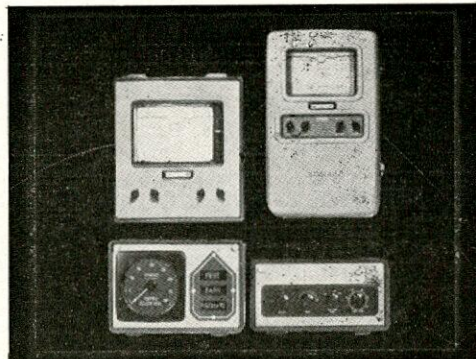
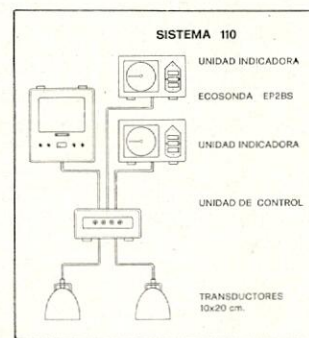
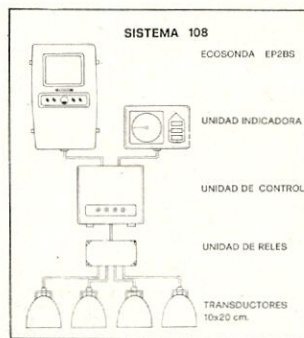
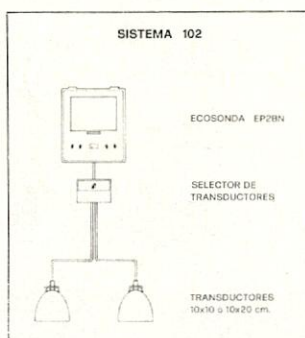
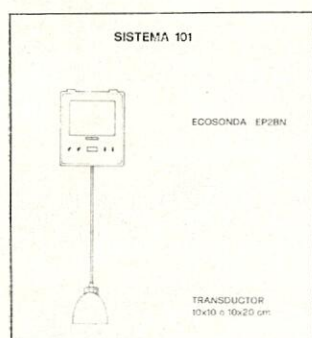
la noche que con la mayor claridad del sol.

Los SISTEMAS DE NAVEGACION SIMRAD tienen un Sistema de Alarma visual y acústico que funciona cuando la profundidad es menor que la preestablecida, lo que proporciona una mayor seguridad durante la navegación.

La instalación de transductores, aprobada por Lloyds, ABS y Véritas, es de gran simplicidad.

Proyecto de instalación gratuito basado en la experiencia de instalación de más de 25.000 ecosondas que le asegura la instalación económica en su barco de un eficiente SISTEMA DE NAVEGACION.

450 estaciones de servicio en todo el mundo aseguran el perfecto funcionamiento del SISTEMA DE NAVEGACION SIMRAD.



J. MUSTAD, S. A.

General Alvarez de Castro n.º 41-1.º dcha. Telfns.: 224 40 23 - 224 84 89 - 90

Delegado Marina Mercante:

PCP Electrónica Aplicacada S. A. Iturbe, 5 Teléf. 273 75 08 - MADRID-28.

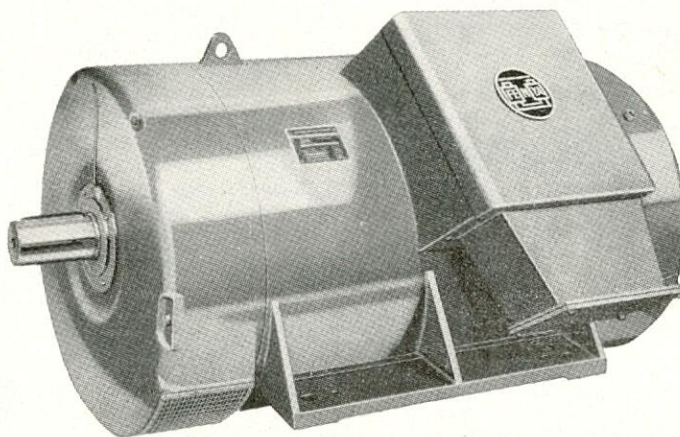
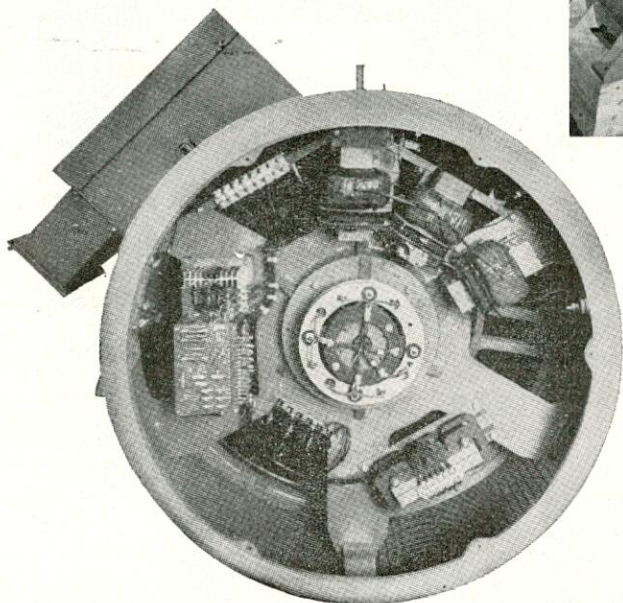
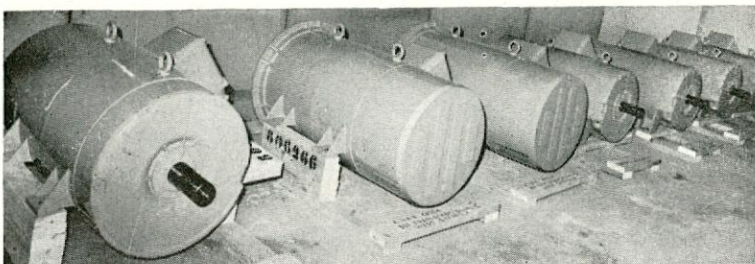
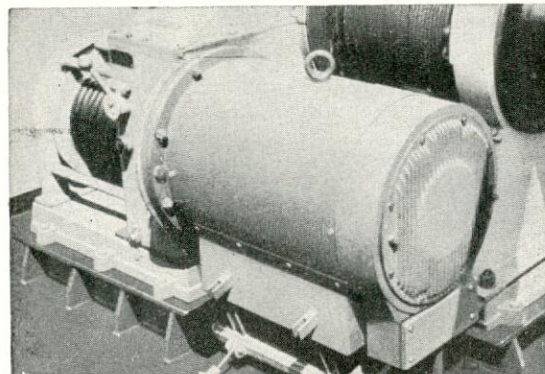
fenya



fabrica:

MAQUINARIA ELECTRICA ROTATIVA

- Alternadores compound auto-regulados, sin escobillas. Licencia: *A. van Kaick*
- Alternadores de excitación estática
- Motores eléctricos para maquinaria de cubierta
- Equipos Ward-Leonard para maquinillas de pesca
- Motores de C. A. de polos conmutables para chigres de carga
- Motores y generadores de C. C.
- Grupos electrógenos



FABRICACIONES ELECTRICAS NAVALES Y ARTILLERAS, S. A.

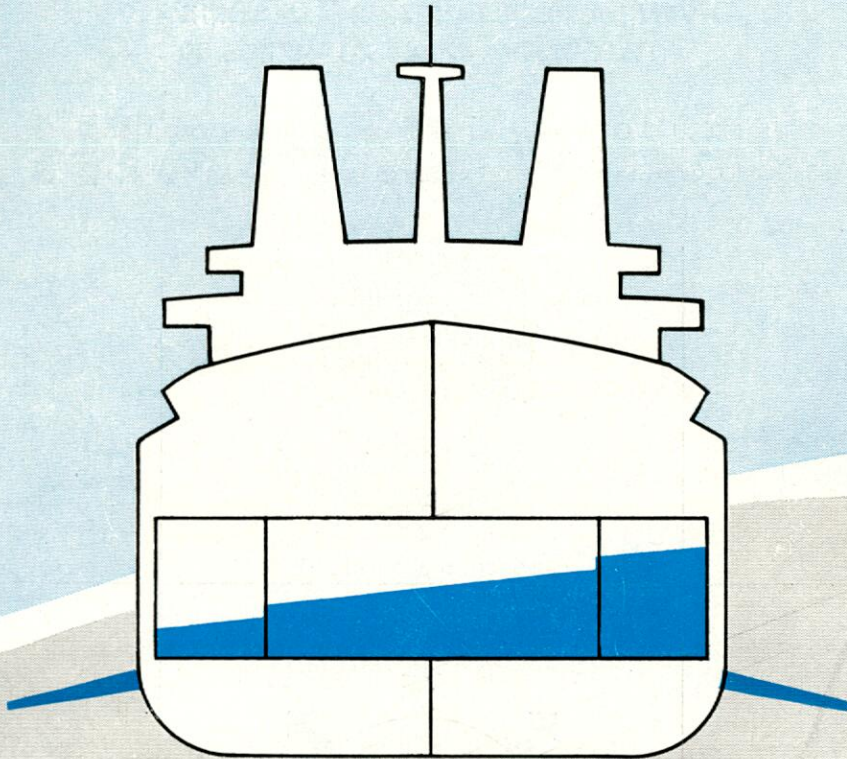
APARTADO 986 EL FERROL DEL CAUDILLO · ESPAÑA · TELEFONOS 35 22 18 · 35 14 01 · 35 22 33 · 35 26 77



A. VAN KAICK
GENERATOREN U. MOTOREN-WERKE
6000 FRANKFURT/MAIN 70
STRESEMANN - ALLEE 15 - ALEMANIA

DELEGACION EN MADRID:
FENYA - A. VAN KAICK
Telefono 259 44 91
Avda. Generalísimo, 30, 7.º, D
Madrid-16 (España)

Q What is the most efficient stabilization system in every sea condition?



A The Flume-Elektrofin Combined System is best...and often cheapest, too.

The Flume-Elektrofin Combined Stabilization System provides 75% to 90% roll reduction *at all speeds*, including dead slow or stop. The Flume tank requires no maintenance and does not effect the ship's speed. It operates at all times. In higher seas, the Elektrofin may be extended to provide maximum possible roll damping. Often, the Flume Combined System can be designed and engineered to result in lower initial installation costs as well as savings in operational and maintenance overhead. Consult a Flume representative for complete details on how your ship operations can be improved with the world's best stabilization systems.



INSTALLED AND PROVED
IN OVER 700 VESSELS.

Designed & Engineered By

JOHN J. McMULLEN ASSOCIATES, INC.
SHIP MOTIONS DIVISION
NAVAL ARCHITECTS • MARINE ENGINEERS • CONSULTANTS
One World Trade Center, Suite #3000, New York, N.Y. 10048

MADRID
Sociedad Española De Productos
Navales, SEPRONA
Edificio Santa Marca
Plaza Final de la Calle Colombia 2, 8º
Madrid (16), Spain

HAMBURG
John J. McMullen G.m.b.H.
Glockengiesserwall 20
Hamburg, Germany

OTHER OFFICES WORLDWIDE:

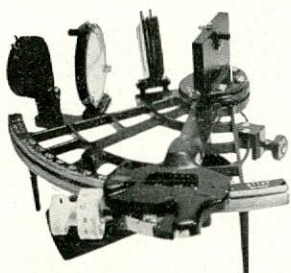
Write for the address of
the office nearest you

UNILUX, S. L.

FABRICA DE INSTRUMENTOS NAUTICOS

AVENIDA PEDRO DIEZ, 31 - MADRID - 19
TELEFONOS 471 24 70 - 471 05 09

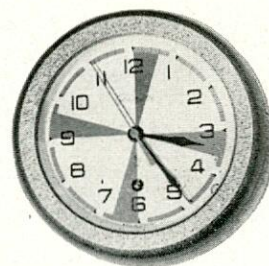
REPRESENTANTES EXCLUSIVOS
FABRICANTES CON LICENCIAS DE **C. PLATH** (HAMBURGO)



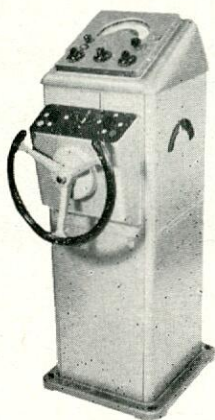
SEXTANTES



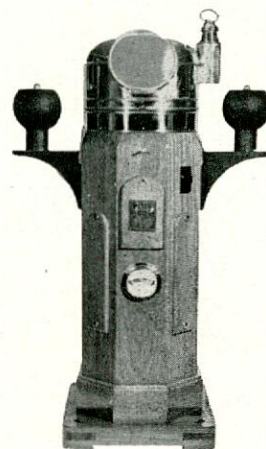
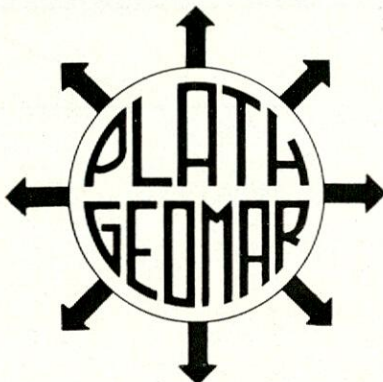
GIROSCOPICA NAVIGAT II



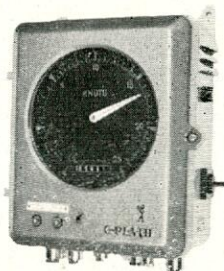
RELOJES



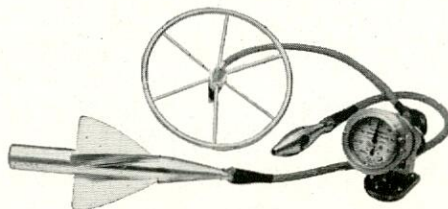
COMBINACION GIROSCOPICA +
AUTOPILOTO + SISTEMA GOBIERNO



BITACORAS



CORREDERA
ELECTROMAGNETICA



CORREDERAS DE PATENTE



RADIOGONIOMETRO
DE DOBLE CANAL

Y TODA CLASE DE INSTRUMENTOS NAUTICOS

UNASA

FERRAZ, 2 - MADRID
Teléf. 248 34 00

DISTRIBUIDOR EXCLUSIVO
PARA LA FLOTA PESQUERA DE

GIROSCOPICAS
AUTOPILOTOS
RADIOGONIOMETROS
CORREDERAS E-M

M·A·N

Primero en el mundo en motores DIESEL

En proyecto:

En motores lentos: **M.A.N.** fabrica hasta **48.000 C.V.** por unidad
En motores semirrápidos: **M.A.N.** fabrica hasta **18.000 C.V.** por unidad
En motores rápidos: **M.A.N.** fabrica hasta **5.500 C.V.** por unidad

En producción:

Las fábricas **M.A.N.** entregan cada año más C.V. que ninguna otra europea.

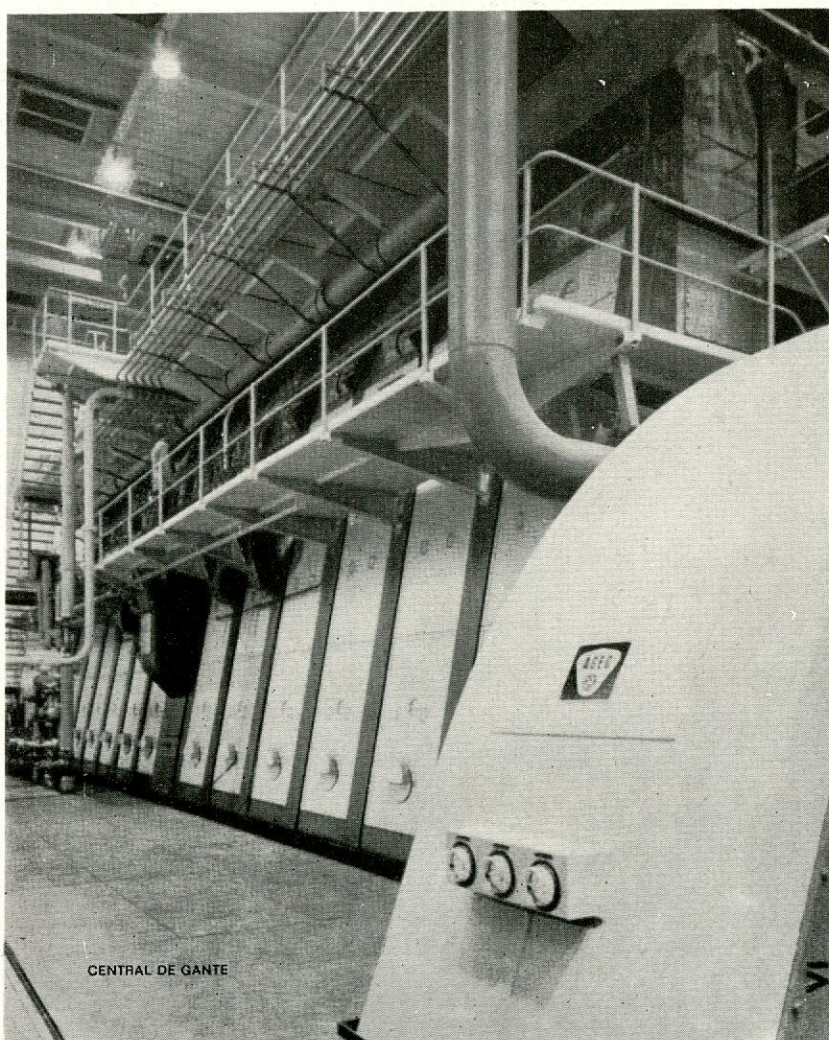
En banco de pruebas:

M.A.N. ha probado con pleno éxito su motor K SZ 105/180 de **4.000 C.V./cilindro** y ha conseguido ya en este motor **5.000 C.V./cilindro**.

En potencia instalada:

En la central de GANTE funciona ya desde hace dos años un grupo con motor K12Z 93/170 de **30.000 C.V.**

Próximamente entrará en funcionamiento un segundo grupo con motor K10SZ 105/180 de **40.000 C.V.**



PASCH Y CIA S.A.

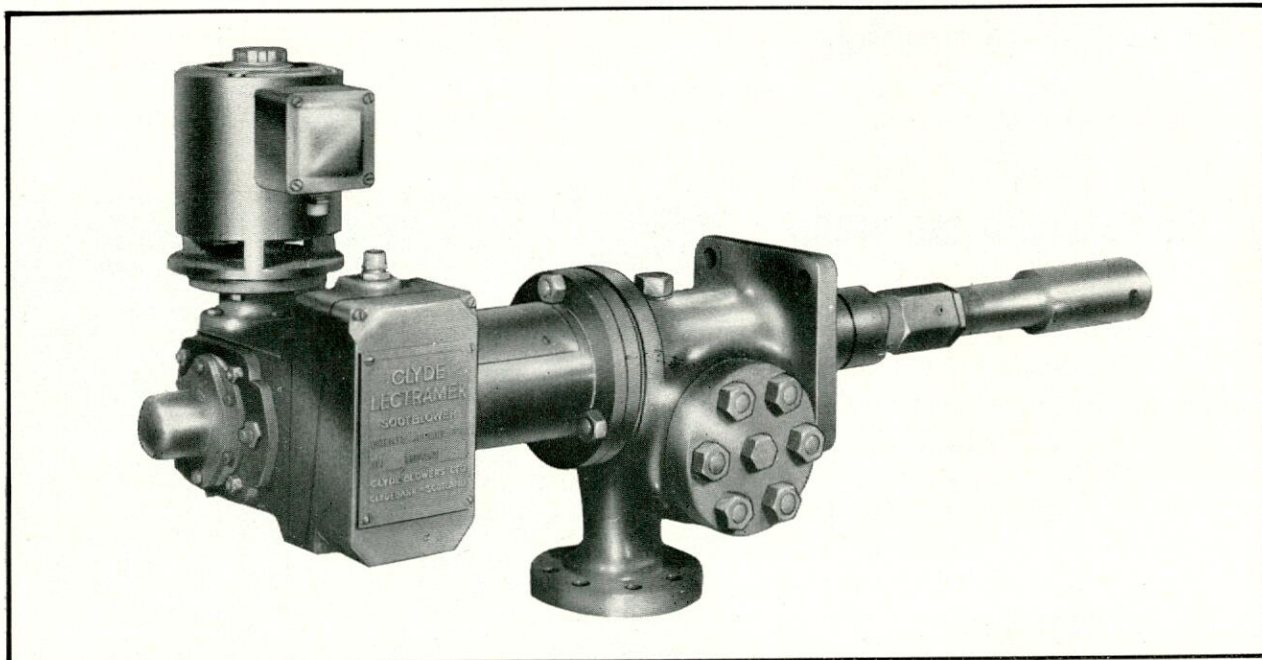
BILBAO	- Alameda de Recalde, 30.	Telf. 21 78 64.	Telex: 33720
MADRID	- Capitán Haya, 9.	Telf. 270 01 00.	Telex: 22696
BARCELONA	- Tusset, 8-10.	Telf. 217 19 63.	Telex: 52063
GIJON	- General Mola, 52.	Telf. 35 09 39.	Telex: 37367

Agentes en:
VIGO - SANTANDER - VALENCIA - HUELVA - TENERIFE

CLYDE

SOPLADORES DE HOLLIN

mantienen sus calderas al máximo rendimiento



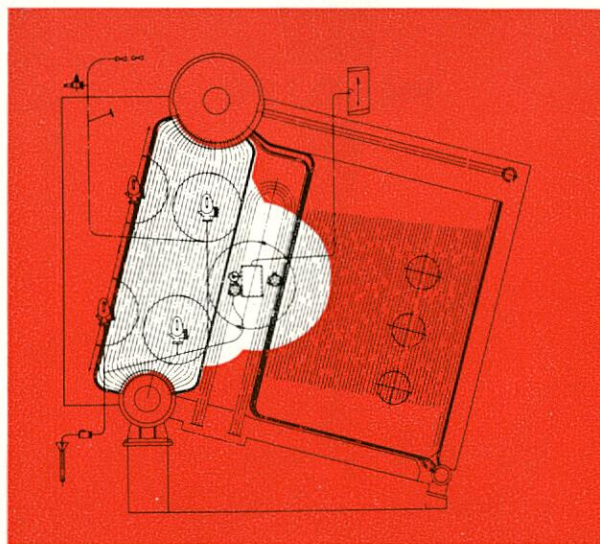
Se construyen en los tipos:

Retráctil
Multy-jet
Dual nozzel

y con accionamiento

manual
eléctrico
neumático

**Equipos de automatización
total de los sopladores**



CLYDE BLOWERS LTD · CLYDEBANK · SCOTLAND

IMNSA

REPRESENTANTE EN ESPAÑA:

INDUSTRIAL MAS NIETO, S.A.

SAN FELIU DE LLOBREGAT (Barcelona)

Delegaciones: CASPE, 89 — T. 225 83 47 — BARCELONA-13 • QUINTANA, 23 — T. 248 78 73 — MADRID-8

¿ por qué la industria naval confía en ITUR ?



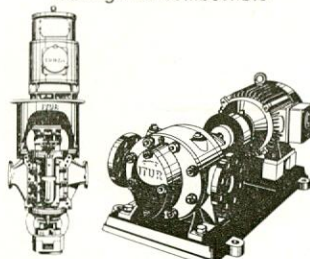
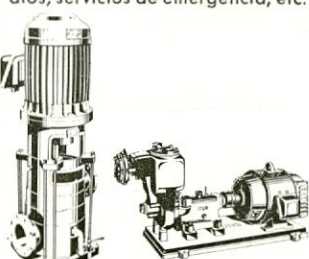

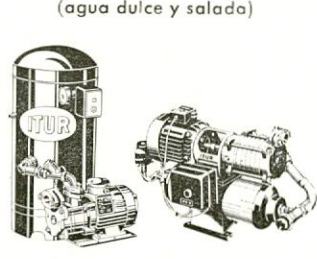
Y es que son bombas perfectas, infatigables en su actividad. Son el fruto de más de medio siglo de experiencia, siempre en vanguardia tecnológica internacional. Y además, es tan grande la gama ITUR de bombas

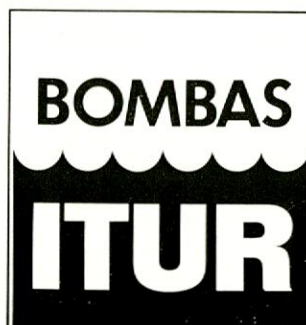
para la industria naval que siempre existe un modelo capaz de resolver cualquier problema de bombeo por especial que este sea.

Confíe Vd. también en ITUR.

Nuestro servicio técnico le asesorará en su problema y le atenderá en la post-venta

Vea aquí una pequeña selección de nuestras bombas para la industrial naval

<p>Lubricación del motor principal y trasiego de combustible</p>  <p>Electrobombas de engranajes y tornillos</p>	<p>Achique de sentinas, contra incendios, servicios de emergencia, etc.</p>  <p>Electrobombas autocebadas</p>	<p>Circulación de agua salada del motor principal, servicios generales, lastre, baldeo, etc.</p>  <p>Electrobombas centrífugas</p>	<p>Servicios sanitarios (agua dulce y salada)</p>  <p>Equipos hidroforos</p>
---	--	--	---



de actividad infatigable

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

**MANUFACTURAS
ARANZABAL, S. A.**

Apartado 41 - Teléfono 851345 (8 líneas)
Telegramas: ITUR - Telex 36228 - CAMIN - E - ITUR
ZARAUZ (Guipúzcoa) España

Representantes y servicio post-venta en todo el país.

CUPROMET ESPAÑOLA, S. A.

* TUBOS DE LATON ESPECIAL PARA CONDENSADORES
* TUBOS DE CUPRONIQUEL * PLACAS TUBULARES

CHAPAS, PLANCHAS, CINTAS
DE COBRE Y LATON

POLITUBOS PARA
INSTRUMENTACION

TUBOS ALETEADOS
DE COBRE

PUESTAS
A TIERRA

RACORES

ACCESORIOS

TODA LA GAMA DE FABRICADOS DE NUESTRAS ASOCIADAS:

SOCIETA METALLURGICA ITALIANA Y DELTA SOCIETA METALLURGICA LIGURE

ALEACIONES: COBRE, LATON, CUPRONIQUEL, TODO SEGUN NORMAS INTERNACIONALES

DEPARTAMENTO DE TUBOS: RECTOS, EN ROLLOS, ALETEADOS, RECUBIERTOS DE P. V. C., ETC.

DEPARTAMENTO DE LAMINADOS: PLANCHAS, CINTAS, DISCOS, PERFILES, ETC.

DEPARTAMENTO DE PRODUCTOS ESPECIALES: POLITUBOS DE INSTRUMENTACION, TOMAS DE TIERRA, HILOS ELECTROCUFER, ETC.

CUPROMET ESPAÑOLA, S. A.

Oficinas Centrales:

Alcalá, 63 - Teléfono 225 89 10 - Madrid-14

Delegación en Barcelona:

Avda. del Generalísimo, 612, Teléf. 239 69 26

Delegación en Bilbao:

Próxima inauguración de nuevas oficinas. Teléf. 25 65 50

Publicidad ARREO - Madrid



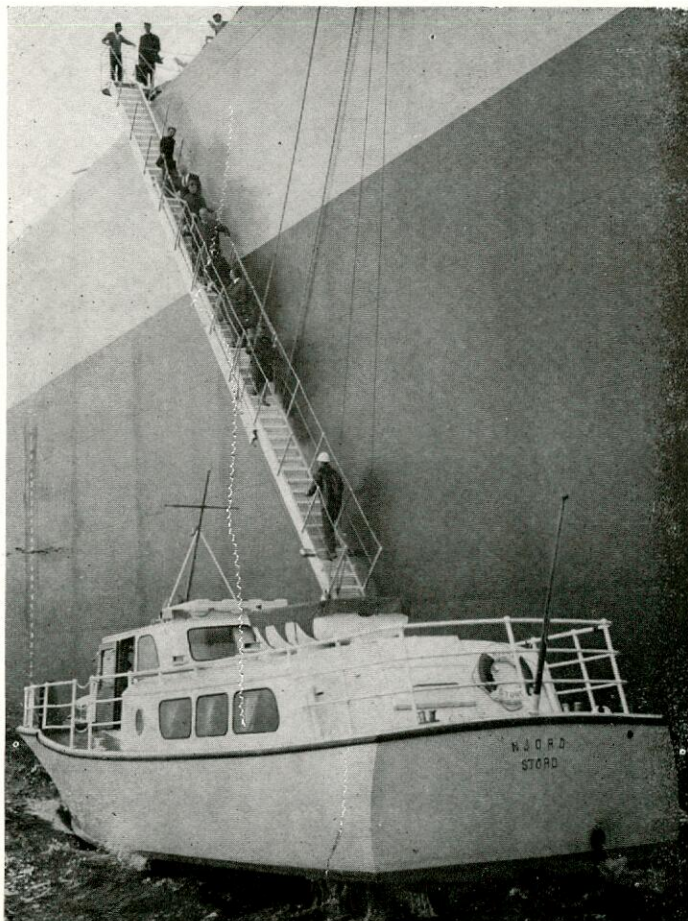
N - 5501 HAUGESUND, - Noruega

calidad y experiencia

noruegas

al servicio de la

industria naval!



Manufacturers of:

**ALU-
MINIUM**

Accommodation Ladders
Ship-to-shore Gangways
Bulwark Ladders
Radar- and Signalmasts
Liferafts, Buoyant Apparatus
Painting Rafts, Painting Scaffolds
Pilot and Lifeboat Ladders
Single and Extension Ladders
Ship's Windows and Sidelights
(aluminium and brass)
Funnels, Pilot Houses
Permanent Awnings
Marinal Vacuum-Oil Cleaner
Rubbish Ejecting Device
Special Construction Work

Our main object is to combine top quality, skilled work and performance at low cost. The steadily increasing expansion and deliveries throughout the world are proof of our capability

AGENTES para España:



SUÉDOMAR

Avda. del Puerto, 1
CADIZ

Como siempre, a su incondicional servicio!

Lista de referencias de hélices de paso controlable, fabricadas por NAVALIPS en sus instalaciones de Cádiz.

ARMADOR	NOMBRE	BHP	RPM	DIAMETRO	FECHA DE ENTREGA	ASTILLERO
Remolcadores						
Sertosa	Sertosa once	1.500	288	2.300	1968	Astilleros Españoles-Sevilla
"	Sertosa doce	1.500	288	2.300	1968	" " "
Fletamentos y Remolques Artola	Tarraco	2.000	288	2.350	1970	Enrique Lorenzo-Vigo
Cory Hermanos	Vulcano tercero	1.650	200	2.690	1970	" " "
Vicente Boluda	Boluda primero	1.800	215	2.600	1970	Astil. Neptuno-Valencia
"	Boluda segundo	2.400	200	3.000	1971	" " "
Empremar: Chile	C-360	2 x 840	150	2.600	1971	Enrique Lorenzo-Vigo
"	C-367	2 x 840	150	2.600	1971	" " "
Sertosa	C-72	1.650	205	2.700	1971	S. M. Duro-Felguera-Gijón
Unión Naval de Levante	C-73	1.650	205	2.700	1971	" " "
Pesqueros						
Emilio González	Playa Mataleñas	800	250	2.100	1970	Astil. Zamacona-Bilbao
Cargueros						
Neasa	Benimar	2.000	288	2.600	1968	S. A. Juliana C. Gijonesa
"	Benisa	2.000	288	2.600	1968	" " "
"	Beniall	2.000	288	2.600	1968	" " "
"	Benimusa	2.000	288	2.600	1970	" " "
"	Benimalea	2.000	288	2.600	1970	" " "
"	Benimalea	2.000	288	2.600	1970	" " "
"	Benimalea	2.000	288	2.600	1971	" " "
"	Benimalea	2.000	288	2.600	1971	" " "
Roll-on-roll-off						
Marítima del Norte	Gometa	3.150	250	3.000	1971	Astil. Construcciones-Vigo
Controleros						
Cepca	Manoia	2.440	238	2.550	1971	Astil. del Cantábrico y Riera-Gijón
"	Arapiles	2.440	238	2.550	1971	" " " "
Portacontainers						
D. Dilmann-Alemania	C-65	4.600	178	3.850	1971	Astil. Duro Felguera-Gijón
"	C-66	4.600	178	3.850	1972	" " " "
Coships Corp.-Liberia	C-119	4.450	215	3.500	1971	Astil. y Construcciones-Vigo
"	C-120	4.450	215	3.500	1971	" " " "
"	C-121	4.450	215	3.500	1972	" " " "
Sea Containers-Inglaterra	C-128	3.200	275	2.800	1971	Basse Sambre Corcho-Santander
"	C-129	3.200	275	2.800	1972	" " " "
Cementerios						
Transportación Marítima Mexicana	Anahuac segundo	2 x 2.080	300	2.650	1969	Astilleros Españoles-Sevilla

EL grupo LIPS del que NAVALIPS forma parte, tiene factorías en Holanda, Bélgica, Francia, Italia, Alemania, U.S.A., Canadá, Japón, Australia y Singapur.
Esto supone una extensa red de talleres donde atender al cliente por personal especializado.

OTROS TALLERES EN EL EXTRANJERO

LIPS-Drunen (Holanda)
LIPS-Rotterdam (Holanda)
LIPS-Delfzijl (Holanda)
LIPS-Ijmuiden (Holanda)

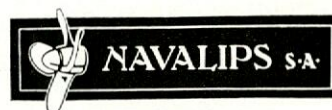
LIPSUDEST-Marsella (Francia)
LIPSUDEST-Dunkerke (Francia)
CAILLARD-El Havre (Francia)
LIPS-Burcht (Bélgica)

LIPS-41 Duisburg (Alemania)
LIPS-68 Mannheim (Alemania)
ANSALDO LIPS-Livorno (Italia)

LIPS-Pascagoula (U.S.A.)
DORAN-Oakland (U.S.A.)
AMPOWER-Dorval P. Q. (Canadá)
CHUETSU-LIPS - Tokio (Japón)

LIPS-PERRY PTY. LTD.-Adelaide (Australia)
ANTELOPE ENGINEERING PTY. LTD.-Sydney (Australia)
LIPS- Singapur

AGENTES PARA LA VENTA EN ESPAÑA DE: HELICES DE MANIOBRA DE PROA, TIPO DE LIPS CIERRE DE BOCINA Y CHUMACERAS "WAUKESHA-LIPS"



Tubos para condensadores e intercambiadores de calor.



ADMIRALTY, aleación 70/29/1
ALUMBRO, aleación 76/22/2
CUPRO-NIQUEL, aleación 90/10
COBRE.

Empleados favorablemente
hasta en las condiciones de
uso más adversas.

Se utilizan en
Centrales térmicas y nucleares
Industria petroquímica
Plantas desalinizadoras
Aire acondicionado y
Refrigeración.



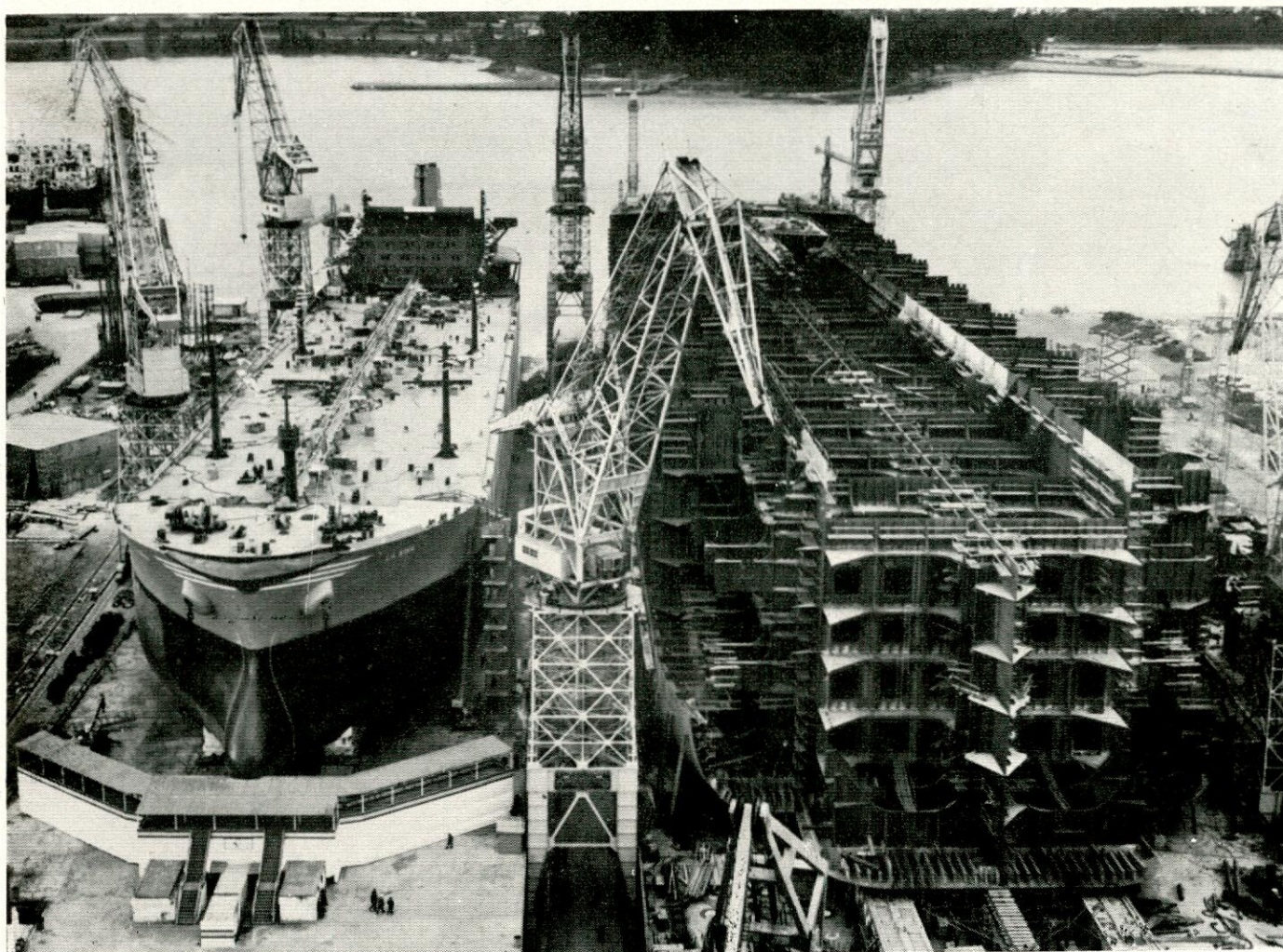
Son una fabricación de

PRADERA HNOS, S.A.

ZARATAMO (Vizcaya) - Dirección postal: Apartado 107 (Bilbao) Telef. Bilbao: 490300
(12 líneas) - Telex: 337229 - Prade - E

Astilleros y Talleres del Noroeste S.A.

CONSTRUCCION DE BUQUES HASTA 350.000 Tons. de P.M.



PETROLERO "LA NIÑA"
DE 98.500 Tons. de P.M.
BOTADO EL 18 DE
DICIEMBRE DE 1971



PETROLERO DE
325.600 Tons.
de P.M. EN
CONSTRUCCION



DIRECCION COMERCIAL:

Avda. del Generalísimo, 30 - MADRID-16
Apartado 14.603 - Telf. 250 12 07 (3 líneas)
Dirección Telegráfica ASTANO-MADRID. Telex 27608

Astilleros en EL FERROL DEL CAUDILLO
Dirección Postal: Apartado, 994 FERROL
Teléfonos: 35 81 40 y 35 81 41 FERROL; 1 y 4 de FENE
Dirección Telegráfica: ASTANO-FERROL



REVISTA TECNICA

ORGANO OFICIAL DE LA ASOCIACION DE INGENIEROS NAVALES

FUNDADOR:

Aureo Fernández Avila, Ingeniero Naval

DIRECTOR:

Luis de Mazarredo Beutel, Ingeniero Naval

DIRECCION Y ADMINISTRACION

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..... 500 pesetas

países hispanoamericanos: 600 »

Demás países..... \$ USA 12.—

Precio del ejemplar 60 pesetas

NOTAS

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

PUBLICACION MENSUAL

Depósito legal M. 51 - 1958.

DIANA, Artes Gráficas. Larra, 12. Madrid-1972

AÑO XL N.º 442

ABRIL 1972

INDICE DE MATERIAS

Páginas

Artículos Técnicos

Estimación de la velocidad del buque en aguas tranquilas y análisis de pruebas, por <i>Honorio Sierra</i> ...	120
Un nuevo astillero para grandes buques, por <i>Fernando Corominas</i>	145
Simposio Internacional sobre buques nucleares	152

Noticias

La nueva draga de succión "Delta Bay"	155
Propulsión a tres líneas de ejes para buques containers. 155	
Buque de pasaje "Southward"	156
Buques mercantes botados durante 1971	156
Nuevo torpedero italiano	157
Propuesta de la General Electric para plantas propulsoras de gran potencia	157
Petrolero entregado por Litton	158
Otro petrolero con ordenador	158
Construcción de un terminal para petroleros en la desembocadura del Sena	159
Tráfico de containers	159
Reunión del IMCO en Bruselas	160
Barco soviético de investigación	160
Entra en servicio comercial el hovercraft "VT1"	160
Alumbrado para trabajos submarinos	161
Calculador de bolsillo para cálculo técnico y científico. 161	
Comentarios del Presidente de la SNAME	162

Información Nacional

Botadura del superpetrolero "Arteaga"	163
Botadura del buque "Kirkuk"	164
Pruebas oficiales del petrolero "Rumaila", de 35.370 toneladas de peso muerto	165
Botadura del bulkcarrier "Turkis"	166
Pruebas oficiales y entrega del "Sac Huelva"	166
Puesta a flote del submarino S-61	167
Puesta a flote del "Belén"	168
Primer Coloquio del Germanischer Lloyd en España ...	168
Asamblea Plenaria de INDUNARES	168
Normas UNE	170
Necrología	171

Legislación

Presidencia del Gobierno	171
Ministerio de Hacienda	171
Ministerio de Educación y Ciencia	171
Ministerio de Trabajo	172
Ministerio de Industria	172
Ministerio de Comercio	172

Portada

La fotografía recoge el aspecto impresionante de la botadura del petrolero "Arteaga", de 325.000 TPM, que construye ASTANO para Petronor, en su factoría de Perlio.

ESTIMACION DE LA VELOCIDAD DEL BUQUE EN AGUAS TRANQUILAS Y ANALISIS DE PRUEBAS(*)

Por Honorio Sierra

Dr. Ingeniero Naval

SUMMARY

This paper deals with the prediction of sea trials results based on model tests in a towing tank. A chapter on trials analysis is included to close this subject.

In two previous papers [90] [91] it was shown that Hughes method may be recommended to correlate model resistance results, and the variation of the profile lift coefficient of the propeller with the Reynolds number may become as important as that of the drag coefficient and therefore it cannot be disregarded for the model-ship correlation.

Here, hull-propeller interaction is studied. The relation between thrust deduction and effective wake fraction is theoretically obtained and verified by experiments. A work on the scale effect in the wake fraction, also carried-out in the A. I. C. N., is applied with success to three pairs of ship models. Some considerations are made about the relative importance of these coefficients and the other factors affecting the propulsive efficiency.

With all this results, a method is proposed to extrapolate experimental model data to the actual ship.

Finally, a method is shown for analysis of sea trials taking into account the tidal, wind and shallow water effects.

1. INTRODUCCIÓN.

La previsión del comportamiento del buque en pruebas mediante la realización de ensayos con modelos, ha tropezado siempre con el problema que plantea el efecto de escala debido a la viscosidad del agua. Este efecto impide que exista semejanza dinámica entre el comportamiento del buque y su propulsor y el de sus respectivos modelos, de forma que el empuje que ha de dar el propulsor del modelo para avanzar en una determinada velocidad es proporcionalmente mayor que la requerida por el buque a igualdad del número de Froude.

La solución adoptada tradicionalmente por la mayoría de los canales de experimentación para establecer la semejanza dinámica consiste, como es bien sabido, en reducir el empuje que ha de dar la hélice remolcando el modelo durante los ensayos de autopropulsión con una fuerza equivalente a la diferencia entre la resistencia específica del modelo y la del buque. Ahora bien, con este procedimiento no se consigue aun que el propulsor del modelo funcione de manera semejante al del buque, pues siendo sensiblemente mayor la estela del modelo, su hélice trabaja con un grado de avance menor. Dado que en estas circunstancias no existe semejanza dinámica en-

tre modelo y buque, no parece adecuado extrapolar los resultados de potencia y revoluciones obtenidas directamente de los ensayos de autopropulsión, aunque luego se efectúen correcciones según la experiencia de cada cual.

Aparte de esto, existe además un efecto de escala en el coeficiente de succión y en el funcionamiento del propulsor, incluso en flujos semejantes, que sería conveniente tener en consideración.

En resumen, son tantos los factores que dan origen a la no semejanza entre el buque y su modelo que, resumir en un par de coeficientes correctores el efecto de escala global, parece una solución demasiado simplificadora. Quizás sea más correcto, y sin duda más interesante desde un punto de vista científico, corregir por efecto de escala individualmente cada uno de los factores de propulsión, y después determinar la potencia y las revoluciones del buque por medio de las curvas características de la hélice en flujo uniforme corregidas igualmente por efecto de escala.

El efecto de escala en la resistencia de remolque y en el funcionamiento de propulsores en flujo uniforme ha sido ya tratado en dos trabajos previos [90] y [91]. En éste se va a estudiar la influencia de la viscosidad en los coeficientes de propulsión inherentes a la acción mutua entre el casco y la hélice. Como consecuencia de estos trabajos se propone un método de ejecución de ensayos con modelos y de extrapolación de los resultados al buque. Final-

(*) Este trabajo forma parte de un estudio sobre la correlación modelo-buque que ha llevado a cabo la Asociación de Investigación de la Construcción Naval, y que ha servido a su autor para la obtención del doctorado bajo la dirección del profesor D. Luis de Mazarredo.

mente se presenta un sistema de análisis de pruebas de mar congruente con el proceso de correlación propuesto.

2. INTERACCIÓN ENTRE EL CASCO Y EL PROPULSOR.

2.1. *Coefficiente de propulsión.*

La situación habitual de las hélices a popa del buque da lugar a que se comporten como verdaderos sumideros hidrodinámicos, alterando el campo de velocidades y presiones alrededor de la carena. Como consecuencia se produce un aumento de la resistencia al avance por dos conceptos:

a) La hélice (o hélices) da origen a una depresión en la zona de popa de la carena, precisamente donde la componente longitudinal del versor normal a la superficie es mayor. Esto da lugar a un incremento de la resistencia de presión.

b) La depresión a popa produce un aumento de la velocidad del flujo junto a la carena, lo que origina una mayor resistencia de fricción.

En definitiva, para que el buque avance a la velocidad deseada es preciso que el propulsor proporcione un empuje mayor que la resistencia de remolque de la carena a la misma velocidad.

Se define el coeficiente de succión con la expresión

$$t = \frac{T - R_T}{T} \quad [2.1]$$

Por otra parte, la hélice ha de trabajar en un flujo que dista mucho de ser uniforme. Una parte del disco de la hélice (cuando no su totalidad) se halla situada dentro de la capa límite de la carena, donde el régimen es turbulento y con una distribución no uniforme de los valores medios de la velocidad en cada punto. El resto de la superficie del disco está atravesado por un flujo que se puede considerar estacionario (flujo potencial) pero que, en cualquier caso tampoco es uniforme.

Este campo de velocidades en el que realmente funciona el propulsor es el que se denomina estela del buque. Su determinación experimental mediante tubos de Pitot, o dispositivos análogos, se realiza necesariamente retirando el propulsor, por lo que la estela medida, conocida como estela nominal, difiere sensiblemente de la estela real. No obstante, la estela nominal es útil porque proporciona una imagen bastante aproximada de la distribución de las velocidades reales en el disco de la hélice, información imprescindible para el proyecto de propulsores por teoría de circulación y para el estudio de la cavitación en las palas y de las vibraciones inducidas por la hélice.

Llamando v_a a la componente axial de la velocidad relativa del agua respecto del disco de la hélice

en un punto del mismo, se define como coeficiente de estela local a la relación

$$w_a = \frac{V - v_a}{V} \quad [2.2]$$

siendo V la velocidad del buque.

La integración de w a toda la superficie del disco se denomina coeficiente de estela nominal axial,

$$w_n = \frac{1}{A_o} \iint w r dr d\theta \quad [2.3]$$

De manera análoga se definen los coeficientes de estela nominal radial y tangencial.

Por lo que se refiere a la estimación de la potencia propulsora resulta más práctico el concepto de estela efectiva. Se denomina velocidad de estela efectiva V_{aT} a igualdad de empuje, a la velocidad de un flujo uniforme para la cual el propulsor proporciona el mismo empuje que funcionando en la estela real del buque a las mismas revoluciones. El coeficiente de estela efectiva a igualdad de empuje es, por lo tanto,

$$w_T = \frac{V - V_{aT}}{V} \quad [2.4]$$

Análogamente se define el coeficiente de estela efectiva a igualdad de par,

$$w_Q = \frac{V - V_{aQ}}{V} \quad [2.5]$$

La relación entre la potencia de remolque P_B y la potencia de máquinas absorbidas por la hélice P_D , se denomina rendimiento de propulsión

$$\eta_D = \frac{P_B}{P_D} = \frac{R_T v}{2 \pi Q n} \quad [2.6]$$

Teniendo en cuenta las expresiones [2.1] y [2.4], el rendimiento de propulsión puede también escribirse así:

$$\eta_D = \frac{T v_{aT}}{2 \pi Q n} \cdot \frac{1 - t}{1 - w_T} \quad [2.7]$$

y multiplicando el numerador y el denominador por el par Q_o que daría el propulsor en flujo uniforme a las mismas revoluciones, resulta

$$\begin{aligned} \eta_D &= \frac{T v_{aT}}{2 \pi Q_o n} \cdot \frac{1 - t}{1 - w_T} \cdot \frac{Q_o}{Q} = \\ &= \eta_{oT} \cdot \eta_{HT} \cdot \eta_{rT} \end{aligned} \quad [2.8]$$

donde η_{oT} es el rendimiento del propulsor en un flujo uniforme con un grado de avance $J_T = v_{aT}/n D$, η_{HT} es el rendimiento del casco y η_{rT} el rendimiento rotativo relativo, a igualdad de empuje.

Considerando ahora la expresión [2.5] en lugar de la [2.4], y multiplicando el numerador y denomi-

nador de [2.6] por el empuje T_o que daría la hélice en flujo uniforme a las mismas revoluciones, el rendimiento de propulsión es

$$\eta_o = \frac{T_o V_{ao}}{2 \pi Q n} \cdot \frac{1-t}{1-w_o} \cdot \frac{T}{T_o} = \eta_{oQ} \cdot \eta_{Hq} \cdot \eta_{rQ} \quad [2.9]$$

Estos rendimientos son análogos a los definidos en [2.8], pero en este caso se han obtenido por identidad de par. Como puede apreciarse en cualquiera de las dos expresiones [2.8] [2.9] el rendimiento rotativo relativo es un índice comparativo entre el funcionamiento del propulsor en la estela real y en flujo uniforme. El producto de η_r por el rendimiento del propulsor en flujo uniforme es el rendimiento real de la hélice colocada en la estela del buque (η_B).

La determinación experimental de los distintos coeficientes se realiza de la siguiente manera: A partir del ensayo de autopropulsión se calcula el valor de K_T para una cierta velocidad V del modelo. Con dicho valor se entra en la curva característica de la hélice $K_{T0} = f_1(J)$ en flujo uniforme y se obtiene el grado de avance correspondiente, con lo que el coeficiente de estela efectiva a igualdad de empuje es

$$w_T = \frac{J - J_T}{J} \quad [2.10]$$

donde J expresa la relación V/nD , el valor de J_T obtenido corresponde un coeficiente de par en la curva $K_{Q0} = f_2(J)$ de la hélice en flujo uniforme distinto en principio del K_Q obtenido en el ensayo de autopropulsión; el cociente de ambos según ecuación [2.8] es el coeficiente rotativo relativo a igualdad de empuje

$$\eta_{rT} = \frac{Q_o}{Q} = \frac{K_{Q_o}}{K_Q} \quad [2.11]$$

El rendimiento η_{oT} es el que corresponde a la hélice en flujo uniforme para un grado de avance J_T . Y por último, el coeficiente de succión se determina según ecuación [2.1] donde T se mide en el ensayo de autopropulsión y R en el de remolque a la misma velocidad.

La determinación de los coeficientes definidos en ecuación [2.9] se realiza de manera totalmente análoga a la del caso anterior, por lo que no es necesario repetir el proceso a seguir.

Normalmente se utilizan más los coeficientes procedentes de la identidad de empuje debido a que en los dinamómetros de autopropulsión la medida del empuje se efectúa con más exactitud que la de par. Algunos autores han utilizado la semisuma de los coeficientes obtenidos con una y otra identidad, pero este es un dudoso sistema que sólo sirve para mezclar conceptos e impide la adopción de un criterio estable y realista.

Es evidente que la correcta previsión de la potencia

absorbida por la hélice y de las revoluciones necesarias para alcanzar una determinada velocidad requiere un estudio analítico de cada uno de los factores de propulsión. Dado que es imposible deducir de los resultados de pruebas de mar todos los coeficientes de propulsión, se ha optado por estudiar el efecto de escala de estos coeficientes en el rango de números de Reynolds que se consiguen con modelos. Para ello se han efectuado en el Canal de la Escuela de Ingenieros Navales además de los ensayos de remolque ya publicados (90), ensayos de autopropulsión y propulsor aislado con los modelos correspondientes al buque "Victory" ($\lambda = 48$), al modelo 4268 de la Serie 60 ($\lambda = 64$) y al petrolero de 150.000 toneladas de peso muerto, este último en dos escalas diferentes ($\lambda = 100, \lambda = 65$).

Los resultados obtenidos se han representado en las figuras 1, 2 y 3, junto con los valores deducidos de los ensayos con modelos de aproximadamente doble tamaño realizados en otros centros (El "Victory" y el "petrolero", en el canal de El Pardo, y el tercero en el David Taylor M. B.).

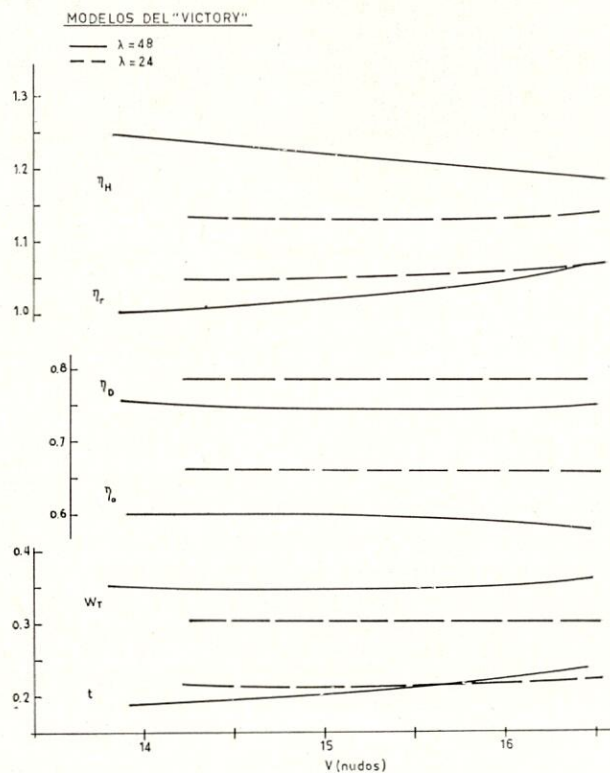


Fig. 1.

En estas figuras puede observarse la sensible influencia de la viscosidad en los diferentes factores en los tres casos considerados. No obstante, cabe destacar como más importante el efecto de escala en la estela, por cuya causa se modifican casi todos los restantes coeficientes. En efecto, podemos considerar como coeficientes primarios los de estela w_T , succión t y rotativo relativo η_r . Los demás dependen o son combinación de éstos. El rendimiento del pro-

pulsor aislado η_o para un grado de avance determinado está sometido, como ya se sabe, a un efecto de escala, pero, además, el rendimiento η_o que se obtiene del análisis de los ensayos de autopropulsión depende del grado de avance y éste se modifica si varía la estela. En los modelos pequeños, donde la es-

el propulsor en flujo uniforme y colocado tras la carena, y ya se ha dicho que la precisión de estas mediciones está subordinada a la estimación de las pérdidas de fricción en el dinamómetro y en el eje. Si a esto añadimos que los dinamómetros de medida empleados en los ensayos cuyos resultados tratamos de comparar, son distintos, por pertenecer a centros de investigación diferentes, podemos concluir que tanto los valores del coeficiente rotativo relativo de los modelos pequeños como de los grandes no ofrecen la necesaria confianza para ser considerados en el presente trabajo. Todos los autores coinciden en considerar este coeficiente exento del efecto de esca-

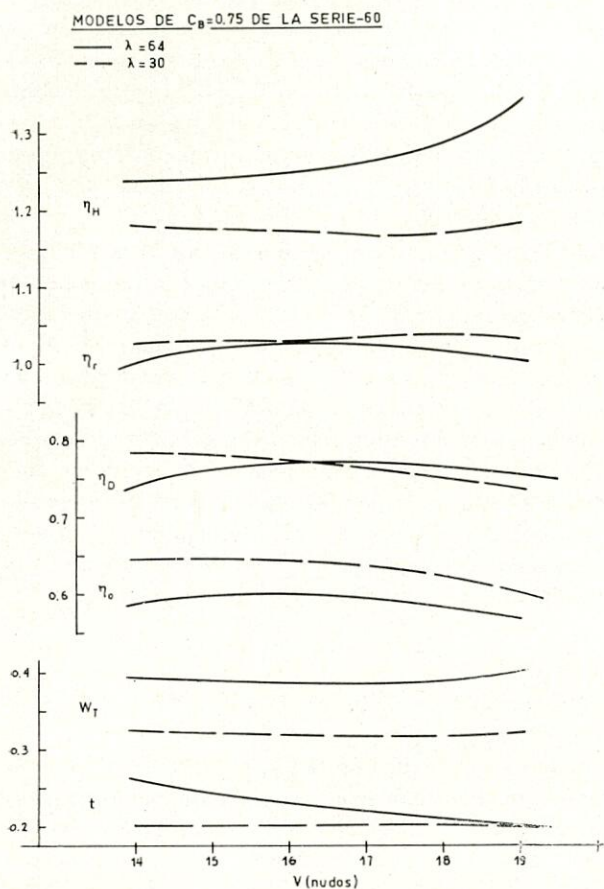


Fig. 2.

tela es mayor, la hélice actúa con un grado de avance menor para la velocidad correspondiente. Por lo que su rendimiento ha de ser menor que en un modelo grande, aun suponiendo que no existiese efecto de escala en el funcionamiento del propulsor.

Por lo que respecta al rendimiento del casco η_H , vemos que disminuye al aumentar el tamaño del modelo debido a que el efecto de escala en la estela es mayor que en el coeficiente de succión. En cambio no se observa una variación notable del coeficiente de propulsión η_D . Esto es debido a que, de los tres factores que lo componen, los dos más importantes η_H y η_o varían en distinto sentido con la escala y, en consecuencia, su producto no varía demasiado.

En cuanto al coeficiente rotativo relativo, no se observa una tendencia dominante en su variación con el efecto de escala. Es preciso advertir que este coeficiente es, sin duda, el de determinación experimental más incierta, debido a que su valor procede de la comparación de los pares motores medidos con

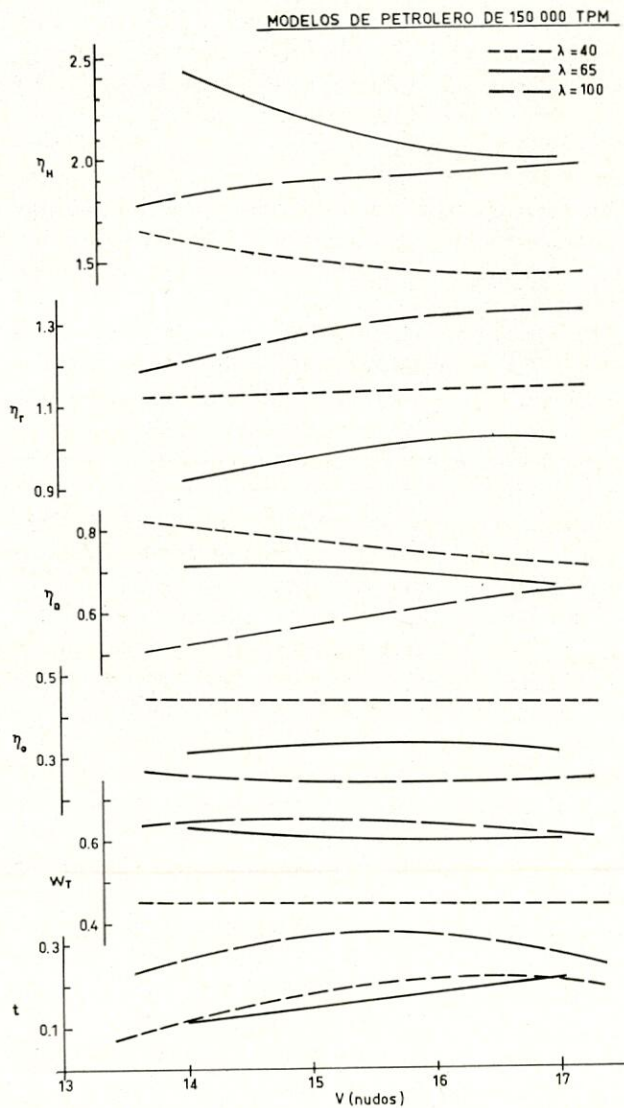


Fig. 3.

la, por lo que conviene admitir este criterio hasta tanto no se disponga de datos procedentes de futuros análisis de pruebas, de los cuales se pueda deducir η_r .

En conclusión, puede decirse que, una vez estudiada la influencia de la viscosidad en la resistencia de remolque de una carena y en el funcionamiento del

propulsor en aguas libres, el problema de la correlación modelo-buque queda reducido al estudio del efecto de escala en los coeficientes de estela y succión. Esto es lo que se va a tratar a continuación.

2.2. Efecto de escala en la estela.

Se ha definido en el apartado anterior lo que se entiende por estela nominal y estela efectiva. Conviene hacer alguna otra consideración sobre su naturaleza.

La estela nominal puede definirse como el campo de velocidades relativas al disco de la hélice, originado por la carena con el propulsor inactivo. Para abordar su estudio suele considerarse la estela como constituida por tres componentes: estela potencial, estela debida a las olas creadas por la propia carena y estela viscosa. Naturalmente, esta clasificación es tan artificial como la descomposición de la resistencia al avance en sus diversas componentes, pero es indispensable partir de esta descomposición de causas mientras no se consiga la resolución teórica de las ecuaciones que rigen el movimiento de fluidos viscosos.

La estela potencial sería la originada por la carena situada en un flujo uniforme de agua sin viscosidad y sin estar sometida a la acción de la gravedad. Como es sabido, en este caso ideal la velocidad en el perfil del codaste sería nula, aumentando suavemente hacia popa en el plano de crujía y con un mayor gradiente en dirección transversal. Según esto, dada la colocación normal de los buques de una hélice (o si el número de ejes es impar, en la hélice central) la estela potencial está constituida por velocidades inferiores a la del flujo en el infinito (velocidad de avance del buque) en la mayor parte de los puntos del disco. Su estudio teórico no está aún totalmente resuelto, si bien se han conseguido soluciones aproximadas basadas en la distribución de manantiales y sumideros sobre la superficie de la carena para conseguir un flujo equivalente. Pero como puede suponerse, la consecución de estas soluciones impone una elaboración complicada, debido al gran número de ecuaciones que es preciso resolver para llegar a definir la distribución de singularidades definidoras del flujo.

Es importante resaltar que si bien la estela potencial depende de la velocidad del buque V , el coeficiente de estela definido como

$$w_p = \frac{V - V_p}{V} \quad [2.12]$$

depende sólo de las formas de la carena, ya que en un flujo potencial estacionario alrededor de un cuerpo sumergido la velocidad en cualquier punto está definida por un factor, determinado por su posición, que multiplica a la velocidad en el infinito.

Puesto que en este trabajo se pretende estudiar el

efecto de escala inherente a la experimentación con modelos, no es preciso entrar en el desarrollo teórico de la estela potencial, ya que este ideal valor es igual para el buque que para su modelo.

Si se tiene en cuenta la acción del campo gravitatorio por la existencia de una superficie libre, se alteran las condiciones límites del flujo, pasando de $(V_z)_{z=0} = 0$ a $(p_z)_{z=0} = 0$, lo que da lugar a la formación de olas con la consiguiente alteración del campo de velocidades en el disco. Esta variación de la velocidad potencial en el disco V_{av} es la denominada estela de formación de olas, que en la mayoría de los buques mercantes es una pequeña fracción de la estela total.

Para comprobar la pequeña importancia de la estela debida a las olas originadas por la carena, supongamos un buque de 120 metros con un calado de 7 y un propulsor de 5 metros de diámetro, que avanza a una velocidad de 15 nudos. El número de Froude es, en este caso, 0,22 y para este valor puede admitirse que la altura de la ola creada por el buque sobre la vertical de la hélice es del orden de 0,5 por 100 de la eslora. Si admitimos que el campo de velocidades inducidas, por las olas es parecido al producido por una ola trocoidal, la componente axial de la velocidad en un punto del disco situado a una profundidad z viene definido por la expresión:

$$V_w = \frac{g \zeta}{V} e^{-\frac{g z}{V^2}} \quad [2.13]$$

donde ζ es la altura de la ola en la vertical del punto en consideración y V la velocidad de propagación de las olas. En nuestro caso esta velocidad coincide con la del buque por tratarse del tren de olas estacionarias que éste origina. Dada la variación exponencial de la velocidad con la profundidad, el efecto de la formación de olas en la estela no sólo consiste en variar su valor medio, sino también en modificar su distribución en sentido vertical. El valor medio de la velocidad inducida por las olas integrando la expresión [2.13], a la superficie del disco y dividiendo por su área, es para el caso particular propuesto de 0,40 m/s. lo que supone una variación del 5,5 por 100 sobre la velocidad de avance del buque.

Hay que añadir que la clásica descomposición de la estela nominal en potencial, de olas y viscosa, no es la más adecuada para el objeto que aquí se persigue, ya que tanto la estela potencial como la debida a las olas corresponde a un flujo no viscoso, por lo que pueden ser agrupadas en un único concepto y una sola denominación. En adelante, por estela potencial se entenderá la originada por una carena que se mueve en un fluido ideal no viscoso con superficie libre.

Conviene recordar que la formación de olas de un buque y de su modelo no son exactamente semejantes, debido a la influencia del número de Reynolds.

Esto significa que no existe una semejanza total entre la estela debida a las olas en el modelo y en el buque. Ahora bien, dado que este efecto es pequeño y que la aportación de las olas a la estela total es también pequeña, según acabamos de ver, puede admitirse sin reparos la ausencia de efectos de escala en la estela potencial últimamente definida.

Finalmente se denomina estela viscosa a la variación de la estela potencial originada por la viscosidad del agua, es decir, que siendo V la velocidad del flujo en el infinito, V_p la velocidad en un punto del disco de la hélice suponiendo el agua no viscosa,

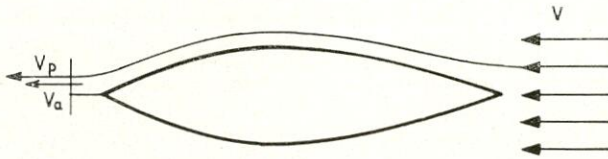


Fig. 4.

y V_a la velocidad real en este mismo punto, una vez descontado el efecto de la viscosidad (ver fig. 4), el coeficiente de estela viscosa se define del siguiente modo:

$$w_v = \frac{V_p - V_a}{V} \quad [2.14]$$

Esta aparentemente extraña definición viene obligada por la conveniencia práctica de que el coeficiente de estela total sea suma de los coeficientes de estela potencial y viscosa. En efecto, la suma de la ecuación [2.12] y de la [2.14] es

$$w_p + w_v = \frac{V - V_p}{V} + \frac{V_p - V_a}{V} = \frac{V - V_a}{V} = w \quad [2.15]$$

Según esta definición cabe hablar tanto de estela potencial como de estela viscosa dentro y fuera de la capa límite de la carena. Esto se explica porque en el interior de la capa límite, la viscosidad hace disminuir la velocidad que habría si el fluido fuera potencial. Y en el exterior, aunque el flujo pueda considerarse potencial, las velocidades no son exactamente las mismas que en fluido no viscoso debido a que la capa límite equivale a un ensanchamiento de las formas de popa, y en consecuencia modifica el flujo potencial.

El proceso a seguir para calcular la estela nominal de una carena debe ser, en consecuencia, el siguiente: Se supone en principio que el buque se mueve en un fluido ideal y calculando el flujo potencial a su alrededor, se obtiene el campo de presiones sobre toda la superficie de la carena. Seguidamente se integran las ecuaciones de la capa límite teniendo en cuenta los datos anteriores, se aumenta el volumen de la carena en una cantidad equivalente al espesor de desplazamiento de la capa límite en cada punto de la superficie, y con la carena resultante se vuelve a comenzar el proceso. Es decir, que el cálculo

de la estela real debe hacerse por iteraciones sucesivas.

Normalmente, a la segunda iteración se debe obtener un resultado bastante aproximado. Ahora bien, a las dificultades de tipo práctico que se presentan en el cálculo del flujo potencial, hay que añadir los problemas teóricos relativos al cálculo de la capa límite tridimensional. Este último problema se plantea en los siguientes términos:

La expresión de las ecuaciones de Navier-Stokes, que determinan el movimiento de un fluido viscoso incompresible en un espacio tridimensional

$$\rho \frac{dV}{dt} = \bar{F} - \text{grad } p + \mu \nabla^2 \bar{V} \quad [2.16]$$

es de una enorme dificultad matemática, y sólo se ha conseguido en casos muy especiales. Por lo cual, la mayor parte de los trabajos sobre capa límite se dirigen a convertir, mediante determinadas simplificaciones, el problema tridimensional en bidimensional. En estas condiciones la ecuación vectorial [2.16] se transforma en las ecuaciones analíticas

$$\rho \left[\frac{\delta u}{\delta t} + u \frac{\delta u}{\delta x} + v \frac{\delta u}{\delta y} \right] = X - \frac{\delta p}{\delta x} + \mu \left[\frac{\delta^2 u}{\delta x^2} + \frac{d^2 u}{\delta y^2} \right] \quad [2.17]$$

$$\rho \left[\frac{\delta v}{\delta t} + u \frac{\delta v}{\delta x} + v \frac{\delta v}{\delta y} \right] = Y - \frac{\delta p}{\delta y} + \mu \left[\frac{\delta^2 v}{\delta x^2} + \frac{d^2 v}{\delta y^2} \right]$$

y la ecuación de continuidad

$$\frac{\delta u}{\delta x} + \frac{\delta v}{\delta y} = 0 \quad [2.18]$$

Si se trata de un régimen permanente desaparecerán las derivadas respecto del tiempo, y teniendo en cuenta además que el espesor de la capa límite encontrado para soluciones sencillas es proporcional a \sqrt{v} y de magnitud despreciable frente a la longitud del cuerpo bidimensional en estudio, pueden suponerse despreciables (62) algunos de los términos de las ecuaciones [2.17].

Entonces se obtienen las ecuaciones de Prandtl para la capa límite:

$$u \frac{\delta u}{\delta x} + v \frac{\delta u}{\delta y} = - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} + v \frac{\delta^2 u}{\delta y^2}$$

$$\frac{\delta p}{\delta y} = 0$$

$$\frac{\delta u}{\delta x} + \frac{\delta v}{\delta y} = 0 \quad [2.19]$$

En las que además de las simplificaciones anteriores se ha supuesto que no actúan fuerzas por unidad

de masa, tales como las debidas a la gravedad ($X = Y = 0$).

Si la curvatura de la superficie es pequeña se puede definir el eje X a lo largo de la superficie del sólido, y el eje Y normal a ella. Con esta nueva hipótesis las condiciones en los límites para la resolución de [2.19] son

$$\begin{aligned} \text{para } y=0, \quad u=0, \quad v=0 \\ \text{para } y=\delta, \quad u=V_p(x) \end{aligned} \quad [2.20]$$

donde $V_p(x)$ es la velocidad del flujo potencial exterior a la capa límite. Esta velocidad y la presión están relacionadas por la ecuación de Bernouilli, que es aplicable fuera de la capa límite:

$$p + \frac{1}{2} \rho V_p^2 = \text{cte.} \quad [2.21]$$

Si se integra las dos ecuaciones [2.19] con relación a y , desde $y = 0$ a $y = \delta$, se obtiene:

$$\begin{aligned} \int_0^\delta \left[u \frac{\delta u}{\delta x} + v \frac{\delta u}{\delta y} - V_p \frac{d V_p}{d x} \right] d y = \\ = -v \left[\frac{\delta u}{\delta y} \right]_0 \\ v = - \int_0^y \left[\frac{\delta u}{\delta x} \right] d y \end{aligned} \quad [2.22]$$

Sustituyendo este valor de v en la primera ecuación y teniendo en cuenta que el esfuerzo tangencial en la pared τ_0 es precisamente $\mu(\delta u/\delta y)_0$ resulta,

$$\begin{aligned} \int_0^\delta \left[u \frac{\delta u}{\delta x} - \frac{\delta u}{\delta y} \int_0^y \frac{\delta u}{\delta x} d y - V_p \frac{d V_p}{d x} \right] d y = \\ = - \frac{\tau_0}{\rho} \end{aligned} \quad [2.23]$$

e integrando la ecuación [2.23] se transforma en

$$\begin{aligned} \int_0^\delta \frac{\delta}{\delta x} \left[u (V_p - u) \right] d y + \frac{d V_p}{d x} \int_0^\delta (V_p - u) d y = \\ = \frac{\tau_0}{\rho} \end{aligned} \quad [2.24]$$

Puesto que fuera de la capa límite el valor de estas integrales es prácticamente nulo, el límite superior de integración puede aumentarse a infinito, y teniendo en cuenta las conocidas definiciones de los espesores de desplazamiento y de cantidad de movimiento,

$$\begin{aligned} \delta^* = \frac{1}{V_p} \int_0^\infty (V_p - u) d y \\ \theta = \frac{1}{V_p^2} \int_0^\infty u (V_p - u) d y \end{aligned} \quad [2.25]$$

la ecuación [2.24] queda de la siguiente manera:

$$\frac{d (V_p^2 \theta)}{d x} + \delta^* V_p \frac{d V_p}{d x} = \frac{\tau_0}{\rho} \quad [2.26]$$

Más corriente es sustituir el espesor de desplazamiento δ^* por el llamado parámetro de forma $H = \delta^*/\theta$, y dado que θ no es función de y [2.26] queda en la forma:

$$\frac{d \theta}{d x} + \frac{\theta}{V_p} (2 + H) \frac{d V_p}{d x} = \frac{\tau_0}{\rho V_p^2} \quad [2.27]$$

Esta es ya una ecuación diferencial de primer orden de solución sencilla siempre que sean conocidos los valores de los nuevos parámetros introducidos y el flujo potencial fuera de la capa límite. Lo mismo τ_0 que θ y H dependen, de acuerdo con su definición, de las distribución normal de velocidades en el interior de la capa límite, y las relaciones entre ellos, necesarias para la resolución de [2.27], han de ser determinadas por métodos experimentales.

Los trabajos dirigidos a estudiar la capa límite de formas de buque (69) (71) y (72), se inclinan a simplificar el carácter de la capa límite de la siguiente manera: El flujo potencial calculado suponiendo el fluido no viscoso define las líneas de corriente y la variación de la velocidad potencial V_p en todos sus puntos. Entonces es posible integrar la ecuación [2.27], correspondiente a una capa límite bidimensional, a lo largo de cada línea de corriente. Este es el primer paso del proceso de iteraciones explicado anteriormente. Como puede apreciarse, el procedimiento es muy complejo y arrastra tras de sí, además de la probable inexactitud del cálculo del flujo potencial, los errores inherentes a las sucesivas simplificaciones que conducen de las ecuaciones [2.16] a la ecuación [2.27], a las que es preciso añadir los correspondientes a la estimación de los parámetros de la capa límite y a su aplicabilidad a un caso tridimensional.

Debido a estos inconvenientes, y dada la finalidad de este trabajo, parece razonable simplificar el problema de la estimación de la estela viscosa, de la cual, sólo interesa aquí el valor medio. Es más, ni siquiera es preciso conocer el valor absoluto, sino que bastaría con determinar la diferencia entre los valores absolutos de la estela viscosa del modelo y del buque. Según esto, un ligero error en la estimación de estos valores debido a las hipótesis de partida irá dirigido en el mismo sentido en el modelo y en el buque real, por lo que el error en el efecto de escala no será muy importante.

En consecuencia, vamos a suponer que el valor medio de la estela viscosa nominal en el disco del propulsor de un buque de una sola hélice coincide con el valor medio de la estela producida por un cilindro recto de generatriz vertical de altura infinita, y cuyo plano de simetría coincide con el de crujía del buque, figura 5. No interesa cual sea la forma del perfil de este cilindro, pues como ya se ha visto, la integración de la ecuación [2.27] se efectúa a lo largo de una línea, despreciando cualquier curvatura. La influencia de la forma se tiene en cuenta por la función $V_p(x)$, es decir, en las condiciones en los límites para la integración de la capa límite, que vie-

nen impuestas por el gradiente de presión a lo largo de ella.

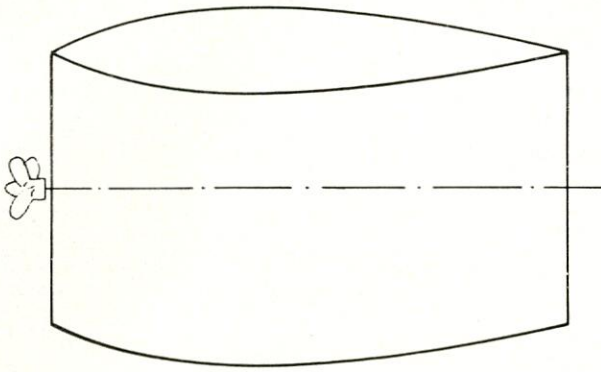


Fig. 5.

Conviene, por lo tanto, que la distribución de presiones que se haya de aplicar a esta integración sea lo más parecida a la distribución media en cada sección entre la proa y la popa del buque real. En este sentido parece adecuado sustituir cada sección transversal del buque por un semicírculo de igual área y con el diámetro situado en la flotación, ver figura 6. Según esta hipótesis, la función $V_p(x)$ que permitirá integrar [2.27] es la correspondiente a un cuerpo de revolución en flujo potencial cuya curva de áreas es el doble que la del buque en consideración.

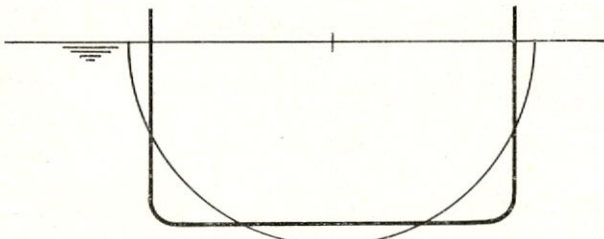


Fig. 6.

R. Gutiérrez ha confeccionado en la AICN un programa para calcular el flujo potencial de cuerpos de revolución (73) y otro para integrar la ecuación de la cantidad de movimiento de la capa límite bidimensional (74), y ha aplicado los dos programas para estimar el coeficiente de estela nominal de las formas de la serie 60. En este trabajo se reproducen los resultados obtenidos por el citado autor para el coeficiente de estela viscosa en función de los coeficientes C_p , $L/\nabla^{1/3}$ y número de Reynolds, figura 7, así como la corrección necesaria en función de la relación D/L para tener en cuenta el tamaño relativo del propulsor, figura 8. En estos resultados la posición del centro de carena es la óptima de acuerdo con la serie 60, pero la influencia de esta posición en la estela puede también tenerse en cuenta con este procedimiento. En cambio no se puede estimar la posible influencia de la relación manga/calado, como se desprende de la naturaleza del método de aproximación descrito.

Los citados gráficos de las figuras 7 y 8 permiten, en consecuencia, estimar los coeficientes de estela de fricción nominal de unas formas dadas a distintos números de Reynolds, o sea, conocer el efecto de escala en el coeficiente de estela nominal, habida cuenta de que la estela potencial permanece invariable.

Conviene recordar que no es la determinación de la estela nominal lo que se persigue aquí, sino el efecto de escala en la estela efectiva, por lo que conviene tratar sobre la relación que existe entre ambas.

Supongamos que queremos medir la distribución de velocidades en el disco de la hélice (estela nominal)

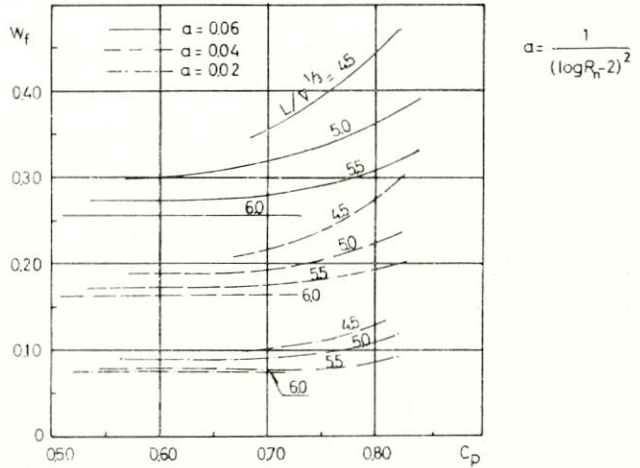


Fig. 7.—Variación de la estela de fricción con C_p , $L/\nabla^{1/3}$ y R_n . Resultados de los cálculos de A. I. C. N. para $D/L = 0.04$.

con un molinete de diámetro muy pequeño, casi puntual, para lo cual lo colocamos sucesivamente en puntos distribuidos por todo el disco. El funcionamiento del molinete en cada punto altera ligeramente el fluido a su alrededor en un pequeño entorno,

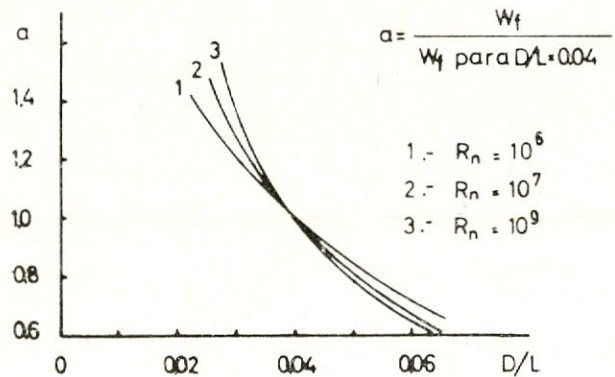


Fig. 8.

pero no influye sensiblemente sobre el conjunto de la estela. Para obtener la distribución de velocidades buscada basta con realizar un tarado del molinete en un flujo uniforme de velocidad conocida, y si se quiere obtener la velocidad media de la estela, se integra a todo el disco y se halla el valor medio. Pues bien, este proceso es, en cierto modo, el que se sigue para determinar la estela que llamamos efectiva, mediante el ensayo de autopropulsión, con la diferencia de que en este caso el propulsor es a la vez molinete

e integrador, y su tarado se efectúa mediante el ensayo de propulsor aislado. Pero existe otra notable diferencia: este "aparato de medida" modifica sensiblemente el campo de presiones en la popa de la carena ya que supone la adición de un campo de sumideros hidrodinámicos en esta zona, que acelera el flujo en popa y en consecuencia modifica la estela.

Veámoslo ahora desde otro punto de vista. Supongamos la carena sustituida por una distribución de manantiales y sumideros sobre su superficie de intensidad q_i tales que dan lugar a un flujo equivalente al de la carena sin propulsor. La velocidad en un punto cualquiera es

$$\bar{v}_a = \int_s \frac{q_i \bar{r} ds}{4 \pi r^3} \quad [2.30]$$

donde \bar{r} es el vector determinado por el punto en cuestión y otro punto cualquiera de la superficie s de la carena. Una vez el propulsor en funcionamiento, éste puede igualmente sustituirse por una distribución de sumideros que por su proximidad a la carena modifican su forma. Para recuperarla es preciso añadir una nueva distribución de manantiales δq_i en la carena, de modo que la velocidad inducida por la carena en un punto cualquiera, es ahora

$$\bar{v}'_a = \int_s \frac{(q_i + \delta q_i) \bar{r} ds}{4 \pi r^3} \quad [2.31]$$

La distribución de velocidades \bar{v}'_a , en el disco es la que constituye la verdadera estela de la carena con hélice en funcionamiento y cuyo valor medio \bar{v}'_a será más próximo al valor $\bar{V}(1 - w_T)$, donde w_T es la estela efectiva, que el valor deducido de la estela nominal.

Conviene aclarar que v'_a no es aún la velocidad total del agua relativa al disco, sino que para obtenerla habría que añadirle el valor de la velocidad inducida u_a por la distribución de sumideros sustitutivos del propulsor.

En resumen, el coeficiente de estela nominal puede expresarse de la siguiente manera:

$$w_n = 1 - \frac{1}{V} \int_{A_o} \frac{v_a dA}{A_o} \quad [2.32]$$

donde A_o es el área del disco. El coeficiente de estela efectiva es del orden de

$$w_T \approx 1 - \frac{1}{V} \int_{A_o} \frac{v'_a dA}{A_o} \quad [2.33]$$

La diferencia entre estas ecuaciones es

$$w_n - w_T \approx \frac{1}{A_o} \int_{A_o} \frac{v'_a - v_a}{V} dA = \frac{1}{A_o} \int_{A_o} \int_s \frac{1}{4 \pi r^2} \cdot \frac{\delta q_i}{V} ds dA \quad [2.34]$$

Si admitimos que

$$\frac{\delta q_i}{V}$$

es independiente del número de Reynolds, de [2.34] se deduce que la diferencia entre los coeficientes de estela nominal y efectiva no varía con la escala y, en consecuencia, que el efecto de escala en la estela

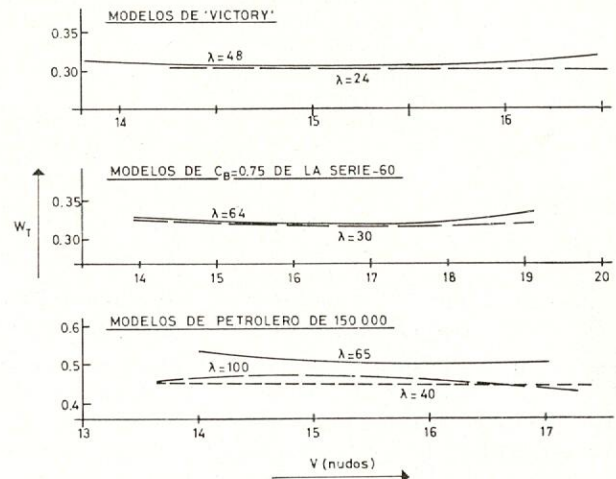


Fig. 9.

efectiva es el mismo que el que se produce en la estela nominal, e igual, por tanto, al de la estela nominal de fricción. Este último es el que, como hemos visto, puede estimarse de los gráficos 7 y 8.

Se ha aplicado este método para corregir los coeficientes de estela efectiva obtenidos de los ensayos de los modelos pequeños (3 metros) y se han comparado con los correspondientes a los modelos de doble tamaño, valores éstos que ya figuraban en los gráficos 1 a 3. Esta comparación se ha representado en la figura 9. Los resultados son lo suficientemente esperanzadores como para admitir la posibilidad de extrapolarlos al buque. En cualquier caso este método puede constituir una aproximación provisional para las previsiones de pruebas en tanto no se disponga de suficiente información procedente del análisis de pruebas.

2.3. Efecto de escala en el coeficiente de succión.

El funcionamiento del propulsor a popa de la carena modifica el campo de presiones y, en consecuencia, el flujo hidrodinámico en esta zona del buque. El resultado es un aumento de la resistencia al avance, que se puede considerar como sumo de dos efectos: a) un incremento de la resistencia de presión debido a que el campo de presiones en proa no se ve alterado y en cambio en popa disminuye sensiblemente con lo que la integral $p \bar{d}s \cdot \bar{i}$ extendida a toda la carena es, en este caso, mayor; b) un ligero aumento de la velocidad del flujo en el cuerpo de salida que incrementa la resistencia de fricción. Según

ésto el coeficiente de succión se puede considerar como suma de dos componentes

$$t = \frac{\Delta R_p}{T} + \frac{\Delta R_f}{T} = t_p + t_f \quad [2.35]$$

La mayor parte de los investigadores que han estudiado este tema coinciden en admitir que la aportación del efecto de fricción al coeficiente de succión es una pequeña fracción de su valor total (78), lo cual parece fácil de comprender si se considera que el aumento de velocidad más importante afecta a una pequeña zona donde la componente longitudinal de los esfuerzos tangenciales es menor, y sobre todo, donde las velocidades son más bajas y, por lo tanto, el incremento de resistencia de fricción local es también menor. En cambio la componente longitudinal de las fuerzas normales originadas por la depresión en popa es máxima precisamente en esta zona.

De todo lo anterior parece deducirse que el coeficiente de succión debiera ser poco sensible al efecto de escala puesto que la fracción t_f , que depende del número de Reynolds, es proporcionalmente pequeña (t_f/t puede ser del orden de 0,10, referencia (78), y de hecho así es supone en la extrapolación de resultados de ensayos del modelo al buque. Ahora bien, esto no es totalmente correcto, como veremos a continuación.

Recordemos que según el teorema de Lagally, la fuerza con que se atraen dos manantiales de intensidades Q_1 y Q_2 viene dada por

$$F = \rho \frac{Q_1 Q_2}{4 \pi r^2} \quad [2.36]$$

siendo r la distancia entre ellos. Teniendo en cuenta que la velocidad inducida en el punto 1 por el manantial 2 tiene por expresión

$$V_1 = \frac{Q_2}{4 \pi r^2} \quad [2.37]$$

se deduce que la fuerza ejercida por el manantial 2 sobre el 1 puede también expresarse así

$$\vec{F} = -\rho Q_1 \vec{V}_1 \quad [2.38]$$

siendo V_1 la velocidad que tendría el flujo en 1 si no existiese el manantial Q_1 .

Evidentemente esta fuerza es igual y de sentido contrario que la fuerza inducida por el manantial 1 sobre el 2, $\rho Q_2 \vec{V}_2$.

Si se sustituye la carena por una distribución de manantiales y sumideros de intensidad específica variable q_2 y el propulsor, por una distribución de sumideros de intensidad por unidad de superficie q_1 ,

la fuerza con que éste atrae a la carena ha de ser

$$\vec{F}_i = \rho \int_s \vec{u}_2 q_2 ds \quad [2.39]$$

donde \vec{u}_2 es la velocidad inducida por la distribución de sumideros que sustituyen al propulsor, en un punto de la superficie de la carena, cuando los manantiales y sumideros que la definen no actúan (es decir, retirada la carena).

Este procedimiento ha sido empleado (77) por algunos autores para calcular el efecto de succión de la hélice sobre la carena. Ahora bien, esta fuerza es igual pero de sentido contrario a la inducida por los manantiales distribuidos en la superficie de la carena sobre el propulsor:

$$\vec{F}_i = \rho \int_{A_o} \vec{u}_p' q_1 dA \quad [2.40]$$

donde \vec{u}_p' es la velocidad inducida por los manantiales q_2 en un punto del disco sin la hélice, y A_o el área del disco. Pero $\vec{u}_p' = V w_p'$, siendo w_p' el coeficiente de estela potencial de la carena engrosada en una cantidad equivalente al espesor de desplazamiento de la capa límite. (Conviene distinguir w_p' de w_p , estela potencial definida en [2.2]). La expresión [2.40] ha sido ya utilizada (78), para estimar el coeficiente de succión, pues en muchos casos puede resultar más sencillo determinar \vec{u}_p que \vec{u}_2 , así como q_1 , que es concretamente el doble de la velocidad axial inducida u_a por el propulsor en un punto del disco (76) y (78).

Según ésto, la componente axial de la fuerza \vec{F}_i en la ecuación [2.40] puede escribirse.

$$F_i = 2 \rho \int_{A_o} u_p' u_a dA \quad [2.41]$$

El coeficiente de succión, supuesto despreciable al aumento de la resistencia de fricción, es en este caso

$$t = \frac{F_i}{T} = \frac{2 \rho}{T} \int_{A_o} u_p' u_a dA \quad [2.42]$$

y multiplicando el numerador y el denominador por $V^2 A_o$ resulta

$$t = \frac{2 \rho V^2 A_o}{T} \int_{A_o} w_p' \frac{u_a}{V_a} (1 - w_T) \frac{dA}{A_o} \quad [2.43]$$

Analizando esta expresión puede observarse que aunque se coloque una deducción de fricción adecuada en los ensayos de autopropulsión con el fin de que el empuje específico del propulsor del modelo sea igual al del buque, el coeficiente de succión es necesariamente distinto. En efecto: en [2.43], los términos $T/2 \rho V^2 A_o$ y dA_o/A_o son comunes al modelo y al buque; en primera aproximación también lo sería

w_p' ; en cambio, u_a/V_a variará en general con la escala debido a que, según hemos visto, w_T aumenta al disminuir el número de Reynolds, y en consecuencia el coeficiente de empuje

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho V^2 (1 - w_T)^2 A_o} \quad [2.44]$$

aumenta también, lo que origina que las velocidades inducidas u_a/V_a sean proporcionalmente mayores. En definitiva, la variación del coeficiente de succión con la escala es función de la variación del producto de dos términos $(1 - w_T)$ y (u_a/V_a) tales que el decrecimiento del primero implica un incremento del segundo, de modo que $\delta t / \delta R_n$ podrá tener un valor positivo o negativo según predomine la variación de uno u otro término con la escala.

Por este motivo, t puede resultar prácticamente constante en algunos casos. Pero tales resultados no autorizan a generalizar la invariabilidad del coeficiente de succión con la estela.

La ecuación [2.43] va a permitir el establecimiento de una relación entre el coeficiente de succión y el coeficiente de estela efectiva, según se expone a continuación.

El empuje de la hélice puede expresarse de una manera elemental por el teorema de la cantidad de movimiento,

$$T = \rho \int_{A_o} (v_a' + u_a) 2 u_a dA \quad [2.45]$$

o bien

$$T = 2 \rho V^2 \int_{A_o} \left[\frac{v_a'}{V} + \frac{u_a}{V} \right] \frac{u_a}{V} dA \quad [2.46]$$

En esta expresión v_a' representa exactamente el valor de la velocidad dado por ecuación [2.31] ya explicado en aquél apartado.

La expresión del coeficiente de succión [2.43] se transforma teniendo en cuenta [2.46] en

$$t = \frac{\int_{A_o} w_p' \cdot \frac{u_a}{V} dA}{\int_{A_o} \frac{v_a'}{V} \cdot \frac{u_a}{V} dA + \int_{A_o} \frac{u_a}{V} \cdot \frac{u_a}{V} dA} \quad [2.47]$$

Si se considera ahora los valores medios de

$$w_p', \frac{v_a'}{V} \text{ y } \frac{u_a}{V}$$

de forma que

$$\int_{A_o} w_p' \cdot \frac{u_a}{V} dA = \bar{w}_p' \int_{A_o} \frac{u_a}{V} dA \quad [2.48]$$

$$\int_{A_o} \frac{v_a'}{V} \cdot \frac{u_a}{V} dA = \frac{\bar{v}_a'}{V} \int_{A_o} \frac{u_a}{V} dA \quad [2.49]$$

$$\int_{A_o} \frac{u_a}{V} \cdot \frac{u_a}{V} dA = \frac{\bar{u}_a}{V} \int_{A_o} \frac{u_a}{V} dA \quad [2.50]$$

y teniendo además en cuenta que v_a'/V es del orden de $1 - w_T$, según se vio en el apartado anterior al comentar la ecuación [2.31], la expresión del coeficiente de succión queda finalmente así,

$$t = \frac{\bar{w}_p'}{1 - w_T + \frac{u_a}{V}} \quad [2.51]$$

Esta expresión es prácticamente igual a la presentada por R. Brard y M. Aucher en referencia (59), aunque difiere de ella en que, según aquel trabajo, el coeficiente de estela potencial que figura en el numerador es el originado por la carena con el propulsor en funcionamiento, mientras que, según el razonamiento seguido en el presente trabajo w_p' es el valor medio del coeficiente de estela potencial nominal de la carena, es decir, sin hélice.

La ecuación [2.51] representa una cómoda herramienta para determinar experimentalmente el coeficiente de estela potencial nominal de una carena aumentada en el espesor de desplazamiento de la capa límite, ya que t y w_T se obtienen del ensayo de autopropulsión del modelo, y \bar{u}_a/V se puede aproximadamente calcular mediante la ecuación [2.46] que teniendo en cuenta [2.49] y [2.50] se transforma en:

$$T = \rho A_o V^2 \left[1 - w_T + \frac{\bar{u}_a}{V} \right] \cdot \frac{2 \bar{u}_a}{V} \quad [2.52]$$

Se ha preparado un sencillo programa para realizar estos cálculos y se ha aplicado a los resultados de los ensayos de los cinco modelos patrón de la Serie 60, con el fin de obtener los valores de w_p' de una serie sistemática con garantía experimental y comprobar su verosimilitud. Conviene recordar que w_p' es la suma de tres componentes: la estela potencial creada por la carena (supuesto el cuerpo sumergido), que sólo depende de la forma; la estela de formación de olas, que depende además de F_n ; y la estela debida al ensanchamiento de la carena originada por la capa límite, que depende de las formas, de F_n y de R_n . Como las dos últimas componentes son pequeñas comparadas con la primera, se debe esperar que los resultados de w_p' que se obtengan para cada forma, representados en función de F_n estén en una lí-

nea ligeramente ondulante alrededor de un valor casi constante. En la figura 10 se han llevado los resultados obtenidos para los cinco modelos de la Serie 60, donde puede comprobarse la verificación de tales previsiones.

Naturalmente la mayor importancia práctica de la ecuación [2.51] estriba en la hipótesis de que w_p' varíe muy poco con el número de Reynolds, ya que

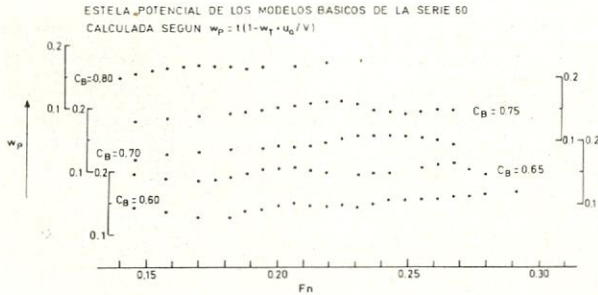


Fig. 10.

en este caso se podría establecer para unas determinadas formas

$$t \left[1 - w_T + \frac{u_a}{V} \right] \approx \text{constante} \quad [2.53]$$

En tal caso, una vez estimado el efecto de escala en la estela efectiva, el coeficiente de succión vendría determinado por la expresión [2.53].

Con el fin de comprobar la hipótesis $w_p' \approx \text{cte}$, se ha calculado este valor con los resultados experimentales de los modelos de los tres buques que se están considerando en este trabajo, y se han representado en la figura 11, donde se puede observar que, en efecto, w_p adopta prácticamente el mismo valor para las parejas de modelos semejantes del "Victory" y de la "Serie 60", así como para los dos modelos mayores del petrolero de 150.000 TPM ($\lambda = 40$ y $\lambda = 65$). En cambio, los valores de w_p correspondientes al modelo más pequeño ($\lambda = 100$) de este petrolero difieren sensiblemente de los otros dos a velocidades bajas, pero convergen hacia éstos a medida que aumenta la velocidad. Esto puede explicarse porque en el modelo pequeño el punto de separación de la capa límite debe estar muy adelantado. Como consecuencia, el espesor de la capa límite debe ser considerablemente mayor y, por lo tanto, las formas "efectivas" de popa (aumentadas en el espesor de la zona de remanso) dejan de ser semejantes. Al aumentar la velocidad del modelo, y con ella el número de Reynolds, el punto de separación se traslada hacia popa, disminuyendo la zona de flujo desprendido, con lo que aumenta la semejanza de la forma "efectiva" con los dos modelos de mayor tamaño.

En resumen, puede decirse que, exceptuando los casos de modelos pequeños de formas llenas, el valor del coeficiente $\overline{w_p}'$ calculado con la ecuación

[2.51] a partir de los datos experimentales de t , w_T y $\overline{u_a}/V$, puede considerarse, a efectos prácticos, independiente del número de Reynolds. Y puesto que ésto se ha comprobado en una zona de valores de R_n

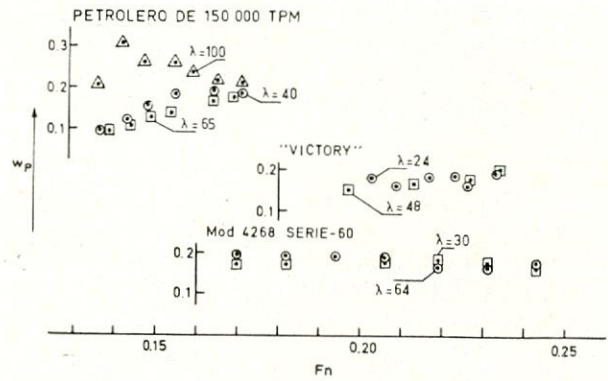


Fig. 11.

correspondientes a modelos de tamaños comprendidos entre 3 y 7 metros, zona en que los efectos de la viscosidad son más acentuados, es perfectamente admisible extrapolar la constancia de w_p' al buque.

Por lo tanto, el coeficiente de succión de un buque se puede determinar mediante la ecuación

$$t_s = t_m \frac{1 - w_{Tm} + (\overline{u_a}/V)_m}{1 - w_{Ts} + (\overline{u_a}/V)_s} \quad [2.54]$$

$(\overline{u_a}/V)_s$ se puede calcular de ecuación [2.52] entrando con el empuje T_s' del buque estimado directamente del ensayo de autopropulsión del modelo en primera aproximación. Una vez obtenido t_s de [2.54] deberá calcularse el verdadero valor del empuje del buque, que será

$$T_s = T_s' \frac{1 - t_m}{1 - t_s} \quad [2.55]$$

Debido al grado de aproximación que requiere el valor de $(\overline{u_a}/V)_s$ para resolver [2.53] no parece necesario realizar iteraciones sucesivas con las ecuaciones [2.52] [2.54] y [2.55] para determinar el verdadero valor de t_s y, en consecuencia, el de T_s .

2.4. Conclusiones del capítulo.

Aparte de los resultados prácticos que se presentan en este capítulo para estimar el efecto de escala en los factores de propulsión, merece la pena destacar tres importantes conclusiones que se desprenden del estudio desarrollado:

1. La alteración producida por el propulsor en el flujo hidrodinámico alrededor de la carena es, en su mayor parte, de carácter potencial, por lo que puede considerarse independiente del número de Reynolds. Ahora bien, como la determinación experimental del coeficiente de succión está sensiblemente influida

por la estela, el valor de t , tal y como se ha definido varía con la escala en función de la variación del coeficiente de estela.

2. Aunque el efecto de escala en el rendimiento del propulsor aislado es algo más importante, el valor de este rendimiento deducido de los ensayos de autopropulsión es también menor que el del buque a causa, igualmente, de la variación de la estela, por cuyo motivo trabaja con una carga específica muy superior.

3.—Puesto que los usuales coeficientes de propulsión son una combinación de w_T , t y η_o , se deduce que el efecto de escala en todos ellos está determinado principalmente por la variación del coeficiente de estela con el número de Reynolds.

De aquí la importancia que es preciso dar al conocimiento de la estela real del buque, y para conseguirlo solamente se puede recurrir a la realización cuidadosa de pruebas de mar y a la aplicación de un adecuado tratamiento a los resultados obtenidos.

3. OBTENCIÓN DE RESULTADOS EXPERIMENTALES Y EXTRAPOLACIÓN AL BUQUE.

La previsión del comportamiento del buque en pruebas debe realizarse con aquéllos datos cuya obtención experimental ofrezca una mayor garantía. Estos datos son posiblemente los siguientes:

a) La potencia de remolque de la carena lisa extrapolada por un procedimiento que tenga en cuenta el efecto tridimensional en la resistencia viscosa.

b) Las curvas características de funcionamiento del propulsor aislado, siempre que se hayan obtenido en condiciones supercríticas. Para lo cual, sería recomendable utilizar un modelo de propulsor de tamaño mayor que los normalmente empleados en los ensayos de autopropulsión. En cualquier caso, es conveniente corregir estos resultados por efecto de escala (91).

c) El coeficiente de succión obtenido de los ensayos de autopropulsión, corregido para el buque.

Tienen una garantía relativa, ofrecida a título provisional, los siguientes datos:

a) El coeficiente de estela estimado mediante el método descrito en el apartado 2.2.

b) El coeficiente de corrección aditiva C_a para obtener la resistencia de remolque del buque real.

De todo lo anterior se deduce que el propulsor a emplear en el ensayo de autopropulsión no debe tener por misión la medición directa de la potencia en el eje, ni de las revoluciones, sino de los coeficientes de succión y rotativo relativo. Servirá además como integrador de la estela del modelo.

En definitiva, se propone el siguiente proceso para la previsión de resultados del buque en pruebas a partir de los ensayos con modelos de la carena y del propulsor:

El ensayo de remolque se ha de realizar en el margen de velocidades que interese en cada caso, pero además se correrá varias veces al modelo a baja ve-

locidad ($0,10 < F_n < 0,12$) con el fin de determinar el factor de forma r (90).

La línea de correlación será la ITTC-57 afectada por este factor de forma. Al coeficiente de resistencia obtenido para el buque de casco liso se le añadirá la corrección C_a y el coeficiente de resistencia debido al avance de la obra muerta en el aire en calma. Si no se conocen aún las características geométricas de la superestructura, se puede estimar esta resistencia como un 2 o un 3 por 100 de la total. Es conveniente que la carena esté provista de los apéndices más importantes. De no ser así, es preciso añadir una corrección por apéndices. El coeficiente de resistencia total resultante definirá el "punto de autopropulsión del buque" en el que se ensayará el modelo autopropulsado.

Se ha de realizar un ensayo en aguas libres con el mismo propulsor que se utilice en el ensayo de autopropulsión, y a unas revoluciones análogas, con el fin de obtener las curvas características $K_{T_0} = f_1(J)$, $K_{Q_0} = f_2(J)$ correspondientes a números de Reynolds parecidos. Esta precaución es necesaria porque lo que se pretende con este ensayo es obtener un tarado del propulsor para actuar como integrador de la estela del modelo y para determinar el coeficiente rotativo relativo, en el ensayo de autopropulsión. Este último se llevará a cabo con la deducción de fricción correspondiente al punto de autopropulsión del buque y se tomarán las lecturas habituales de empuje, par y revoluciones.

Con estos datos y los obtenidos del ensayo de propulsor aislado se determinan, por el método de identidad de empuje, los coeficientes de estela w_{T_m} y rotativo η_r del modelo; y de las curvas de empuje y resistencia, el coeficiente de succión.

Se estimará primeramente el efecto de escala en el coeficiente de estela Δw_T , con lo que se determina el coeficiente de estela efectiva del buque $w_{T_s} = w_{T_m} - \Delta w_T$.

El coeficiente de succión del buque t_s se estimará según se indica en el apartado 2.3, con lo que el empuje del buque resulta ser

$$T_s = T_m \frac{1 - t_m}{1 - t_s} \quad [3.1]$$

El resto del proceso se llevará a cabo sobre las curvas características de funcionamiento del propulsor en flujo uniforme obtenidas con ensayos en aguas libres a un número de Reynolds supercrítico. Si estas condiciones no se consiguen con el ensayo del propulsor del modelo, es conveniente construir y ensayar un modelo de propulsor de mayor tamaño o emplear directamente las curvas procedentes de series sistemáticas cuando el proyecto de la hélice se haya basado en aquéllas.

En cualquier caso conviene corregir estas curvas por efecto de escala (91). Y en lugar de utilizar las

curvas tradicionales K_T, K_Q se emplearán las C_T, K_Q siendo $C_T = 8 K_T / \pi J^2$, o también

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho \frac{\pi D^2}{4} V^2 (1 - w_T)^2} \quad [3.2]$$

El valor C_{T1} calculado con el empuje T_s y el coeficiente de estela w_T previstos para el buque a una velocidad V , determina el punto 1 de funcionamiento del propulsor, figura 12. con lo que se obtiene el grado de avance J_0 y el coeficiente de par K_{Q0} .

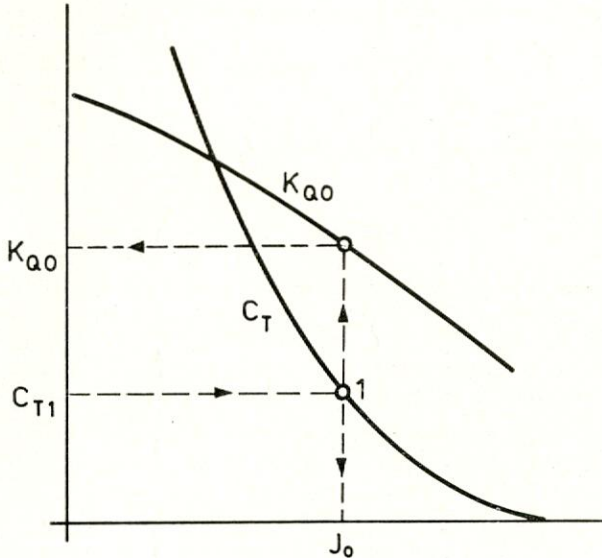


Fig. 12.

Las revoluciones de la hélice en este punto serán por lo tanto

$$n_s = v (1 - w_{T_s}) / J_0 D \quad [3.3]$$

El verdadero coeficiente de par K_{Q_s} de la hélice colocada en la estela del buque es

$$K_{Q_s} = \frac{K_{Q_0}}{\eta_r} \quad [3.4]$$

En consecuencia queda determinado el par absorbido por la hélice.

$$Q_s = K_{Q_s} \rho n_s^2 D^5 \quad [3.5]$$

y la potencia absorbida,

$$P_D = \frac{2 \pi Q_s n_s}{75} \quad [3.6]$$

El rendimiento mecánico η_m de la línea de ejes suele estimarse en 0,98 cuando la maquinaria propulsora está situada a popa, y en 0,97 si está situada en el centro del buque.

La potencia medida en el eje ha de ser finalmente,

$$P_s = P_D / \eta_m \quad [3.7]$$

Para mayor claridad, se relaciona en el siguiente

esquema todo el proceso de determinación de datos experimentales y de extrapolación de estos resultados al buque.

v_m	} del ensayo de remolque.
R_{Tm}	
r	
C_{Tm}	
R_{nm}	
C_{vm}	
C_w	
$v_s^{(*)}$	
V_s	
R_{ns}	
C_{vs}	} del ensayo de autopropulsión.
R_a	
C'_{Ts}	
C_a	
C_{Ts}	
R_{Ts}	
P_B	
D_f	
T_m	
Q_m	
n_m	
t_m	
K_{Tm}	
K_{Qm}	
J_{om}	
K_{Q_0}	
η_r	
J	
w_{Tm}	
Δw_T	
w'_{Ts}	
t_s	
T_s	
C_{T1}	
J_0	
n_s	
$N_s^{(*)}$	
K_{Q_s}	
K_{Q_0}	
Q_s	
P_D	
$P_s^{(*)}$	

Los símbolos que interesan para la previsión del comportamiento del buque en pruebas se han señalado con un asterisco y los que han de servir de base para realizar el análisis de pruebas, están enmarcados por un cuadro.

La potencia determinada por este procedimiento se refiere a las condiciones ideales de pruebas: carena limpia, aguas tranquilas y viento en calma.

4. ANÁLISIS DE PRUEBAS.

4.1. Análisis con medición del empuje y del par.

El análisis correcto de las pruebas de velocidad del buque en la milla medida es de la mayor importancia no sólo porque permite comprobar el cumplimiento

to de las estipulaciones de contrato en cuanto a velocidad y potencia, sino también por la posibilidad de contrastar el método de extrapolación de los resultados de los ensayos con modelos, y acumular un material estadístico disponible para la previsión de los resultados de pruebas de futuros proyectos.

No es preciso subrayar aquí la necesidad de efectuar las medidas a bordo con la mayor precisión y de adoptar las precauciones necesarias para que las pruebas puedan ser consideradas válidas. A estos efectos nos remitimos a la referencia (82) de este trabajo. En consecuencia vamos a partir de los datos de velocidad, empuje, par y revoluciones tomadas a bordo durante sucesivas corridas de la milla, datos que se designarán con el subíndice p : V_p , T_p , Q_p y n_p . Es importante también medir la velocidad relativa del viento V_v así como su dirección en cada una de las corridas.

Debe recordarse que la velocidad medida V_p a tierra no es necesariamente la relativa al agua debido a la existencia de corrientes. De modo que si llamamos V_s a la velocidad del buque relativa al agua, y V_c a la velocidad de la corriente,

$$V_p = V_s + V_c \quad [4.1]$$

Para determinar V_c , que normalmente varía con el tiempo durante la realización de las pruebas de mar, es necesario hacer las corridas sucesivas de la milla en sentidos opuestos. Si se considera como sentido positivo el de avance del buque, V_c adoptará alternativamente signos positivos y negativos en cada corrida, y llevando a un gráfico los valores de V_p medidos aparecerán distribuidos alrededor de dos líneas, figura 13. La línea superior corresponde a los valores $V_p + V_c$, y la inferior a $V_p - V_c$. En consecuencia, la diferencia entre ambas es $2V_c$, quedando así determinada la curva $V_c = f(t)$, con lo que se puede ya calcular la velocidad V_s en aguas tranquilas para cada corrida.

No obstante, este procedimiento es sólo correcto si no se considera la posible acción del aire sobre la obra muerta. Como el aire, no solamente existe, sino que además suele estar en movimiento y su intensidad y dirección pueden variar durante el tiempo de realización de las pruebas, su efecto sobre el buque consistirá en acelerar o disminuir su velocidad en proporciones diferentes para cada corrida, con lo cual se producirá una dispersión en los puntos $V_p = f(t)$ de la figura 13 que puede falsear la estimación de la velocidad de la corriente. Para evitarlo C. W. Prohaska (41) utiliza un gráfico similar al de la figura 13, pero sustituye los valores v_p por $v_p - J n D$, siendo J el grado de avance obtenido de la curva $K_Q = f(J)$ del propulsor del buque, entrando con el valor de K_Q medido en cada corrida.

Este procedimiento puede mejorarse si se lleva a un gráfico un valor v_c' definido así,

$$v_c' = v_p - \frac{J_p n_p D}{1 - w'_{Ts}} \quad [4.2]$$

donde w'_{Ts} es el coeficiente de estela efectiva estimado para el buque, y J_p el grado de avance obtenido de la curva $K_T = f(J)$ de la hélice con el valor $T_p / \rho n_p^2 D^4$ medido en cada corrida. Si no se dispone de la medida del empuje se puede utilizar análogamente la curva $K_Q = f(J)$.

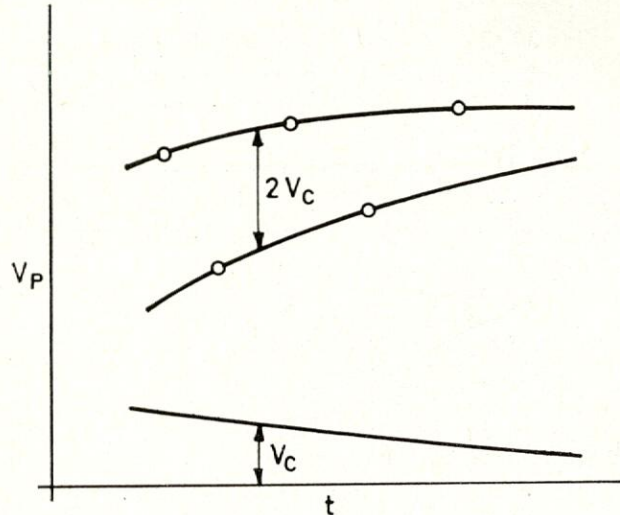


Fig. 13.

Obsérvese que $J_p n_p D / (1 - w'_{Ts})$ es el valor V_s' estimado para la velocidad relativa al agua del buque utilizando el propio propulsor como corredera, de modo que, teniendo en cuenta [4.1], la expresión [4.2] puede sustituirse por

$$V_c' = (V_s - V_s') + V_c \quad [4.3]$$

$V_s - V_s'$ es error consecuente a la estimación de la estela w'_{Ts} , cuyo valor real se desconoce aún, pero en cualquier caso, debe ser un error pequeño y sistemático, por lo que V_c' adoptará en corridas sucesivas valores superiores e inferiores, alternativamente, a $V_s - V_s'$ en la cantidad V_c . De modo que llevando los valores de V_c' en función del tiempo se obtienen dos curvas, figura 14, cuya semidiferencia entre sus ordenadas es la velocidad de la corriente en cada momento. Con este procedimiento se elimina la dispersión de resultados a que puede dar lugar la resistencia del viento. En efecto, supongamos que de una corrida sin viento se deduce un valor de V_c' con el significado dado por [4.3], donde según se ha indicado,

$$V_s' = V_a / (1 - w'_{Ts}) \quad [4.4]$$

Si esta misma corrida se hubiera realizado con viento de proa, por ejemplo, la velocidad del buque V_p habría disminuido una cantidad igual a la disminución de la velocidad relativa al agua ΔV_s . Lo cual trae consigo una variación de V_a ,

$$\Delta V_a = \Delta V_s (1 - w'_{Ts}) \quad [4.5]$$

pues se supone que la variación de w'_{Ts} en este intervalo de velocidad es despreciable. Ahora bien, esta alteración de la velocidad es detectada por la hélice,

que pasa a funcionar a un grado de avance menor. Este viene determinado por el nuevo valor de K_T , de forma que en esas condiciones el valor de V_a calculado partiendo de las curvas de propulsor aislado se-

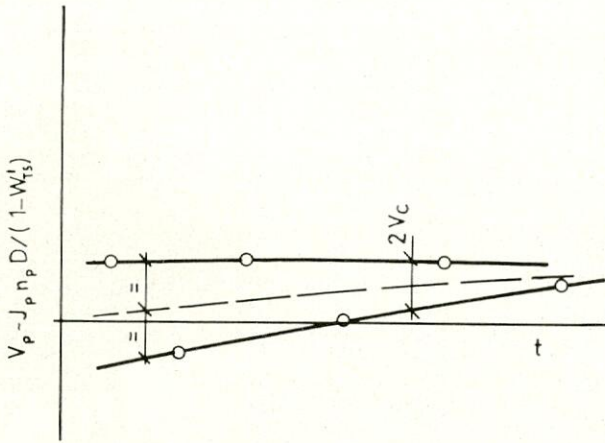


Fig. 14.

ría ΔV_a menor que si no hubiera viento y, por consiguiente, el incremento en el valor de V_s' sería, según [4.4],

$$\Delta V_s' = \Delta V_a / (1 - w'_{Ts}) \quad [4.6]$$

La variación de V_c' sería por lo tanto, de ecuación [4.3],

$$\begin{aligned} \Delta V_c' &= \Delta V_s - \Delta V_s' = \\ &= \Delta V_a \left[\frac{1}{1 - w_{Ts}} - \frac{1}{1 - w'_{Ts}} \right] \end{aligned} \quad [4.7]$$

y teniendo en cuenta que $w_{Ts} \simeq w'_{Ts}$,

$$\Delta V_c' \simeq 0 \quad [4.8]$$

En cualquier caso, como el error en la estimación de w_{Ts} si no nulo será pequeño, $\Delta V_c'$ ha de ser una pequeña fracción de ΔV_a . En consecuencia, la dispersión de los puntos V_c' en cada una de las curvas de la figura 14 debe ser mínima, consiguiéndose por este procedimiento determinar la velocidad de la corriente con independencia de las alteraciones producidas por el viento.

Es evidente que este método sería incorrecto si las corrientes tuvieran una componente transversal a la dirección de la marcha del buque lo suficientemente grande como para alterar el coeficiente de estela efectiva en uno u otro sentido. Ahora bien, en general esta circunstancia no se suele dar, ya que tanto la corriente como las corridas de la milla suelen ser paralelas a la costa. Por otra parte, en el caso de que la componente transversal de la corriente fuese importante se produciría un aumento considerable en la resistencia al avance del buque y un momento de giro que sería preciso anular mediante la acción del timón, con lo que las pruebas no tendrían validez.

Una vez conocida la velocidad relativa del buque

respecto al agua en cada corrida $V_s = V_p - V_c$ se determina el coeficiente de estela efectiva real del buque,

$$w_{Ts} = \frac{J_s - J_p}{J_s} \quad [4.9]$$

siendo $J_s = v_s / n_p D$ el grado de avance anteriormente definido.

Recordamos que las previsiones de potencia y velocidad se efectúan para condiciones de pruebas en aguas tranquilas y viento en calma. Conviene, por lo tanto, determinar los valores que tomarían el empuje, el par y las revoluciones si las pruebas se hubieran realizado en tales condiciones.

La resistencia de remolque del buque a la velocidad V_s corregida por corrientes y con el aire en calma sería la diferencia entre la resistencia de remolque estimada a partir del empuje medido en pruebas y la resistencia debida al viento, descontando de ésta, naturalmente, la resistencia del aire debida a la velocidad propia del buque. En efecto,

$$R_s = T_p (1 - t_s) - (R_{vi} - R_a) \quad [4.10]$$

donde t_s es el coeficiente de succión del modelo extrapolado al buque, R_{vi} es la componente longitudinal de la resistencia debida al viento, calculada según su dirección y velocidad relativa V_v medida en cada corrida y R_a la resistencia al avance de la obra muerta en el aire a la velocidad V_s .

El coeficiente de resistencia total del buque es ahora conocido:

$$C_{Ts} = \frac{R_s}{\frac{1}{2} \rho S v_s^2} \quad [4.11]$$

que permite deducir el coeficiente de corrección aditivo C_a definido por la ITTC.

Si suponemos que el coeficiente de succión varía poco entre las dos condiciones (con o sin viento) el empuje de la hélice en condiciones ideales sería:

$$T_s = \frac{R_s}{1 - t_s} \quad [4.12]$$

Ahora bien, en tales condiciones ideales las revoluciones del propulsor a velocidad de avance constante serían algo diferentes de las medidas durante las pruebas. Para calcularlas se puede recurrir a la curva $C_T = f(J)$ en figura 15.

El punto 1 de esta curva corresponde a la situación real de pruebas, o sea, desarrollando el propulsor el empuje T_p . Si se sustituye T_p por el valor T calculado según [4.12] se obtiene el punto 2, al cual corresponde un grado de avance J_0 que determina el valor de las revoluciones por segundo en condiciones ideales de pruebas.

$$n_s = \frac{v_s (1 - w_{Ts})}{J_0 D} \quad [4.13]$$

Queda sólo por corregir el valor del par a estas condiciones ideales, para lo cual se ha de recordar que en este trabajo ha sido elegida la igualdad de empuje para definir los coeficientes de propulsión. Esto

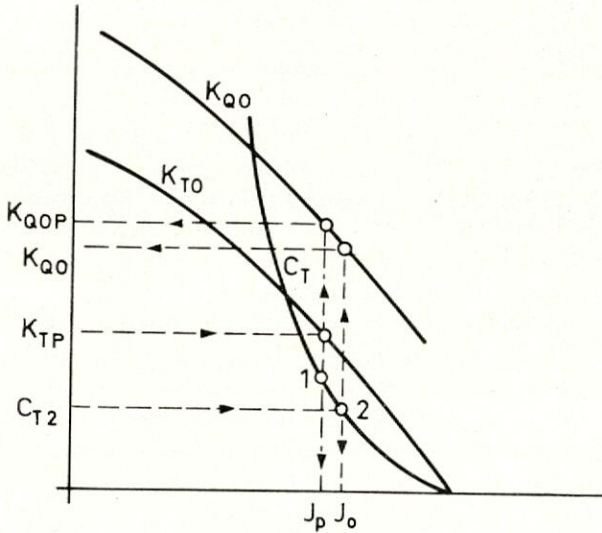


Fig. 15.

significa que el valor del coeficiente de par K_{Q0P} obtenido de las curvas características (Fig. 15) para el grado de avance J_p ha de diferir del calculado con los datos de pruebas:

$$K_{Qp} = \frac{Q_p}{\rho n_p^2 D^5} \quad [4.14]$$

y el cociente de los dos valores es precisamente el coeficiente rotativo relativo real:

$$\eta_{rs} = \frac{K_{Q0P}}{K_{Qp}} \quad [4.15]$$

Según lo expuesto antes, al pasar de las condiciones reales de pruebas a las ideales, el grado de avance varía de J_p a J_0 , y por consiguiente K_{Q0P} se desplaza a K_{Q0} (Fig. 15). Se puede admitir que en este intervalo el coeficiente rotativo relativo permanece constante, luego el par motor del propulsor en condiciones ideales viene expresado por

$$Q_s = \eta_{rs} K_{Q0} \rho n_s^2 D^5 \quad [4.16]$$

La potencia que absorbería la hélice sería

$$P_D = \frac{2 \pi Q_s n_s}{75} \quad [4.17]$$

y por último, la potencia en el eje,

$$P_s = P_D / \eta_m \quad [4.18]$$

Las curvas características que se utilicen para el análisis de pruebas han de ser las extrapoladas al propulsor real o en su defecto, las correspondientes

a ensayos supercríticos con un modelo semejante de tamaño adecuado. En cualquier caso, serán las mismas curvas que se hubiesen empleado en la previsión de los resultados de pruebas a partir de los ensayos del canal.

Para más claridad se resume el proceso descrito en el siguiente cuadro:

V_p	} medidas directamente en pruebas.
T_p	
Q_p'	
n_p	
K_{Tp}	
$Q_p = Q_p' \eta_m$	
$K_{Tp} = T_p / \rho n_p^2 D^4$	
J_p	de las curvas características mediante K_{Tp} .
w_{Ts}	estimado por extrapolación de w_{Tm} del modelo.
V_c	de las curvas $v_p = J_p n_p D / (1 - w_{Ts})$ para distintas corridas.
$V_s^{(*)}$	$V_s = V_p - V_c$ (V_c es positivo o negativo según el sentido de la corrida).
J_s	$J_s = v_s / n_p D$.
w_{Ts}	$w_{Ts} = (J_s - J_p) / J_s$.
R_{vi}, R_a	del modelo, corregido por efecto de escala.
t_s	$R_s = T_p (1 - t_s) - (R_{vi} - R_a)$.
R_s	
C_{Ts}	$C_{Ts} = 2 R_s / \rho S v_s^2$.
T_s	$T_s = R_s / (1 - t_s)$.
C_{Ts}	de los ensayos, sin corrección aditiva.
C_a	$C_a = C_{Ts} - C'_{Ts}$.
C_{T2}	$C_{T2} = 8 T_s / \rho \pi D^2 V_s^2 (1 - w_{Ts})^2$.
J_0	de la curva $C_T = f(J)$ con C_{T2} .
n_s	$n_s = v_s (1 - w_{Ts}) / J_0 D$.
$N_s^{(*)}$	$N_s = 60 n_s$.
K_{Qp}	$K_{Qp} = Q_p / \rho n_p^2 D^5$.
K_{Q0P}	de las curvas características, con J .
η_{rs}	$\eta_{rs} = K_{Q0P} / K_{Qp}$.
K_{Q0}	de las curvas características, con J_0 .
K_{Qs}	$K_{Qs} = K_{Q0} / \eta_{rs}$.
Q_s	$Q_s = K_{Qs} \rho n_s^2 D^5$.
P_D	$P_D = 2 \pi Q_s n_s / 75$.
$P_s^{(*)}$	$P_s = P_D / \eta_m$.

Los símbolos con asterisco interesan para comprobar el cumplimiento del contrato. Los enmarcados en un cuadro servirá de información para previsiones posteriores de pruebas de nuevos buques.

Para resumir y aclarar a la vez el enfoque que se pretende dar con este trabajo al problema de la correlación modelo-buque, conviene analizar de nuevo la expresión del rendimiento de propulsión,

$$\frac{P_R}{P_D} = \eta_0 \cdot \frac{1 - t}{1 - w_t} \cdot \eta_r \quad [4.19]$$

Es evidente que para poder conocer el verdadero valor de cada una de estas magnitudes sería necesario realizar con el buque los mismos ensayos que se efectúan con el modelo, es decir, ensayos de remolque, de propulsor aislado y de autopropulsión. De estos tres ensayos el único que se lleva a cabo es precisamente este último, ya que en definitiva las pruebas de la milla no son otra cosa que ensayos de autopropulsión. En cambio, realizar pruebas de remolque

con buques reales y de propulsor aislado con hélices a escala natural es prácticamente imposible. En consecuencia, es necesario partir de unas determinadas hipótesis para deducir de las pruebas de mar cada uno de los términos de la expresión [4.19]. Las hipótesis hechas son las siguientes:

a) El coeficiente de resistencia de remolque de un buque de carena hidrodinámicamente lisa se puede predecir de los ensayos con modelos extrapolando los resultados mediante la línea ITTC-57 y aplicando un factor de forma deducido experimentalmente (hipótesis de Hughes).

b) Este coeficiente ha de ser corregido mediante la adición de un coeficiente de resistencia C_a que englobe el efecto de rugosidad del casco y el influjo mutuo entre viscosidad y formación de olas.

c) Las curvas características del propulsor experimentan un efecto de escala que debe ser corregido (91).

d) Igual ocurre con el coeficiente de succión.

e) El coeficiente de estela efectiva está sometido a un importante efecto de escala. Provisionalmente se puede estimar según se explica en el apartado 2.2. Pero esta es una magnitud que se puede deducir de las pruebas del buque y conviene, igual que para C_a , la acumulación de futuros datos.

f) El coeficiente rotativo relativo se puede considerar en principio exento del efecto de escala. Ahora bien, puesto que este análisis de pruebas permite la determinación de su valor real, la experiencia dirá si esta hipótesis es correcta. Aunque se demostrará que los valores de η_r medidos en el modelo y en el buque no coincidieran con una frecuencia significativa, no se podría deducir que esta hipótesis no es cierta, antes bien habría que reconsiderar la validez de la hipótesis c) en la cual se basa la determinación de η_r .

4.2. Análisis sin medición del empuje.

Debe constituir una norma obligada tomar medidas del empuje, no sólo del par, durante las pruebas de la milla. Ahora bien, considerando que aún transcurrirá algún tiempo hasta que este procedimiento se generalice, se describe a continuación el proceso de análisis a seguir cuando sólo se disponga de la medida del par.

Como es lógico, este proceso ha de ser muy similar al expuesto anteriormente, con la diferencia de que el papel que desempeñaba allí la curva característica $K_{TQ} = f(J)$, lo representará, en este caso, la curva $K_{QO} = f(J)$. Ha de observarse asimismo que el análisis de pruebas descrito en 4.1 permite determinar los valores de tres magnitudes relativas al buque: C_a , w_{Ts} y η_r . Puesto que en este caso carecemos del dato T_s , es necesario prescindir de la obtención de uno de los tres valores citados. La elección debe recaer, según parece obvio, sobre el rendimiento ro-

tativo, que se supondrá independiente del efecto de escala sin posibilidad de comprobación posterior.

Con el fin de uniformar criterios se mantendrá el principio de identidad de empujes para definir todos los coeficientes de propulsión. Según esto, para determinar la velocidad de las corrientes durante las pruebas de mar se utilizará la curva $K_{QO} = f(J)$, pero entrando, no con $K_{Qp} = Q_p / \rho n_p^2 D^5$, sino con el valor $K_{Qp0} = K_{Qp} \eta_r$, figura 16, con lo que se obtiene el grado de avance J_p definido en 4.1, Determinando el valor de la corriente según ya se ha explicado, se conoce la velocidad V_s del buque relativa al agua y, en consecuencia, el coeficiente de estela efectiva w_{Ts} .

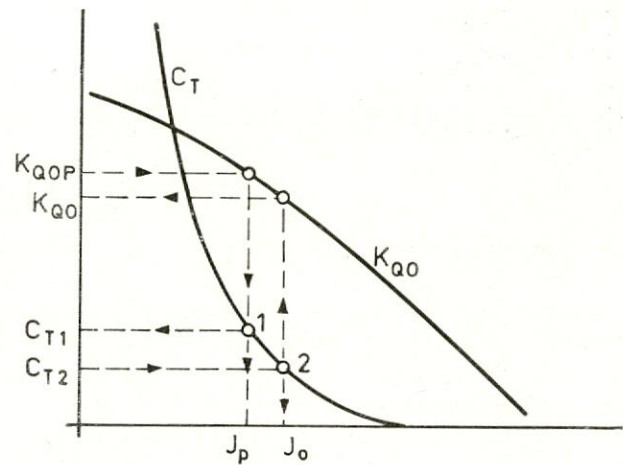


Fig. 16.

La corrección de los valores de n_p y Q_p medidos en pruebas para la condición de viento en calma se puede efectuar de idéntica manera que en 4.1, es decir, utilizando la curva $C_T(J)$, figura 16. En este caso el punto 1 permite estimar el empuje de la hélice,

$$T_p = C_{T1} \frac{1}{2} \rho V_s^2 (1 - w_{Ts})^2 \frac{\pi D^2}{4} \quad [4.20]$$

y con el empuje se tiene también la resistencia de remolque $R_p = T_p (1 - t_s)$ de la que se descuenta la resistencia del viento $R_{oi} - R_a$. En fin, el resto del proceso continúa como se ha explicado, con la única diferencia de que ahora η_r es el obtenido con el modelo, en lugar de ser el valor derivado directamente de pruebas.

A continuación se da un cuadro del análisis de pruebas cuando no se dispone de la medida del empuje, análogo al presentado en el apartado anterior.

V_p	} medidas directamente en pruebas.
Q_p'	
n_p	
Q_p	$Q_p = Q_p' \eta_m$
K_{Qp}	$K_{Qp} = \frac{Q_p}{\rho n_p^2 D^5}$
η_r	del modelo.
K_{Qop}	$K_{Qop} = \eta_r K_{Qp}$
J_p	de las curvas características, mediante K_{Qop} .
w'_{Ts}	estimado por extrapolación de w_{Tm} del modelo.

V_s	de las curvas $V_p - J_p n_p D / (1 - w'_{Ts})$.
$V_s^{(*)}$	de las curvas $V_p - J_p n_p D / (1 - w'_{Ts})$ para distintas corridas.
J_s	$J_s = v_s / n_p D$.
w_{Ts}	$w_{Ts} = (J_s - J_p) / J_s$.
R_{ei}, R_a	del modelo, corregido por efecto de escala.
t_s	de la curva $C_T = f(J)$, con J_p .
C_{T1}	$T_p = C_{T1} \rho \pi D^2 v_s^2 (1 - w_{Ts})^2 / 8$.
T_p	$R_s = T_p (1 - t_s) - (R_{ei} - R_a)$.
R_s	$C_{Ts} = 2 R_s / \rho S v_s^2$.
C_{Ts}	del modelo, sin corrección aditiva.
C'_{Ts}	
C_a	$C_a = C_{Ts} - C'_{Ts}$.
T_s	$T_s = R_s / (1 - t_s)$.
C_{T2}	$C_{T2} = 8 T_s / \rho \pi D^2 V_s^2 (1 - w_{Ts})^2$.
J_o	de la curva $C_T = f(J)$ con C_{T2} .
n_s	$n_s = v_s (1 - w_{Ts}) / J_o D$.
$N_s^{(*)}$	$N_s = 60 n_s$.
K_{00}	de las curvas características, con J_o .
K_{Qs}	$K_{Qs} = K_{00} / \eta_{rs}$.
Q_s	$Q_s = K_{Qs} \rho n_s^2 D^5$.
P_D	$P_D = 2 \pi Q_s n_s / 75$.
$P_s^{(*)}$	$P_s = P_D / \eta_m$.

4.3. Nuevo método de corrección de resultados por aguas poco profundas.

Aunque normalmente se exige una profundidad mínima para la realización de las pruebas de la milla (82), puede ocurrir que en algún caso concreto se lleven a cabo en aguas de fondo algo menor que el recomendado. En este caso es necesario corregir los resultados de pruebas teniendo en cuenta esta circunstancia, pudiéndose considerar las pruebas válidas siempre que la corrección de la velocidad por efecto del fondo sea poco importante.

A continuación se va a tratar brevemente el problema del efecto de aguas poco profundas en la resistencia al avance de una carena, en su relación con el análisis de pruebas de mar.

La presencia de un fondo relativamente próximo a la superficie da origen a la modificación de la distribución de presiones alrededor de la carena del buque, aumentando la sobrepresión a proa y la depresión en popa, así como las velocidades relativas en el forro. De modo que tanto la resistencia por formación de olas como la resistencia viscosa son mayores que las experimentadas por el buque en aguas de profundidad infinita a la misma velocidad.

El efecto del fondo en la resistencia al avance debería plantearse, por lo tanto, como el estudio de un flujo uniforme que incide sobre un obstáculo, el buque, y cuyas condiciones en los límites vienen impuestas no sólo por la superficie libre y por la velocidad en el infinito, sino también por la presencia próxima del fondo, donde la componente de la velocidad normal a su superficie ha de ser nula. Naturalmente la solución teórica del problema presenta, por lo menos, las mismas dificultades que el cálculo de la resistencia en aguas profundas. Es preciso recurrir a soluciones prácticas, y en esta línea no se puede eludir la referencia al trabajo de Schlichting (83) que, aunque publicado en 1934, ha pasado a ser

base prácticamente de todos los trabajos posteriores sobre el tema. A pesar de ello no se puede decir que el análisis de este problema realizado por Schlichting sea definitivo, y en consecuencia, debe ser considerado como una primera aproximación.

Según este autor el efecto de velocidad de un buque que navega en aguas de profundidad limitada se debe esencialmente a dos causas:

- a) La disminución de la velocidad (ΔV_w) de propagación de las olas originadas por el buque.
- b) El aumento de la velocidad media del flujo (ΔV_b) sobre la carena debido a la restricción causada por la profundidad limitada ("back flow").

En agua de profundidad h la velocidad de propagación de olas de longitud L_w viene dada por la expresión,

$$V_w^2 = \frac{g L_w}{2 \pi} \tanh \frac{2 \pi h}{L_w} \quad [4.21]$$

Cuando la profundidad es muy grande la relación h/L_w se acerca a infinito y $\tanh (2 \pi h/L_w)$ se aproxima a la unidad. Con lo que la velocidad de propagación en aguas profundas es

$$V_\infty^2 = \frac{g L_w}{2 \pi} \quad [4.22]$$

La hipótesis de Schlichting consiste en admitir que la resistencia por formación de olas de una determinada carena viene definida por la longitud de las olas, creadas por ésta. De modo, que la resistencia R_w de un buque que navega en aguas de profundidad h a la velocidad V_w es la misma que tendría navegando a velocidad V_∞ en aguas profundas.

Este supuesto incluye dos inexactitudes. Primero, que al variar la profundidad no sólo se altera la longitud de las olas para una velocidad dada, sino también su forma; es decir, que no hay una relación biunívoca entre la longitud y la energía de las olas. Segundo, que el aumento de velocidad media (ΔV_b) citado en el apartado b) influye también en la resistencia de olas, no sólo en la resistencia viscosa. No obstante, el criterio de Schlichting puede considerarse como una aproximación aceptable cuando el efecto del fondo es poco importante. Este es el caso de las pruebas de velocidad sobre la milla que estamos considerando, ya que para su realización se exige en cada caso una profundidad mínima por debajo de la cual, las pruebas no tienen validez.

En la figura 17 se describe el método para determinar la curva de resistencia total de una carena en profundidad limitada a partir de las curvas de resistencia total y de fricción en aguas profundas. La resistencia total en profundidad infinita de un buque a velocidad V_∞ viene dada por la ordenada del punto A. La velocidad V_w a la cual R_w es la misma para

una profundidad h se obtiene de [4.21] y [4.22] por eliminación de L_w . Trasladado el punto A paralelamente a FG hasta la abscisa de V_w se obtiene la ordenada del punto B que sería la resistencia en aguas limitadas sin tener en cuenta el incremento de velocidad media del flujo junto a la carena. Por lo tanto, si se traslada ahora B en dirección paralela al eje de abscisas en un segmento ΔV_b se obtiene el

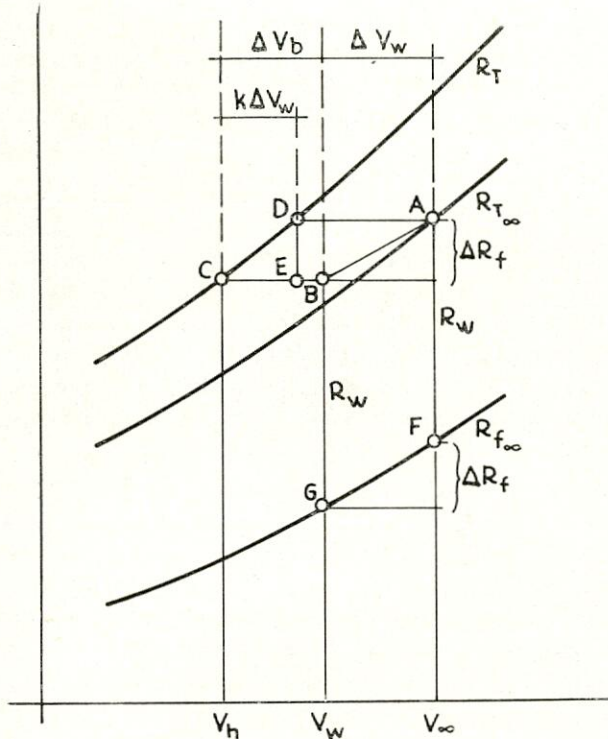


Fig. 17.

punto C de la curva de resistencia total en aguas de profundidad h .

La reducción de velocidad ΔV_b fue estudiada por Schlichting ensayando modelos en aguas profundas y limitadas, y encontró que la variable más influyente era la relación $\sqrt{A_M/h}$ (A_M , área de la sección máxima). En figura 18 se representan las curvas V_w/V_∞ en función de V_∞/\sqrt{hg} , y V_h/V_w en función de $\sqrt{A_M/h}$ dadas por Schlichting, las cuales

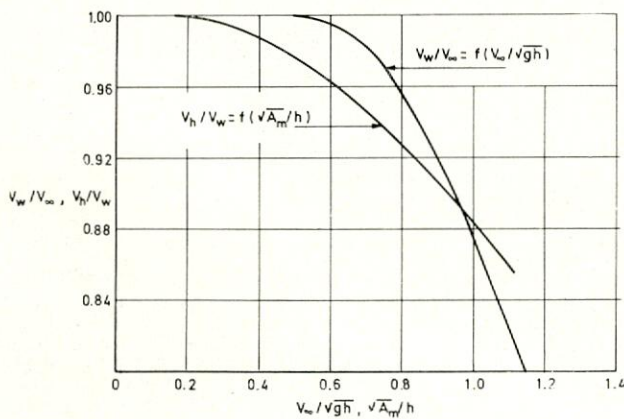


Fig. 18.

permiten calcular los valores de ΔV_w y ΔV_b . Para facilitar la estimación de la corrección total $\Delta V_w + \Delta V_b$ este autor preparó un diagrama, representado en la figura 19, que no es sino una consecuencia de las curvas de la figura 18. Ha de tenerse en cuenta en la aplicación de este diagrama que la pérdida de velocidad $\Delta V_w + \Delta V_b$ conduce a un punto de resistencia más baja que en aguas poco profundas según puede verse en figura 17.

Lackenby (85) recomienda realizar la corrección $\Delta V_b + \Delta V_w + -k \Delta V_w$ que corresponde a resistencia constante, figura 17. El valor de k se deduce fácilmente de esta figura, donde $k \Delta V_w = CE$ ya que

$$CE = \Delta R_f \cdot \frac{dV}{dR_T}$$

$$\Delta R_f = \Delta V_w \cdot \frac{dR_f}{dV}$$

y por lo tanto,

$$CE = \Delta V_w \cdot \frac{dR_f}{dV} \cdot \frac{dV}{dR_T} \quad [4.23]$$

Si se supone que la variación de la resistencia con la velocidad tiene en el tramo que se considera, la forma $R = A V^n$, siendo A una constante y siendo n distinto para cada tipo de resistencia, por lo que

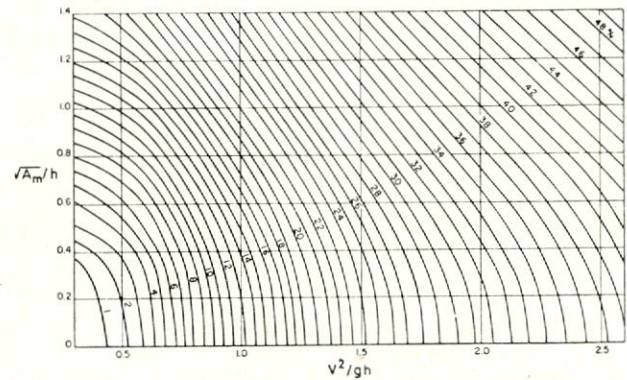


Fig. 19.

hay que afectarle del subíndice correspondiente, se obtiene

$$\frac{dR_T}{dV} = n_T \cdot \frac{R_T}{V} \quad [4.24]$$

$$\frac{dR_f}{dV} = n_f \cdot \frac{R_f}{V} \quad [4.25]$$

y en consecuencia

$$CE = \Delta V_w \cdot \frac{R_f n_f}{R_T n_T}$$

y,

$$k = \frac{R_f n_f}{R_T n_T} \quad [4.26]$$

El valor de n_f , aunque algo menor, puede suponerse igual a 2, pero el de n_T puede variar ampliamente, de modo que para calcularlo en cada caso es preciso conocer dos puntos de la curva R_T relativamente próximos y entonces n_T vendría dado por

$$n_T = \frac{\log. \frac{R_1}{R_2}}{\log. \frac{V_1}{V_2}} \quad [4.27]$$

Según se verá a continuación, la mayoría de las pruebas de la milla se realizan a números de Froude relativos a la profundidad $F_n = v/\sqrt{gh}$ suficientemente bajos para que la corrección ΔV_w sea despreciable, en cuyo caso la corrección de velocidad se reduce a ΔV_b , y se ha de efectuar a resistencia constante.

En la figura 18 se puede ver que para $V/\sqrt{gh} < 0,6$, que es prácticamente equivalente a la recomendación de profundidad mínima $h < 0,074 V^2$ (V en nudos) de la propuesta de norma para pruebas sobre la milla medida de la A. I. C. N. (82), la relación V_w/V_∞ es prácticamente la unidad, o sea $\Delta V_w \simeq 0$.

Este criterio da las velocidades por debajo de las cuales no es preciso corregir por variación de velocidad de propagación de las olas en las distintas bases españolas.

Bases medidas españolas	Profundidad en metros	Velocidad en nudos
"Ría de Ares". El Ferrol ...	34-17	18
"San Jorge". El Ferrol	60	28
"Castro - Urdiales". Santander	50	26
"Estay-Prigue". Vigo	40	23
"Rota-Chipiona". Cádiz	20	16
"Zahara de los Atunes". Cádiz	60	28
"Terrosa-Palomas". Cartagena	75	32
"Valencia (Puig)".	35	22
"Islares". Bilbao	35	27

De aquí se deduce que para la mayoría de las bases medidas y de los buques mercantes en pruebas no es necesario hacer la corrección ΔV_w . Por lo que la corrección de velocidad, a igualdad de resistencia, queda reducida a ΔV_b .

El gráfico de Schlichting, figura 19, abarca hasta valores de $\sqrt{A_M}/h$ de 1,40, donde la corrección de velocidad ΔV_b , supuesto ΔV_w despreciable, es del orden de un 16 por 100. Naturalmente es inadmisibles realizar las pruebas de la milla en una profundidad tal que de lugar a correcciones tan elevadas. Esta corrección, no debiera ser superior al 2 o al 3

por 100, pero esta zona queda indefinida en este gráfico. Lackenby lo ha completado (85) utilizando datos experimentales procedentes de pruebas reales con buques de diferentes características, proponiendo la siguiente expresión analítica:

$$\frac{\Delta V_b}{V} = 0,124 \left[\frac{A_M}{h^2} - 0,05 \right] \text{ para } \frac{\sqrt{A_M}}{h} > 0,225 \quad [4.28]$$

J. R. Scott (86) opina que la fórmula de Lackenby proporciona correcciones un poco bajas, y propone otra expresión:

$$\frac{\Delta V_b}{V} = 0,90 \frac{A_M^2}{h^4} \text{ para } \frac{\sqrt{A_M}}{h} < 0,5 \quad [4.29]$$

La expresión [4.28] representada en un gráfico cuyo eje de abscisas sea A_M/h^2 , es una recta de pendiente 0,124 que corta a este eje en $x = 0,05$. En cambio [4.29] es una parábola de segundo grado de eje vertical que no corta a la recta [4.28] en ningún punto y que, por lo tanto, proporciona correcciones más elevadas con un exceso creciente a medida que aumenta $\sqrt{A_M}/h$. Por ejemplo, la corrección de la velocidad dada por Lackenby para $\sqrt{A_M}/h = 0,5$ es de 2,5 por 100. En cambio la de Scott sería de 5,6 por 100 para la misma profundidad. Ante esta sensible disparidad de resultados, es evidente la necesidad de una contrastación empírica para lo cual se han realizado nuevos ensayos de remolque con el modelo de la serie 60 construido para este trabajo, vaciando el canal hasta tener una profundidad de 0,46 metros. Se ha elegido esta profundidad con el fin de que la relación V/\sqrt{gh} sea inferior a 0,6 en el intervalo de velocidades correspondiente a estos ensayos (de 1,0 a 1,2 m/s); de este modo la corrección ΔV_w será despreciable.

En la figura 20, se representan las curvas de re-

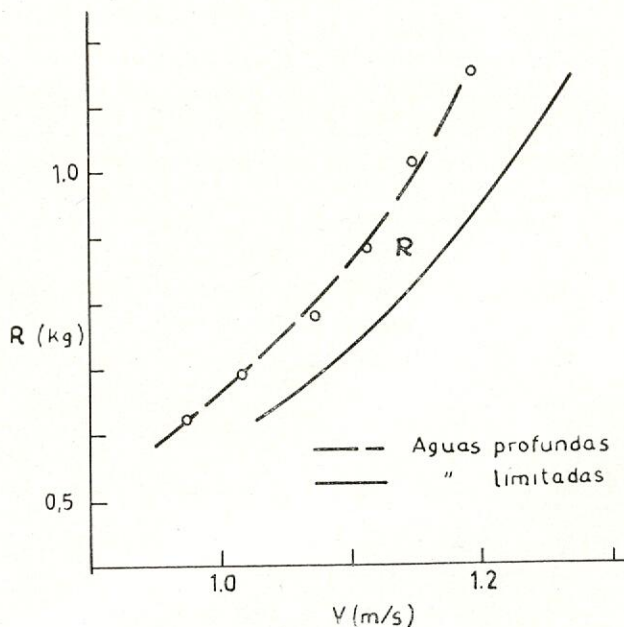


Fig. 20

sistencia de remolque de este modelo en aguas profundas y con profundidad limitada. Puede observarse que el incremento de velocidad al pasar de aguas limitadas a aguas profundas no es un porcentaje constante para todos los puntos de la curva, sino que aumenta ligeramente desde un 5 por 100 en el punto de velocidad más baja, hasta un 5,9 por 100 a la velocidad máxima. La previsión de este incremento según la fórmula de Lackenby es de 5,2 por 100, lo que constituye un buen resultado. En cambio la fórmula de Scott da para este caso un incremento del 20 por 100 en la velocidad. Si bien es cierto que el valor $\sqrt{A_M/h} = 0,68$ queda fuera del campo de aplicabilidad de la expresión [4.29], puede suponerse que la fórmula de Scott proporcionará correcciones demasiado optimistas incluso con profundidades superiores. Por todo lo cual, parece recomendable la aplicación de la fórmula de Lackenby para estimar la corrección de la velocidad por aguas poco profundas. No obstante se va a deducir a continuación un procedimiento para estimar el efecto del fondo a partir de los datos tomados en pruebas.

Una vez realizada la corrección de velocidad no será preciso efectuar ninguna otra corrección con tal de que se consideren los valores de empuje par y revoluciones medidos en aguas limitadas, como los correspondientes a la velocidad corregida en aguas profundas. Esto es correcto si el efecto del fondo es suficientemente pequeño como para suponer que el incremento de velocidad relativa ΔV_b no trae consigo una variación apreciable de los coeficientes de propulsión.

Veamos ahora como incide esta corrección de velocidad por aguas poco profundas en el análisis de pruebas que se propone en este trabajo. Según se acaba de mostrar puede admitirse que, en un tanto por ciento elevado de las pruebas de mar sobre la milla, el efecto de la relativa proximidad del fondo consiste solamente en un incremento en la velocidad media del flujo alrededor de la carena. Como, por otra parte, este efecto ha de ser pequeño a fin de que las pruebas tengan validez, puede suponerse que la distorsión del flujo será inapreciable y que, por lo tanto, los coeficientes de propulsión serán iguales a los que tendría el buque en aguas de profundidad infinita. En consecuencia, cuando se realizan las pruebas con profundidad relativamente pequeña, la velocidad del buque respecto del agua, es superior a la calculada por la ecuación [4.1] en una cantidad ΔV , función de $\sqrt{A_M/h}$:

$$V_s = V_p - V_c + \Delta V \quad [4.30]$$

siendo, como antes, V_c la velocidad de la corriente y V_p la medida respecto a tierra.

La expresión de V_c' definida en ecuación [4.2], es en este caso,

$$V_c' = V_p - J_p n_p D / (1 - w'_{Ts}) = [(V_s - V_s') - \Delta V] + V_c \quad [4.31]$$

Por lo tanto, el efecto del fondo en las curvas para determinar la velocidad de la corriente V_c (figura 14), consistirá solamente en un desplazamiento vertical negativo de valor ΔV , conservándose la distancia entre las dos curvas y, en consecuencia, los valores de V_c . En definitiva, el procedimiento propuesto en este último capítulo para determinar la velocidad de la corriente en aguas profundas sigue siendo válido cuando las pruebas se realizan con una profundidad relativamente limitada.

Teniendo solamente en cuenta que la velocidad del buque respecto del agua viene en este caso determinada por la ecuación [4.30] en lugar de [4.1], el proceso de análisis de pruebas continúa a partir de este valor tal y como ya se ha descrito sin necesidad de introducir ninguna otra corrección complementaria.

Si, una vez determinado el verdadero valor de coeficiente de estela w_{Ts} mediante el análisis de pruebas propuesto, se prepara un gráfico similar al de la figura 14, pero llevando los valores de

$$V_p - J_p n_p D / (1 - w_{Ts}) \quad [4.32]$$

obtenidos en cada corrida, es decir, el verdadero valor de $V_p - V_s$ en lugar del estimado $V_p - V_s'$ la ecuación [4.31] se convierte en

$$V_c' = -\Delta V + V_c \quad [4.33]$$

con lo que la ordenada media de las dos curvas de la figura 14 es precisamente el incremento de velocidad debido a la proximidad del fondo. El valor de ΔV así determinado puede servir para comprobar si el efecto del fondo estimado había sido correcto. Si fuera conveniente podría repetirse el análisis de pruebas empleando el verdadero valor de ΔV .

Como consecuencia, puede decirse que el método propuesto en este trabajo para calcular la velocidad de la corriente durante la realización de las pruebas de mar no sólo puede proporcionar unos valores más correctos de la velocidad real del buque respecto del agua, sino que además ha permitido deducir un procedimiento para determinar el efecto de aguas poco profundas en la resistencia al avance, a partir de datos obtenidos directamente de las pruebas.

4.4. Estado de la mar.

Las previsiones del canal se refieren siempre a unas condiciones de pruebas ideales con aguas tranquilas y viento en calma. Así como la resistencia del viento puede estimarse con suficiente aproximación, como hemos visto, midiendo la velocidad relativa al buque, es prácticamente imposible estimar el aumento de resistencia debido al estado de la mar, ya que, en principio, la definición de éste es muy imprecisa.

Esta determinación suele hacerse utilizando las clásicas denominaciones de mar en calma, rizada, marejadilla, etc., que a la vez están relacionadas con

la fuerza del viento medida según la escala Beaufort. En vista de ello no es recomendable realizar las pruebas con un estado de la mar con calificación superior a la fuerza 3 en la escala Beaufort, según se recomienda en la propuesta de norma de la A. I. C. N. (82). El aumento de resistencia por este concepto será entonces pequeño y, en cualquier caso, deberá incluirse en el coeficiente de corrección C_a .

Agradecimiento.

El autor desea agradecer a don Luis de Mazarredo, Director de la Asociación de Investigación de la Construcción Naval, entidad patrocinadora de este trabajo la supervisión del mismo.

Al ya fallecido don Manuel L. Acevedo, que facilitó los resultados de los ensayos realizados en el Canal del Pardo, cuando era Director de este Centro.

Al señor Fernández-Vega, que ha colaborado con la preparación de los programas de cálculo y con la elaboración de las figuras. Y, en general, a todo el personal técnico y de talleres de la A. I. C. N., ya

que todos de manera más o menos directa han colaborado en la consecución de este trabajo.

APENDICE

Aplicación del método de extrapolación y análisis de pruebas descrito a un buque de carga de 135 metros

Con el fin de dar un ejemplo de los métodos de extrapolación y análisis propuestos, se ha elegido un buque de carga de características muy frecuentes en la flota mercante.

Los resultados de los ensayos, correspondientes a los calados de pruebas, con un modelo a escala $\lambda=22$ se han extrapolado mediante la línea ITTC-57, aplicando un factor de forma $r=1,0$ (aproximado para este coeficiente de bloque, por no haberse determinado en los ensayos) y corrección aditiva $C_a = 0,4 \times 10^{-3}$, de acuerdo con la referencia (91). Se adjunta la hoja de cálculos para estimar los coeficientes de propulsión del modelo (cuadro 1).

BUQUE DE CARGA DE 135 METROS

ENSAYO DE AUTOPROPULSION

ENSAYO N MODELO N

FRICCION ITTC 1957

DATOS

DENSIDAD DEL AGUA DEL CANAL--101.94KGS2/M4	VISCOSIDAD CINEMATICA DEL AGUA DEL CANAL-	0.000001352M2/S
DENSIDAD DEL AGUA DEL MAR---104.61KGS2/M4	VISCOSIDAD CINEMATICA DEL AGUA DEL MAR---	0.000001188M2/S
ESCALA-----22.00	DIAMETRO DEL PROPULSOR DEL MODELO-----	0.215 M
ESLORA DEL MODELO-----6.16M	SUPERFICIE MOJADA DEL MODELO-----	6.347 M2
SUPLEMENTO POR RUGOSIDAD-----0.000400	NUMERO DE EJES DEL BUQUE-----	1
FACTOR DE FORMA-----1.000		

VM	NO	RT	TO	OO	DF0	KT	KQ	J
M/S		KG	KG	KG*M	KG			
1.679	582.000	3.700	3.420	0.09670	0.991	0.2885	0.0353	0.2000
1.819	635.000	4.320	4.030	0.11500	1.147	0.2164	0.0285	0.4000
1.951	692.000	5.100	4.820	0.13740	1.313	0.1309	0.0199	0.6000
2.030	736.000	5.770	5.560	0.15800	1.401	0.0359	0.0097	0.8000

RESULTADOS

VS	NM	QM	TM	EPROP	WQ	WT	SUCC	ETAR	EH	EHEL	JQ	JT	DF(KG)
MUDOS		KG*M	KG										
15.318	575.864	0.09341	3.297	0.7784	0.2929	0.3440	0.2078	1.0906	1.2075	0.5911	0.5729	0.5315	1.0880
16.595	629.210	0.11161	3.904	0.7602	0.2873	0.3346	0.2126	1.0830	1.1833	0.5931	0.5725	0.5345	1.2461
17.799	687.165	0.13432	4.705	0.7462	0.2795	0.3273	0.2143	1.0815	1.1681	0.5906	0.5684	0.5307	1.4031
18.520	730.990	0.15459	5.433	0.7323	0.2736	0.3221	0.2142	1.0787	1.1591	0.5856	0.5605	0.5231	1.5007

El efecto de escala en la estela, estimado según se indica en [2.2] con los coeficientes de forma de este buque: $C_p = 0,70$, $L/\Delta^{1/3} = 6,6$ y $D/L = 0,035$, es $\Delta W_r = 0,08$.

Se ha considerado también el efecto de escala en el coeficiente de succión, y el aumento de resistencia debida al aire.

La estimación de la potencia y de las revolucio-

nes se ha realizado mediante las curvas $C_T = f_1(J)$ y $K_Q = f_2(J)$ del propulsor del buque cuyas características son: $D = 4,75$ m. $P/D = 0,81$, $A_D/A_o = 0,56$ y 4 palas.

En la figura 21 se representan las curvas de la potencia en el eje y de las revoluciones en función de la velocidad previstas para las condiciones ideales de pruebas.

Las pruebas sobre la milla se realizaron con los calados del buque en lastre $T_m = 4,67$ m.; $T_{pp} - T_{pr} = 2,5$ m., sobre un fondo de unos 26 metros y con un viento de fuerza 2 soplando casi de costado.

Se realizaron seis corridas de la milla, las cuatro primeras al 100 por 100 de la potencia y las dos últimas al 65 por 100. Los resultados se ofrecen en el siguiente cuadro.

En la figura 21 se han llevado los puntos representativos de la potencia en el eje en función de la velocidad, correspondientes a cada corrida, sin corrección alguna. La velocidad de la corriente se ha calculado por la semidiferencia de las ordenadas de

Hora	Dirección y fuerza del viento	Rumbo	Velocidad nudos	RPM	Potencia SHP
16,55	NE-2	340°	18,20	157,0	7.950
17,15	NE-2	160°	17,38	155,5	7.750
17,30	NE-2	340°	18,14	157,0	7.950
17,55	NE-2	160°	17,48	156,5	8.040
18,15	NE-2	340°	16,25	136,0	5.040
18,30	NE-2	160°	15,63	136,0	5.175

las curvas V_c' representadas en la figura 22. De este gráfico se ha obtenido también la corrección de velocidad ΔV por aguas poco profundas.

El valor medio de ΔV en las cuatro primeras corridas es de 0,30 nudos, valor algo superior al que resulta de la fórmula de Lackenby para este caso:

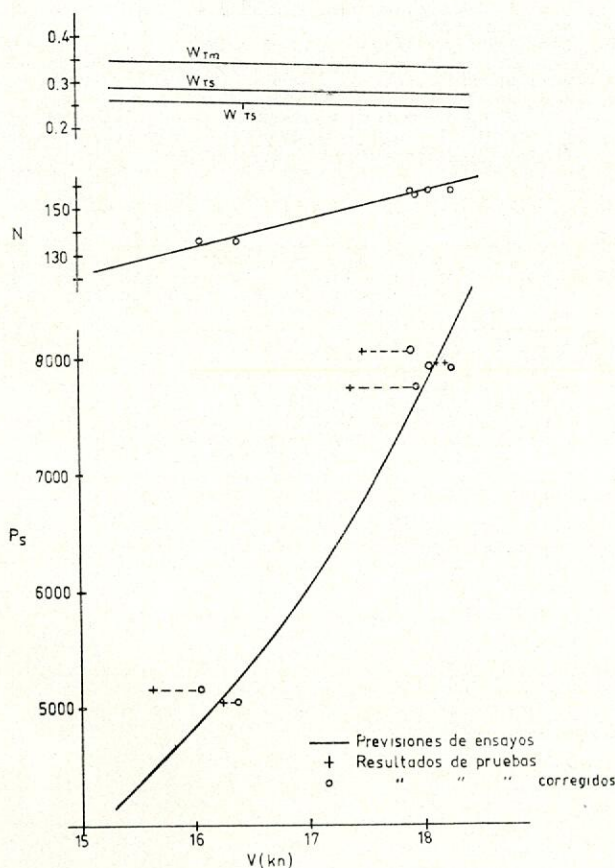


Fig. 21.

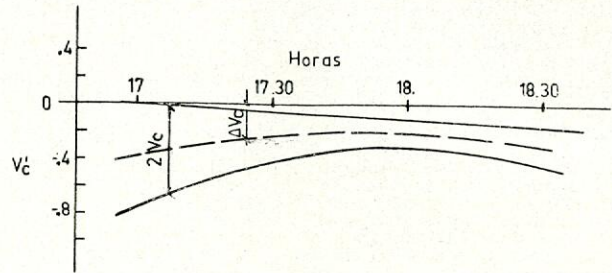


Fig. 22.

0,21 nudos. La corrección por proximidad del fondo de las dos últimas corridas realizadas sobre una profundidad tres metros mayor, es de 0,26 nudos.

La corrección por viento es del orden de 50 C. V., a 18 nudos, y de 30 C. V., a 16 nudos, en las corridas impares. En las pares, esta corrección es despreciable.

Los resultados de potencia y revoluciones, ya corregidos, se han llevado al citado gráfico 21, donde puede apreciarse que la dispersión de los resultados de velocidad en pruebas respecto a su valor medio es del orden de un 1 por 100 y que la curva de potencia prevista por extrapolación de los ensayos con el modelo es prácticamente la línea de regresión de los resultados de las pruebas. Puede también observarse la adecuación en este caso del método empleado por lo que se refiere a la curva de revoluciones.

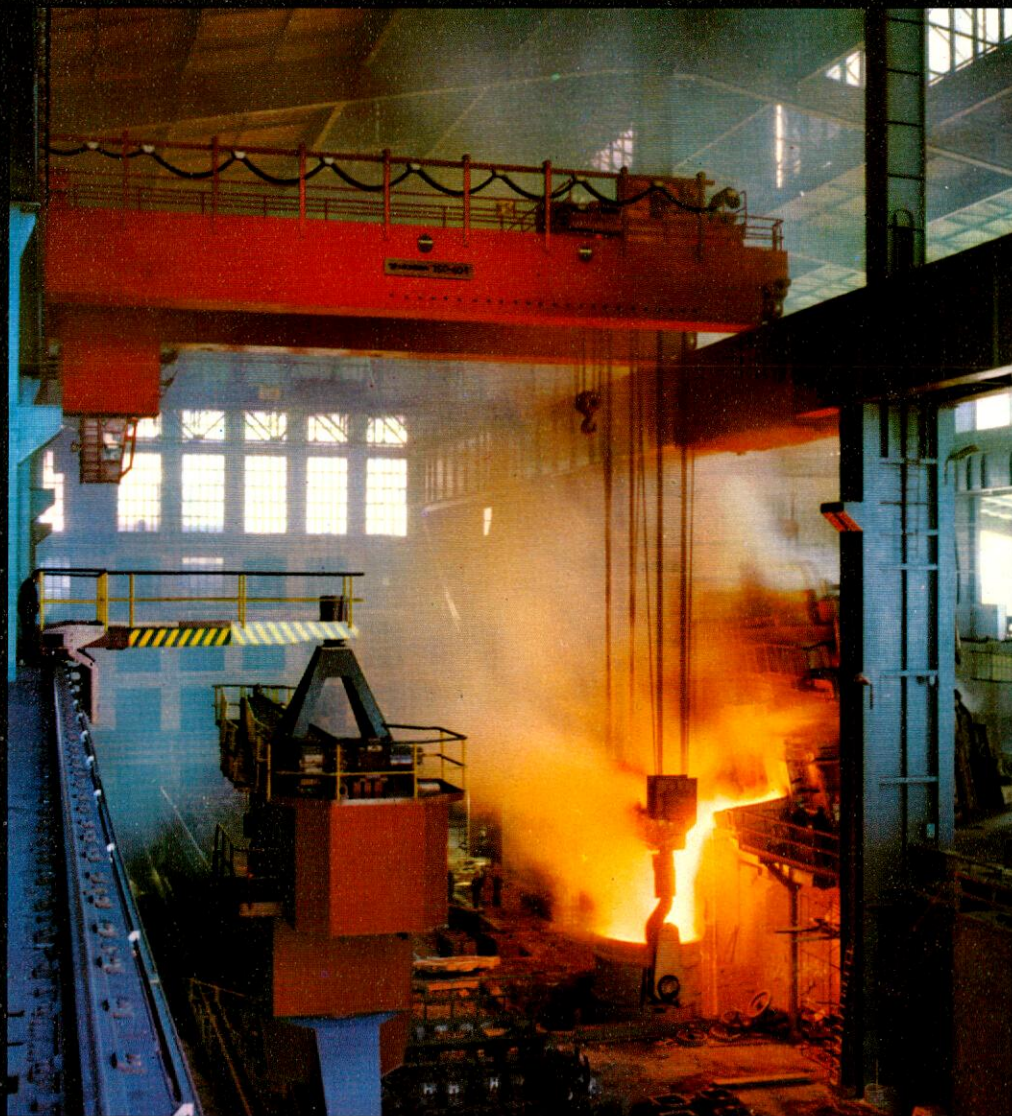
El coeficiente de estela efectiva real del buque deducido del análisis de pruebas es algo mayor que el previsto a partir de los resultados de los ensayos en modelo. En la figura 21 se representan las curvas del coeficiente de estela del modelo, W_{Tm} , del buque, W_{Ts} , y del previsto, W'_{Ts} . Puede comprobarse que el error en la estimación de la velocidad de avance del propulsor $V_s (1 - W_{Ts})$ ha sido de + 3,4 por 100, valor suficientemente pequeño para no influir de modo sensible en la estimación de la potencia y de las revoluciones.

BIBLIOGRAFIA

1. Seventh International Conference on Ship Hydrodynamics. 1954.
2. International Towing Tank Conference. Madrid, 1957.
3. ITTC. Paris, 1960.
4. ITTC. Teddington, 1963.
5. ITTC. Tokio, 1966.
6. VAN LAMMEREN: "Scale effect experiments on Victory ships and models. Part. I". INA. 1955.
7. CONN, LACKENBY y WALKER: "B. S. R. A. Resistance experiments on the Lucy Asthon. Part. II". INA. 1958.
8. ACEVEDO: "Resistencia por viscosidad y correlación modelo buque según los nuevos criterios, en el caso de un supertanque". *Ingeniería Naval*, 1955.
9. MÓVEL: "Resistance and propulsion tests on a Victory ship model". National Research Laboratorius. Ottawa, 1954.
10. SCHOENHERR: "Resistance of flat surfaces moving through a fluid". SNAME. 1932.
11. TELFER: "Ship model correlation". INA. 1953.
12. HUGHES: "Friction and form resistance inturbulent flow and a proposed formulation for use in model and ship correlation". INA. 1954.
13. TODD: "Skin friction resistance and the effects on surface roughness on ship resistance". SNAME. 1951.
14. ALLAND y CUTLAND: "The effect of roughness on ship resistance". NECI. 55/56, vol. 72.
15. WIGLEY: "The effect of viscosity on wave resistance". *Schiffsteknik*, April 1962.
16. HUGHES: "The influence of form and scale on model and ship resistance". ITTC. 1963.

17. SASAJIMA y TANAKA: "Form effects on viscous resistance and their estimation of full ships". ITTC. 1963.
18. GROTHUES-SPORK: Modell familien. "Untersuchungen über das Forschungsschiff "Meteor" und einen tanker". Schiffbautechnischen, 1965.
19. LACKENBY: "An investigation into the nature and interdependence of the components of ship resistance". INA. 1965.
20. OKADA y TSUDA: "On some results of form factor measurements obtained in wind tunnel test". ITTC. 1966.
21. YOKOO y otros: "Roughness of hull surface and its effect on skin friction". ITTC. 1966.
22. TANIGUCHI: "Study on scale effect of propulsive performance by use of geosims of a tanker". ITTC. 1966.
23. HUGHES: "An analysis of ship model resistance into viscous and wave components". Part. I y II. INA. 1966.
24. ROY: "Couche limite turbulente incompressible et resistance de frottement du navire". These de Doctorat es Sciences Mathematiques". 1967.
25. HUGHES: "An analysis of ship model". Part. III. INA. 1967.
26. TOWNSIN: "The frictional and pressure resistance of two Lucy Ashton geosims". INA. 1967.
27. GADD: "A new turbulent friction formulation based on a reappraisal of Hughes results". INA. 1967.
28. SCOTT: "A contribution to ship-model correlation from "Lucy Ashton" results". INA. 1968.
29. CONN and FERGUSON: "Results obtained with a series of geometrically similar models". INA. 1968.
30. ALLAN y CANHAM: "Ship trial performance and the model prediction". INA. 1954.
31. CLEMENTS: "An analysis of ship-model correlation data using the 1957-ITTC line". INA. 1959.
32. HADLER: "Correlation allowance of single screw merchant ships". ITTC. 1960.
33. HADLER, WILSON and BEAL: "Ship standardization trial performance and correlation with model predictions". SNAME. 1962.
34. LACKENBY: "The resistance of ships with special reference to skin friction and hull surface condition". I. Mec. E. 1962.
35. WELLMAN: "Survey of hull and propeller roughness data". Shipbuilder and Marine Engine Builder, 1963.
36. CHAPLIN: "Análisis de datos de rugosidad de la superficie del casco". European Shipbuilding, 1967.
37. CASTAGNETO: "La procedura normale di trasferimento modello-nave da adottarsi dalla Vasca di Roma, 1960.
38. TANIGUCHI: "Model-ship correlation method in the Mitsubishi Experimental Tank". 1963.
39. LINDGREN: "Ship trial analysis and model correlation factors". ITTC. 1963.
40. "BTTP 1965 Standard procedure for the prediction of ship performance from model experiments". NPL, Rep. 80.
41. PROHASKA: "Trialtrip analysis for six sister ships". Transactions of NECI, vol. 78.
42. G. HUGHES: "Model experiments on the wind resistance of ships". RINA. 1930, pág. 310.
43. G. HUGHES: "The air resistance of ships hulls with various types and distributions of superstructures". IEES. 1932, pág. 302.
44. D. A. SHEARER y M. LYNN: "Wind tunnel tests on models of merchant ships". NECIES. 1960, pág. 230 y ISP. 1961, febrero, pág. 62.
45. H. L. DOVE: "Contribución a la discusión del trabajo de referencia (44). NECIES. 1960.
46. J. IPETKOVIC: "Beaufort wind scale...". ISP. 1964, página 193.
47. H. J. S. CANHAM: "Conducting measured mile trials". SWS. 1967, pág. 852.
48. G. AERTSSEN y P. E. COLIN: "Wind tunnel tests on a model of a car-ferry". ISP. 1968.
49. LERBS: "On the effects of scale and roughness on free running propellers". J. A. S. N. E. 1951.
50. GOLDSTEIN: "Modern developments in fluid dynamics". Oxford.
51. BAKER: "Scale effect of a screw propeller". INA. 52. Pág. 64.
52. NORDSTROM, EDSTRAND y LINDGREN: "On propeller scale effects". SSET, núm. 28, 1954.
53. FERGUSON: "The effect of surface roughness on the performance of a model propeller". INA. 1958.
54. LAP y VAN MANEN: "Scale effect experiments on Victory ships and models. Parts III and IV". INA. 1962.
55. WELLMAN: "A survey on hull and propeller roughness data". Shipbuilder and Marine Engine Builder, 1963.
56. MAZARREDO: "Sobre los propulsores que trabajan en corriente uniforme y su ensayo en un túnel de cavitación". Reunión de verano en España de la R. I. N. A. 1964.
57. TANIGUCHI: "On model-ship correlation in propulsive performance". Japan Shipbuilding, Mayo 1967.
58. MEYNE: "Experimenten und theoretische Betrachtungen zum Mastabeffekt bei Modellpropelleruntersuchungen". ST. 1968.
59. R. BRARD y M. AUCHER: "Résistance à la marche, sillage, succion, effect d'échelle sur la propulsion". ATMA. 1969.
60. VAN LAMMEREN, VAN MANEN y OOSTERVELD: "The Wageningen B-Screw Series". SNAME. 1969.
61. S. A. HARVALD: "Wake of merchant ships". Danish Technical Press, Capenhague, 1950.
62. SCHLICHTING: "Boundary layer theory". 1955.
63. VAN MANEN y LAP: "Scale effect experiments of Victory ships and models. Part. II". RINA. 1958.
64. F. H. TODD: "Contribución a la discusión del trabajo de referencia (54)".
65. F. H. TODD: "Series-60. Methodical experiments with models of single screw merchant ships". DTMB, rep. 1712, 1963.
66. HESS y SMITH: "Calculation of potencial flow about arbitrary three dimensional bodies". J. S. R. 1964.
67. SUDO y TANIMOTO: "A consideration of model-ship correlation on wake fraction". Hitachi Zosen. 1968.
68. G. E. GADD: "A method for calculating the flow over ship hulls". RINA. 1969.
69. S. B. S. UBEROI: "Viscous resistance of ships and ship models". Hidro and aerodynamics laboratory. Report 13. 1969.
70. YAZAKI: "A diagram to estimate the wake fraction for a actual ship from a model tank test". ITTC. Roma, 1969.
71. L. LANDWEBER: "Characteristics of ship boundary layers". The 8th Symposium on Naval Hydrodynamics. Pasadena. USA. 1970.
72. W. C. WEBSTER y T. T. HUANG: "Study of the boundary layer on ship forms". J. S. R. 1970.
73. R. GUTIÉRREZ: "Flujo potencial alrededor de un sólido de revolución". Publicación de la A. I. C. N. 1971.
74. R. GUTIÉRREZ: "Contribución al estudio del coeficiente de estela y su estimación en función de los diferentes parámetros". Trabajo de la AICN, sin publicar.
75. H. E. DICKMAN: "The interaction between propeller and ship with special consideration to the influence of the waves". Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gessellschaft. 1939, pág. 234.
76. G. WEINBLUM: "The thrust deduction". A. S. N. E. 1951, pág. 363.
77. R. WALD: "Perfomance of a propeller in a wake and the interaction of propeller and hull". J. S. R. 1965, página 1.
78. J. L. BEVERIDGE: "Analytical prediction of thrust deduction for submersibles and surface ships". J. S. R. 1969, pág. 258.
79. ANTUNOVIC y GAMULIN: "Correlation of model propulsion on resistance tests in towing tank of Brodarski with measurements on trials". ITTC. Roma, 1969.
80. LINDGREN y BHARNE: "Analysis of ship trial results including propeller thrust measurements". ITTC. 1969.
81. TAKAHASHI, T. VEDA y H. OKAMOTO: "Scale effect experiment on tanker models". ITTC. 1969.
82. L. MAZARREDO: "Pruebas sobre la milla medida". Ingeniería Naval. 1971.
83. SCHLICHTING: "Ship resistance in water of limited depth". STG. 1934, pág. 127.
84. VAN MANEN y VAN LAMMEREN: "Model and ship trials in shallow water". ISP. 1957, marzo, pág. 127.
85. H. LACKENBY: "The effect of shallow water on ship speed". Shipbuilder an Marine Engine-builder, 1963, pág. 446.
86. J. R. SCOTT: "A shallow water speed corrector". RINA. 1966, pág. 431.
87. ACEVEDO: "El efecto de las aguas poco profundas sobre las revoluciones del propulsor". IN. 1966, pág. 50.
88. SJOSTROM: "Effect of shallow water on speed and tim". NEJ. 1967, pág. 271. (JASNE).
89. L. S. ARTJUSHKOV: "Wall effect correction for shallow water model tests". NECIES. 1968-69, pág. 35.
90. H. SIERRA: "Correlación modelo-buque". Ingeniería Naval. 1971, pág. 46.
91. H. SIERRA: "Efecto de escala en el funcionamiento de propulsores en flujo uniforme". Ingeniería Naval. 1971, página 357.

Sus **GRUAS** más **PRODUCTIVAS**
las **GRUAS PUENTE LAURAK**



Diseño, técnica y seguridad
GRUAS PUENTE LAURAK



¿Por qué son MAS productivas las GRUAS PUENTE LAURAK?

En opinión de nuestros clientes, las principales industrias de toda España, son estas tres grandes ventajas, las que hacen MAS PRODUCTIVAS a las GRUAS PUENTE y PORTICO LAURAK.

DISEÑO y CONSTRUCCION de MAYOR CALIDAD

LAURAK cumple las normas DIN en el DIMENSIONAMIENTO de cada uno de los componentes de todos sus distintos tipos de GRUAS.

Con la selección de sus materiales, mecanización y construcciones metálicas, una planimetría correcta, alineaciones precisas en todos los mecanismos, reductores totalmente silenciosos, etc., las GRUAS PUENTE y PORTICO LAURAK son en diseño y construcción de la mayor calidad, reforzada por la inspección del Bureau Veritas, Lloyd's Register, etc., cuando el cliente lo requiera.

TECNICA del nivel EUROPEO más alto

La tendencia europea en GRUAS, tanto pesadas como ligeras, es ir a elementos bien contruidos, muy seguros y de mantenimiento fácil y cómodo.

En GRUAS PESADAS, de gran responsabilidad, GRUAS de SIDERURGIA, de ASTILLEROS, etc., en las que su trabajo es de responsabilidad dentro de las instalaciones, la tendencia LAURAK y EUROPEA, es ir a grúas muy robustas y pesadas, mucho más dimensionadas y con estructuras de una rigidez sorprendente.

El mantenimiento de estas GRUAS LAURAK, con grandes espacios y accesos cómodos para que todos sus puntos sean revisables con seguridad y comodidad, hace que el personal encargado realice las revisiones y reparaciones sin riesgo de accidentes y en tiempos mínimos.

SEGURIDAD de SERVICIO

Las ventajas del pequeño MANTENIMIENTO de las GRUAS LAURAK aún en las Industrias dotadas de un buen servicio de mantenimiento, son muy grandes; sencillo y rápido, es de gran seguridad para los operarios que lo realizan.

Las GRUAS PUENTE y PORTICO LAURAK prestan servicio ininterrumpidamente.

En cientos de industrias de España entera, trabajan a pleno rendimiento y al ritmo y con la continuidad que les exigen los competentes técnicos de producción de nuestras empresas clientes. Solicite el catálogo de REFERENCIAS y la información concreta que necesita para su industria.

Sus GRUAS de mayor RENTABILIDAD las GRUAS PUENTE y PORTICO LAURAK

DELEGACIONES:

MADRID: Fuencarral, 77, 5.º, N.º 9 - Telfs. 231 74 51 - 222 52 40
 BARCELONA: Juan Güell, 189, 2.º, 3.º - Telf. 230 47 87
 VALENCIA: Moratin, 18, despacho 12-A - Telf. 22 79 52
 SEVILLA: Júpiter (Pisos Pinillos) - Telf. 25 33 52
 LA CORUÑA: Av. San Diego, 4 - Telfs. 23 67 58 - 23 74 48
 VIGO: Marqués de Valledares, 29-31 - Telf. 22 67 41
 SANTANDER: Castelar, 5, 1.º - Telf. 27 19 00
 BURGOS: Calle Vitoria, 58, 1.º - Telf. 20 58 40
 SAN SEBASTIAN: Pl. del Cedro, 1 - Telfs. 39 99 44 - 39 09 33
 PAMPLONA: Sangüesa, 14, pral. - Telf. 23 51 71
 ZARAGOZA: Pamplona Escudero, 17 - Telfs. 25 41 46 - 25 36 83
 CARTAGENA: Pl. España, 7 - Telf. 50 42 42
 P. MALLORCA: Pl. España, 16-18 - Telfs. 21 04 98 - 22 46 23
 GIJON: Puente Seco de Rocas - Carretera Oviedo, Km. 467 - Telf. 35 76 40



LAURAK S.A.

FABRICA Y OFICINAS: BILBAO-ASUA - TELF. 47 02 00* - APARTADO 1494 - BILBAO-ESPAÑA

FABRICA DE MAQUINARIA DE MANUTENCION

Industrias Gráficas Reno, S. A. - Bilbao

UN NUEVO ASTILLERO PARA GRANDES BUQUES (*)

Por Fernando Corominas

Doctor Ingeniero Naval

Es un hecho, que la evolución de nuevas técnicas de construcción naval, aplicadas a todos los procesos de fabricación y montaje, así como el continuo aumento en el tamaño de los buques, están dejando fuera de competencia a los actuales astilleros.

Las características de estructura de un astillero hacen que sea una industria propia de país de nivel de desarrollo medio, pero suficiente para tener una industria auxiliar, pesada y media, capaz de hacer frente a las demandas propias de la industria naval.

Los países de alto nivel de desarrollo están abandonando este mercado y los países subdesarrollados no pueden incidir en él de forma competitiva.

Con miras a la década de los 80, el tráfico marítimo pertenece a uno de los sectores de la Economía mundial, de más fuerte crecimiento y es a la industria de la construcción naval a la que corresponde hacer frente a este hecho.

La producción nacional española en este mercado representa el 4 por 100 de la mundial, haciendo frente Japón al 50 por 100 del total. Esto significa que se debe proyectar un astillero con un nivel de costes lo más cercano posible al mercado japonés, ya que siempre que se esté por debajo del nivel europeo nuestra capacidad de contratación, estará asegurada con independencia de las fluctuaciones de la oferta y demanda, pues la contratación anual de buques, no estará nunca por debajo del 50 por 100 de la capacidad mundial de producción.

Estudios sobre las dimensiones previstas para los grandes petroleros, cargueros a granel y cargueros ordinarios hasta el año 2.000 siguiendo las tendencias de los años 1937 a 1970.

Estudios sobre la evolución del tamaño de petroleros en los últimos años.

Estudios económicos detallados e investigaciones efectuadas en la evolución del Mercado Mundial de buques, sirvieron para fijar los siguientes objetivos técnicos:

- Buque medio a construir: entre 200.000 y 300.000 toneladas de peso muerto.
- Capacidad de producción: 5/6 buques al año equivalentes a unas 180.000 toneladas de acero.
- Posibilidad de construir en el futuro buques de hasta 1 millón de toneladas de peso muerto.
- Inversión máxima: 5.200 millones de pesetas.
- Situación geográfica: Terrenos de Matagorda.
- Puesta en servicio: Entregar dos buques al año 1975.

Paralelamente a los estudios de planteamiento, se hizo una investigación geológica del terreno, sobre una superficie de más de 150 hectáreas y muy especialmente sobre los posibles terrenos de ocupación de la zona de construcción del buque y muelles.

Los puntos investigados fueron cerca de 200 entre penetraciones dinámicas, estáticas y sondeos a percusión y rotación, extrayéndose más de 2.000 metros de testigos inalterados de los cuales se han realizado en laboratorio, ensayos de: permeabilidad, compresión, esfuerzo cortante y demás pruebas físicas y mecánicas que, junto a los ensayos penetrométricos han permitido obtener un completo estudio geotécnico del suelo.

Estos trabajos se han completado con pruebas experimentales a escala real, y así la permeabilidad se ha estudiado por medio de un pozo indio que alcanzó la cota de 16 metros bajo el mar y que circundado de una red de piezómetros permitió establecer las condiciones de filtración.

La capacidad de resistencia activa y pasiva de los terrenos se ha comprobado por medio de pantallas experimentales cuyas deformaciones bajo los esfuerzos provocados, han sido registradas con toda precisión, por medios recientemente introducidos en esta técnica.

Los asientos que sufrirán las zonas que hayan de rellenarse se han medido con un terraplén experimental cuyas observaciones periódicas han suministrado los datos necesarios para determinar el comportamiento posterior del terreno.

Estos trabajos, cuyo importe ha superado los 23 millones de pesetas, se han realizado en algo más de un año y han permitido la contratación, a precio fijo, de la Obra Civil de Dique y Muelles.

Para la elección del sistema de puesta a flote a utilizar en el Nuevo Astillero, se hizo un análisis detallado de los sistemas existentes, o en proyecto, para buques mayores de 100.000 toneladas de peso muerto. Sobre estos sistemas se hizo un análisis de selección por eliminación, aplicando a cada uno, los siguientes conceptos:

- Inversión inicial.
- Coste de puesta a flote.
- Productividad de la mano de obra.
- Flexibilidad a la variación del tamaño y tipo. del buque.
- Capacidad de producción.
- Fiabilidad del sistema, especialmente en la gama de buques grandes.
- Posibilidad de futuras ampliaciones.

(*) Conferencia pronunciada con motivo de las VII Sesiones Técnicas celebradas en Cádiz en abril de 1972.

En esta selección se tuvo en cuenta los condicionantes existentes, como consecuencia de los objetivos marcados.

En el cuadro llamado: "Causas de eliminación" se resume el resultado del análisis en donde se observa, por figurar su línea en blanco, la elección indistinta de dique seco con una puerta o esclusa dársena plataforma. La elección definitiva de dique se efectuó una vez estudiado el concurso de adjudicación de obras y de acuerdo con criterios económicos.

Para el establecimiento de la Disposición General, se ha partido desde el principio, de la necesidad de enfocar el asunto desde un punto de vista amplio de ingeniería de sistemas, y no limitarse a una simple distribución en planta de elementos, que por sí sola nunca puede ser suficiente para garantizar una capacidad de producción determinada.

Con esta visión el estudio se ha efectuado no sólo prestando gran atención a las distintas fases de trabajo, sino también a los distintos tipos de flujos existentes en el astillero: dinero, hombres, materiales, contratos, equipo de producción e información. Este último reviste una importancia fundamental, ya que son los circuitos de información-decisión los que controlan todo el funcionamiento.

Partiendo, pues, de unos objetivos fijados y sin olvidar en ningún momento las limitaciones existentes, se partió de una serie de requisitos básicos expresados por E. G. Frankel, profesor del M. I. T. (Instituto Tecnológico de Massachusetts) y asesor nuestro en el desarrollo del Proyecto. Estos principios fueron:

- 1) Potencial de crecimiento y de adaptación a circunstancias cambiantes.
- 2) Equilibrio entre equipo y mano de obra para un coste mínimo.
- 3) Alto factor de utilización de los medios de producción.
- 4) Minimización de las inversiones no productivas.
- 5) Descongestión de las operaciones con alto contenido de mano de obra.
- 6) Espacio de almacenamientos principales y de seguridad, amplios y bien planeados.
- 7) Equipo de manutención flexible, con posibilidades de expansión, en extensión cubierta y en capacidad.
- 8) Proceso de flujos de materiales de alto rendimiento.
- 9) Premontaje de conjuntos de armamento e incorporación de los mismos a los bloques.

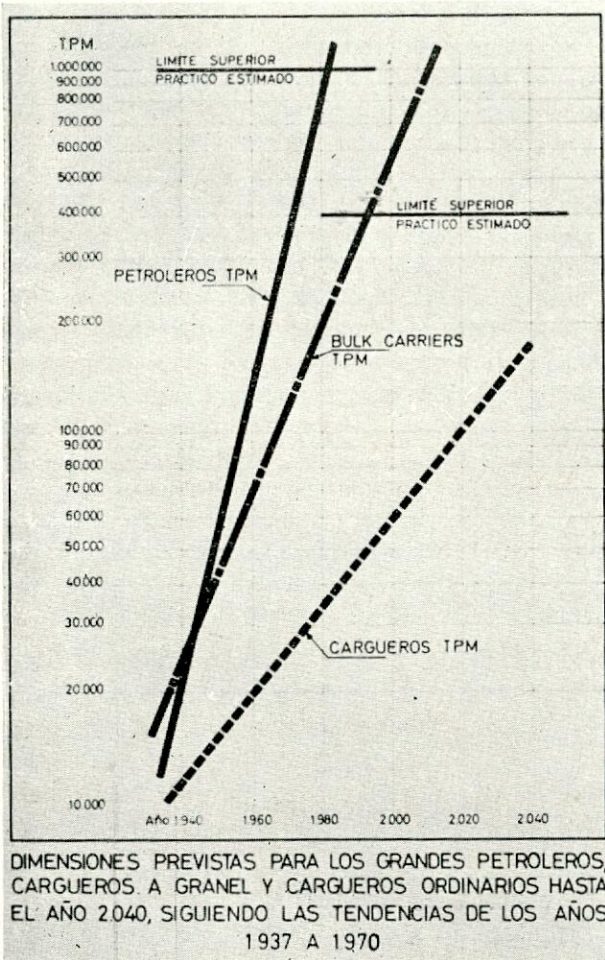


Fig. 1.

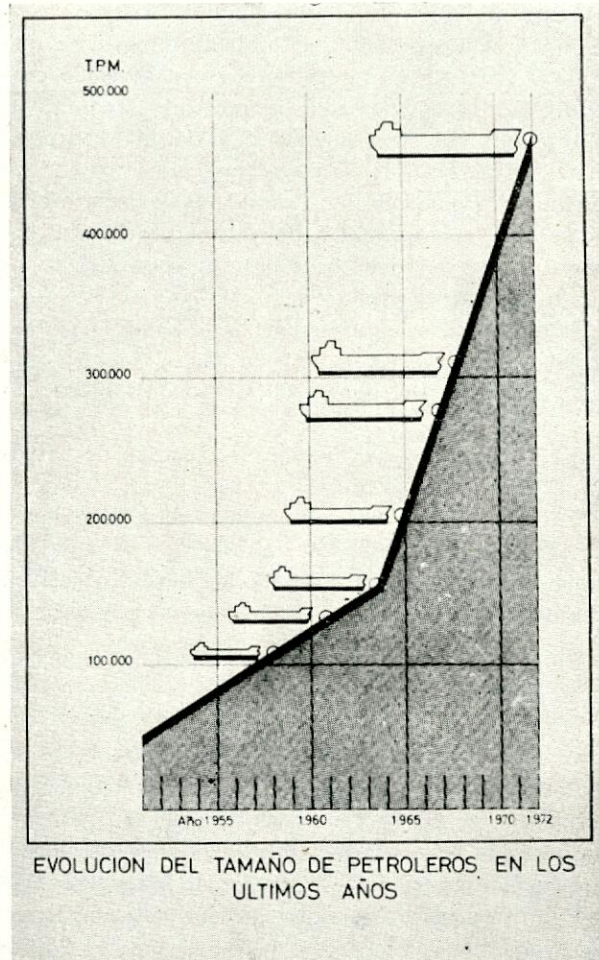


Fig. 2.

SISTEMA DE PUESTA A FLOTE
(BUQUES MAYORES DE 100.000 TPM)

1 - GRADA	BOTADURA LONGITUDINAL BOTADURA LATERAL	SISTEMA TRADICIONAL
2 - DIQUE SECO	CON UNA PUERTA CON DOS PUERTAS	{ IHI (CHITA) EN CONSTRUCCION (JAPON) { MHI (KOBAYASHI) EN CONSTRUCCION (JAPON) { NKK (TSU) (JAPON) { SUMITOMO (OPPAMA) EN CONSTRUCCION (JAPON)
3 - DIQUE FLOTANTE	ENTRADA LATERAL ENTRADA LONGITUDINAL	{ LITTON (EE.UU.) { PROYECTO TAKEZAWA (JAPON)
4 - ESCLUSAS	DIQUE - PLATAFORMA DARSENA - PLATAFORMA	{ CHANTIERS DE L'ATLANTIQUE { (SAINT NAZAIRE) (FRANCIA) PROYECTO SETENAVE (PORTUGAL)
5 - OTROS SISTEMAS	SINCROLIIFT	EN PROYECTO EN ESTE TAMAÑO DE BUQUES

- 10) Optimización de los tamaños unitarios de paneles, conjuntos y bloques.
- 11) Utilización al máximo de los medios de producción en fabricación con un mínimo de obra en curso, y de trabajo de montaje.
- 12) Flujo de información eficaz en todo el proceso.
- 13) Establecimiento de un sistema efectivo de control de los materiales, la producción y la información.
- 14) Integración de "kits" de materiales.
- 15) Maximización de trabajos repetitivos y desarrollo de procesos de trabajo que exijan un mínimo de capacitación de la mano de obra.
- 16) Reserva de capacidad.

La consideración de un astillero tradicional, o incluso moderno, bajo estos aspectos, hace ver que muchos de los requisitos citados resultan incompatibles dada la organización de los astilleros y las diferentes exigencias de trabajos de muy distinta naturaleza, que se realizan con un fuerte acoplamiento entre los mismos.

La integración del proyecto con la producción y el establecimiento del sistema de información, que ligue ambas actividades es una condición esencial para la optimización del conjunto.

La creación de una "conciencia de producción" en los proyectistas es tarea ya iniciada, significa en la mayoría de los casos un cambio de mentalidad, difi-

CAUSAS DE ELIMINACION

SISTEMAS		A	B	C	D	E	F	G	OTRAS CAUSAS DE ELIMINACION
		INVERSION INICIAL	COSTE DE PUESTA A FLOTE	PRODUCTIVIDAD M. OR. O	FLEXIBILIDAD TAMAÑO Y TIPO	CAPACIDAD DE PRODUCCION	FIABILIDAD DEL SISTEMA	POSIBILIDAD DE AMPLIACION	
GRADA	LONGITUDINAL		◇	◇		○	◇	◇	
	LATERAL LIBRE		◇	◇		○	◇		
DIQUE SECO	UNA PUERTA								
	DOS PUERTAS							◇	○ IMPOSIBILIDAD LOGISTICA
DIQUE FLOTANTE	LONGITUDINAL	○	◇						
	LATERAL	○	◇						
ESCLUSAS	DIQUE Y PLATAFORMA	○							
	DARSENA Y PLATAFORMA								
OTROS	SINCROLIIFT						○		

○ EXCLUYENTE - ◇ NO ACONSEJABLE -

cilmente, pero necesario para poner toda la potencialidad de la técnica al servicio de los objetivos empresariales.

La cesión de una gran parte de los trabajos a la industria auxiliar es un imperativo claro para la reducción de riesgos, costes e inversiones. Es precisamente un entorno industrial fuerte y en expansión el que puede garantizar el futuro, haciendo posible una expansión de la producción del astillero que permita a éste resolver de una forma económicamente aceptable el problema planteado por su rápido —y deseable— ritmo de incremento salarial.

El planteamiento efectuado permite una adecuación de la planta de las líneas de desarrollo futuro, que se orientarán hacia un incremento de los trabajos desarrollados en la parte industrializada, con la consiguiente disminución del trabajo artesano. Esto exigirá unidades de montaje cada vez mayores, lo que trae como consecuencia la necesidad de una precisión creciente en la fabricación de bloques.

Para seleccionar las instalaciones que integran la disposición general, se ha descompuesto el buque en: Chapas. Tuberías. Perfiles. Primeras prefabricaciones. Bloques y conjuntos.

De manera que: El número. Las dimensiones, el peso y la forma de cada elemento nos lleve a los procesos de construcción más rentables.

El buque, por lo tanto, se ha dividido en piezas elementales y éstas se han agrupado en procesos de trabajo, definiendo en cada uno de estos procesos, los flujos de entrada y salida de materiales y las operaciones a realizar.

Como un proceso, se puede llevar a cabo de diferentes formas, se han estudiado todos los sistemas mas posibles por los que se pueden realizar una misma operación. Se ha estudiado, de cada uno de los sistemas previamente a su selección:

- El coste de la mano de obra.
- El tiempo necesario para ejecutarla (capacidad de producción).
- La inversión inicial del equipo.
- La vida útil del equipo.
- El coste y tiempo del mantenimiento.
- Coste y tiempo perdido en reparaciones.
- Calidad de trabajo.
- El consumo por unidad producida.

Estudios análogos a éste se hicieron para definir:

- Cada uno de los equipos.
- Cada una de las grúas (elegir su capacidad y características).
- Las dimensiones de los talleres.
- Las situaciones relativas de los mismos.
- Los espacios libres para almacenamientos.
- La elección de los sistemas de transporte.

De esta forma se fue definiendo cada uno de los elementos que componen la disposición general.

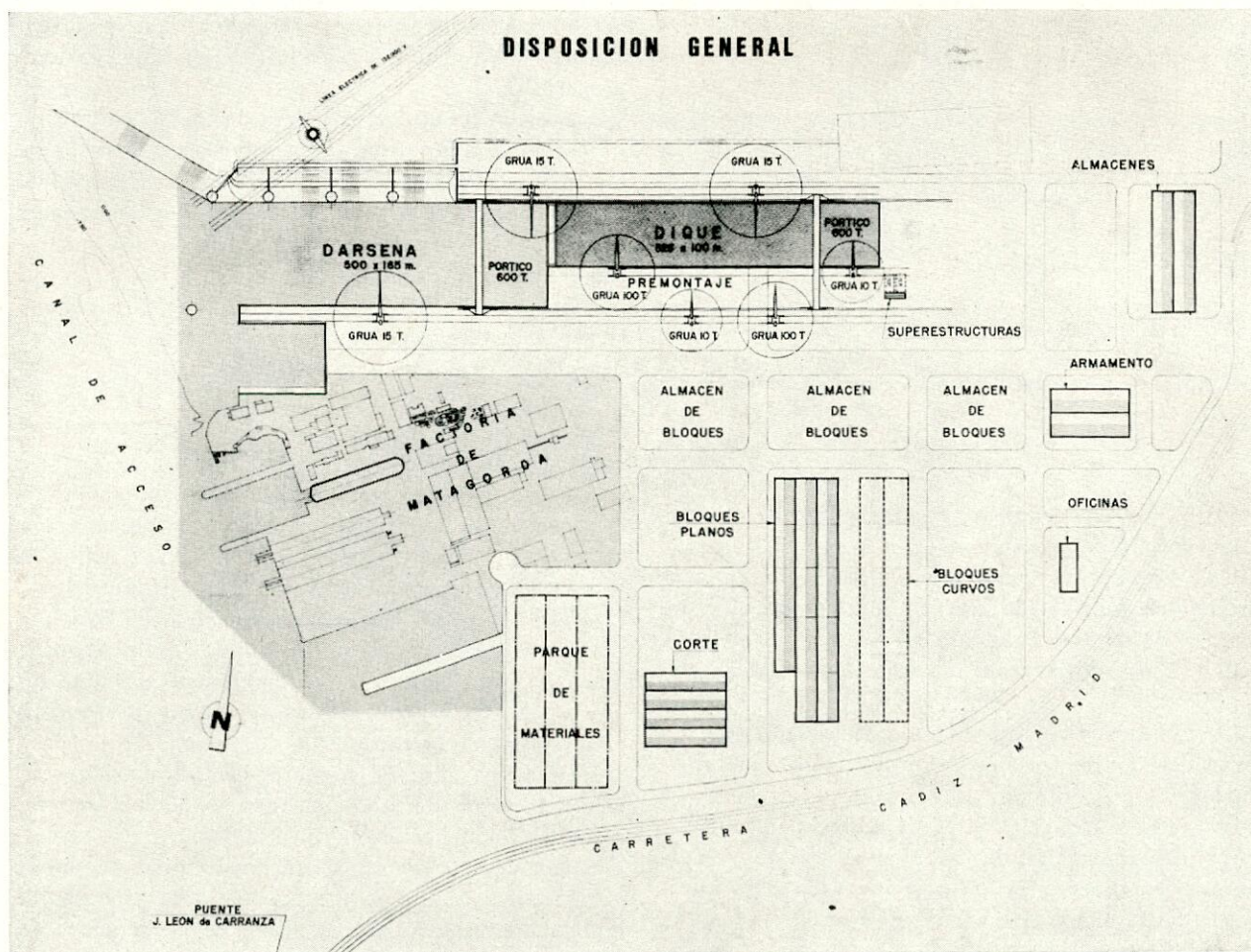


Fig. 3.

Como resultado de los objetivos, estudios y principios básicos establecidos, se ha llegado a la disposición general indicada en la figura 3 en donde se observan las siguientes zonas:

Zona del parque de materiales de acero.—Que incluye los muelles de descarga de materiales siderúrgico, espacios de clasificación, tratamiento de chorro y pintado de planchas y perfiles.

Zona de talleres de corte.—De donde se obtiene el material cortado y marcado, utilizándose para ello las últimas técnicas desarrolladas en máquinas de corte por control numérico.

Línea automática de fabricación de bloques planos. Fabricación en serie de bloques, similar a la fabricación de automóviles, con puestos de trabajo fijos y movimiento en línea del bloque con incorporaciones sucesivas de materiales y mano de obra.

Zona de prefabricación de bloques curvos.—Incluyendo los talleres de conformado de planchas y perfiles, la prefabricación de elementos intermedios y la formación y terminación de los bloques curvos.

Zona de talleres de armamento.—Que comprende los talleres de tubos, electricidad y módulos en donde se forman complejas unidades de armamento para su posterior incorporación a bloques o directamente al buque.

Y por último las zonas de montaje, que comprenden:

El premontaje. El dique y los muelles de armamento y pruebas.

La zona de premontaje, paralela al dique, con 53 metros de ancho por 575 metros de largo, recibe bloques de peso medio entre 200 y 400 toneladas y máximo de 600, en ellas se forman bloques y secciones de proa y popa de hasta 1.200 toneladas de peso total. Estos bloques llevan incorporado, el mayor número de instalaciones y equipo de armamento, que el despiece ha hecho posible.

En el extremo este de la zona de premontaje, se ha proyectado un almacén-taller, especial para habilitar superestructuras, este almacén-taller cuya altura de entre-planta coincide con la altura entre cubiertas está proyectado para adosarle dos superestructuras quedando sus cubiertas al mismo nivel de sus pisos lo que permite un suministro de materiales horizontal con el mínimo desplazamiento posible.

Por medio de ascensores y carretillas elevadoras, los materiales son almacenados en cada uno de los pisos, directamente por carretillas, así mismo este almacén-taller dispone de todos los servicios necesarios: corriente eléctrica, aire a presión, oxígeno,

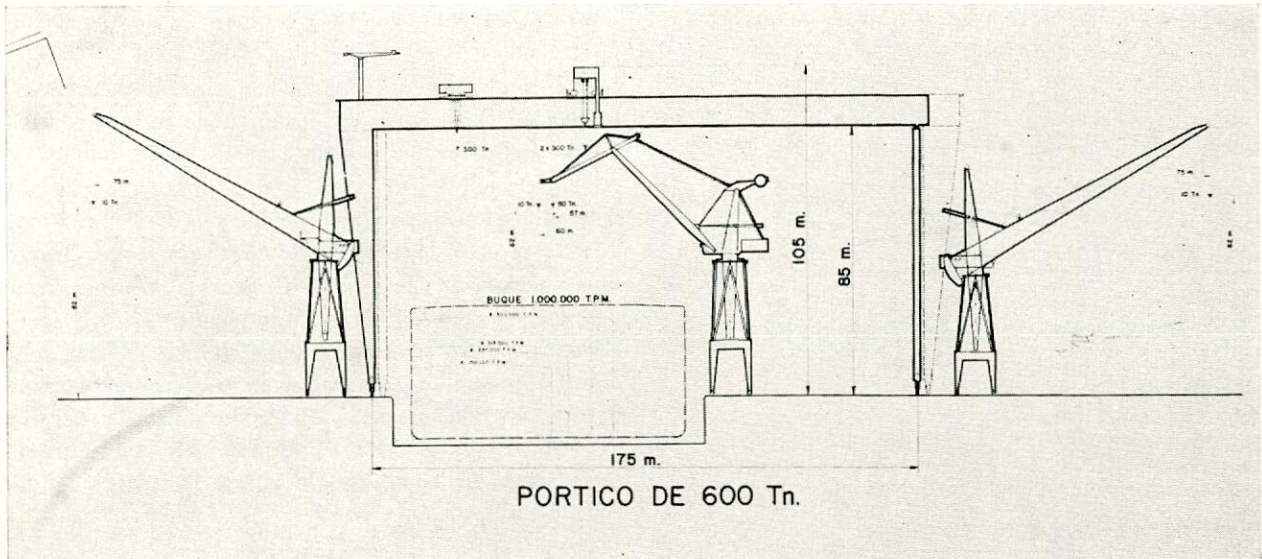


Fig. 4.

propano, contraincendios, etc., para su suministro a la obra, planta por planta.

El dique, zona propiamente destinada al montaje del buque, tiene 100 metros de manga total, 525 metros de eslora y 15,5 metros de puntal, estando la solera a 9 metros por debajo de la bajamar equinoccial, la solera del dique es de igual resistencia, pudiendo colocar la quilla del buque en cualquier posición, está previsto que los buques se construyan preferentemente próximos a la banda norte del dique.

El dique se ha orientado prácticamente en la línea E-O, que corresponde a la dirección de los vientos dominantes de la zona: Levante, Poniente.

Las zonas de premontaje y dique disponen de los siguientes medios de elevación:

- Dos pórticos de 600 toneladas, de 175 metros de distancia entre railes y 85 metros de altura de gancho. Consta de 3 ganchos de 300 toneladas, dispuestos en dos carros independientes, que le permiten autovoltarse los bloques.
- Dos grúas de 1100 toneladas a 35 metros, y alcance máximo de 57 metros con 60 toneladas, con una altura de gancho de 62 metros.
- Dos grúas de 15 toneladas a 55 metros y alcance máximo de 75 metros con 10 toneladas.
- Dos grúas de 10 toneladas a 25 metros y alcance máximo de 50 metros con 5 toneladas.

La dársena tiene 165 metros de ancho por 500 metros de longitud, y un calado de 7 metros. Dispone de medios de atraque para recibir buques en ambas bandas, la banda este está formada por un muelle de 500 metros sobre el que están dispuestos dos grúas de 15 toneladas de características idénticas a las instaladas en el lateral oeste del dique, la grúa de 100 toneladas de la zona de premontaje tiene acceso a este muelle por coincidir los caminos de rodadura.

La banda oeste está formada por un muelle de 150

metros y cuatro diques de alba, el muelle tiene una longitud suficiente para cubrir toda la zona de popa, cámara de máquinas, cámara de bombas y superestructura, de un buque de cualquier tamaño.

Una de las características más singulares de este proyecto, es la de disponer sobre estos dos muelles de armamento a flote, de una capacidad de izada de 1.200 toneladas al prolongarse los dos pórticos de montaje sobre dichos muelles en una longitud de 150 metros.

Esta peculiaridad, única en astilleros de este tipo, reúne entre otras las siguientes ventajas:

- 1.^a Posibilidad de efectuar montajes de grandes pesos a flote, sin necesidad de retrasar la botadura de los buques, si se demorase la recepción de algún equipo.
- 2.^a Posibilidad de planificar el montaje a flote de elementos tales como: La superestructura, la chimenea, la redonda de popa, etc.
- 3.^a Considerar el muelle de armamento como una tercera fase del montaje de acero, botando el buque cuando su avance de casco lo permita y aumentando por este concepto la capacidad de producción de la estación de montaje.
- 4.^a Utilización de uno de los muelles de armamento para efectuar grandes reparaciones de buques, que impliquen desmontaje y montaje de grandes pesos en períodos de tiempo cortos, como por ejemplo: cambio de un motor completo, reparación o modificación de una proa, cambio de una superestructura.
- 5.^a Montaje de esferas completas en cascos de metaneros construidos en otros astilleros.
- 6.^a Construcción de plataformas de sondeos u otros artefactos en bloques de hasta 1.200 toneladas de peso.
- 7.^a Carga y descarga de grandes pesos transportados por vía marítima.

Para mostrar la flexibilidad que proporciona la manga del dique prevista, se muestran (figs. 5 a 7) tres esquemas con varias posibilidades de construcción.

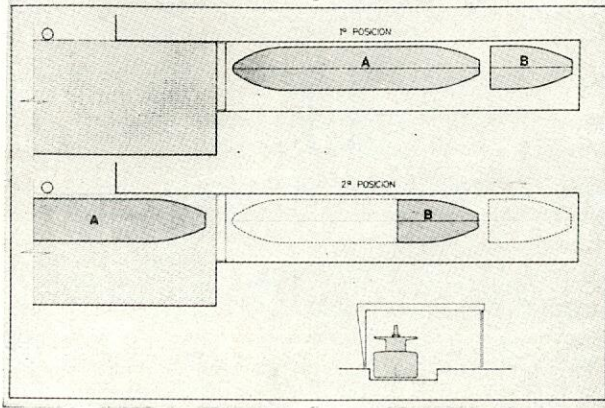


Fig. 5.

En el primer esquema se representa la disposición normal de construcción en tandem de buques de hasta 500.000 toneladas de peso muerto.

La primera posición representa la situación previa a la maniobra de dar agua al dique, en donde el buque A está terminado de acero y al 90 por 100 de armamento, a falta de trabajos de terminación y pruebas. El buque B tiene construida la popa, comprendiendo la cámara de máquinas, cámara de bombas y un 25 por 100 de la zona de tanques y las instalaciones de armamento montadas en un 90 por 100 y terminadas en un 50 por 100.

La segunda posición representa la situación de los buques A y B una vez efectuadas las maniobras del dique, figurando en la línea de puntos los trabajos a efectuar antes del siguiente movimiento de buques.

En el segundo esquema se muestra una disposición de buques menores de 150.000 toneladas de peso muerto, en dos series simultáneas de triple-tandem, este mismo caso se podría adoptar con series de bu-

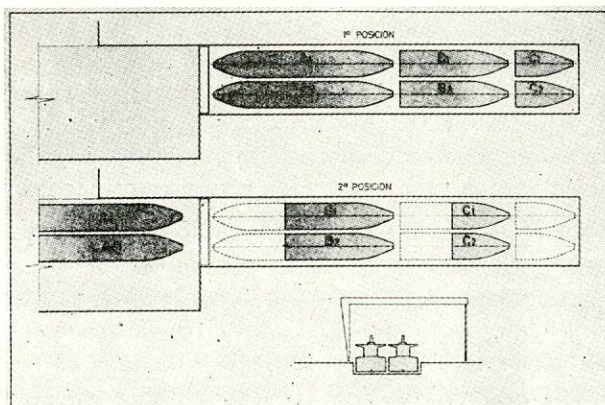


Fig. 6.

ques desiguales cuya suma de mangas no exceda de 90 metros.

Y por último en la parte superior del tercer esquema se representa la situación durante el período de construcción de dos buques entre 200.000 y 300.000 toneladas de peso muerto, donde en paralelo a las posiciones normales de los buques en tandem A y B se están prefabricando dos secciones C y D que representan: la sección C, la zona de proa junto con un 70 por 100 de los tanques centrales, comprendida entre mamparos longitudinales y la sección D, la zona de popa, incluyendo la cámara de máquinas, sin los tanques de combustible laterales, la cámara de bombas y un 15 por 100 de la zona de tanques centrales comprendida entre mamparos longitudinales.

En la misma figura, parte inferior, se ha mostrado la posición en que quedarán los barcos A y B junto con las secciones C y D, una vez terminada la ma-

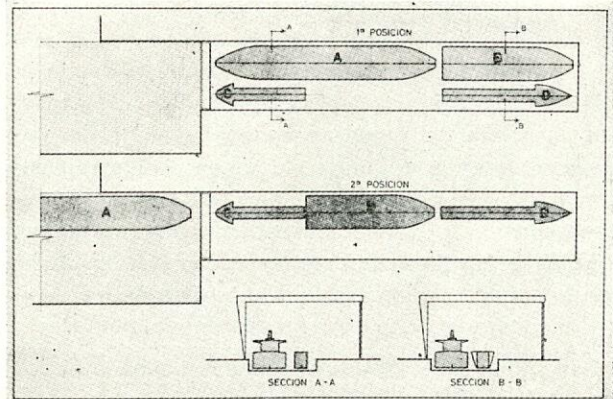


Fig. 7.

niobra de dique que ha servido para trasladar el buque A a los muelles de armamento.

Para la planificación, dirección y control de la construcción del Astillero se ha desarrollado una programación por redes, utilizando un sistema C. P. M. (Critical Path Method), que permite hasta 50.000 actividades, con nivelación de recursos compleos y duración variable, control de costes, solapes de actividades, programación de multiproyectos, etc., con el fin de planificar y controlar: los estudios previos, definiciones de proyecto, demandas, pedidos, acopios, ejecución de obras, montajes y pruebas, hasta la terminación completa del Astillero y entrega del primer buque que se construye simultáneamente a la ejecución de la Obra Civil y cuya botadura coincide con la terminación de la construcción del Astillero.

De acuerdo con el programa, las fechas que nos definen el Plan de Obra y la Puesta en Servicio son:

Comienzo de obras: el 6 de julio de 1972.

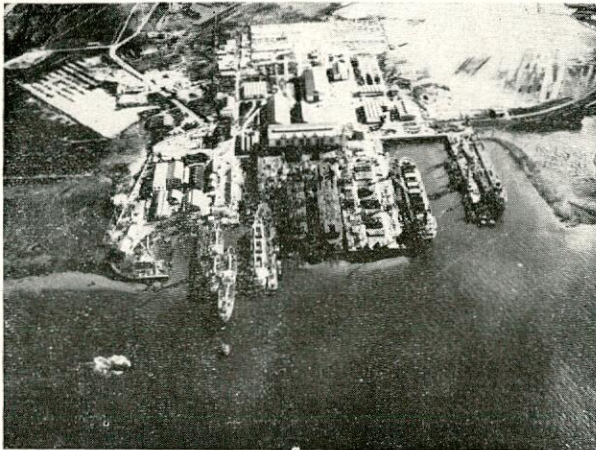


Fig. 8.



Fig. 9.

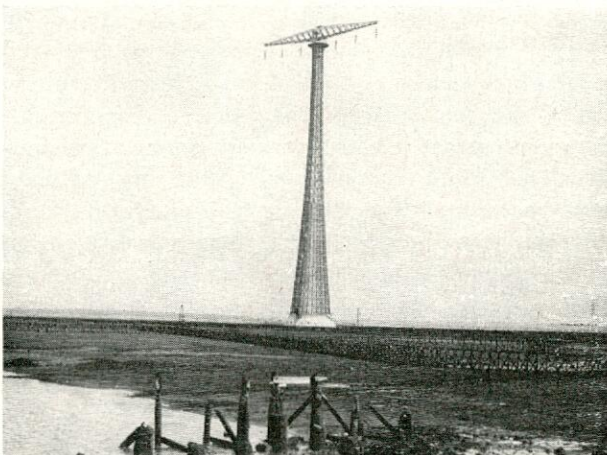


Fig. 10.



Fig. 11.

Quilla primer buque: el 6 de marzo de 1974.
Terminación obras: el 6 de enero de 1975.
Botadura del primer buque: enero de 1975.

Entrega del primer buque: primer semestre 1975.
Se ha previsto que el astillero estará trabajando
a pleno rendimiento en el año 1977.

SIMPOSIO INTERNACIONAL SOBRE BUQUES NUCLEARES

Durante los días 17 y 18 de abril ha tenido lugar, en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales de Madrid, un Simposio Internacional sobre buques nucleares con participación de representantes de Alemania Occidental, Dinamarca, Estados Unidos, Francia, Holanda, Inglaterra, Italia, Japón, Méjico, Polonia, Suecia y Suiza.

La sesión inaugural estuvo presidida por el Excelentísimo señor Director General de Universidades e Investigación don Enrique Costa Novella.

Con el Sr. Costa ocupaban la Presidencia el Excelentísimo señor Almirante Jefe del Apoyo Logístico de la Armada, don José Yusti Pita, el Excmo. señor Presidente de la Junta de Energía Nuclear don José María Otero Navascués, El Excmo Sr. Rector de la Universidad Politécnica de Madrid, don José Luis Ramos, el Excmo. Sr. Presidente de Astilleros Españoles, don Francisco Aparicio Olmos, el Ilmo. señor Director de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales, don Felipe Garre Comas, el Secretario Técnico de la Junta de Energía Nuclear, don Francisco Pascual Martínez, don Enrique Kaibel, Presidente de la Asociación de Ingenieros Navales y don Amalio Sáiz de Bustamante, Catedrático de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales y Coordinador del Simposio.

El Profesor Garre Comas explicó el interés que suscita el barco nuclear en la tecnología y en la economía actuales, importancia más acusada en nuestro país, con una floreciente industria naval (sexto país constructor de buques en el mundo), un ambicioso plan de centrales nucleares (octavo país en cuanto a potencia nuclear instalada se refiere) y un alto nivel en la investigación nuclear.

Explicó como, desde el Simposio celebrado en Londres en 1965 que trató del mismo tema, se han producido variaciones en los costes de explotación del buque nuclear que hacen interesante una puesta al día del tema, lo cual es objeto de este simposio.

Terminadas estas palabras de introducción, se dio lectura al primero de los trabajos:

1. PROPULSIÓN NUCLEAR EN MARINA MERCANTE.

Autor: D. Amalio Saiz de Bustamante. Catedrático. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales. Madrid.

Con el descubrimiento en 1939 de la fisión de los núcleos de uranio la humanidad dispone de una nueva fuente de energía aplicándose por primera vez a la propulsión de buques en 1957 (submarino nuclear

U. S. A. "Nautilus"). En la actualidad hay sólo cuatro buques mercantes con propulsión nuclear: el rompehielos ruso "Lenin", el buque norteamericano, mixto de carga y pasaje "Savannah", el mineralero de Alemania Federal "Otto Hahn" y el buque japonés de carga especializada "Mutsu". ¿Por qué esta falta de interés en los medios navieros por la propulsión nuclear? En primer lugar está el mayor coste del buque nuclear frente al correspondiente de propulsión convencional, que para la gama de potencias empleadas hoy en Marina Mercante, no se compensan con el menor coste del combustible nuclear. Por otra parte, al no existir un acuerdo multinacional sobre la limitación de la responsabilidad civil del explotador del buque nuclear, debido a accidente nuclear, no existe libertad en la utilización del buque nuclear.

La evolución del tamaño de las plantas propulsores, unido al encarecimiento del combustible fósil, hace previsible que a medio plazo la propulsión nuclear sea competitiva, existiendo, por otra parte, confianza en que los problemas jurídicos del buque nuclear sean resueltos de forma que una vez su seguridad quede fuera de duda no esté sometido a restricciones en su navegación o entrada en puertos.

2. PROYECTO DEL BUQUE NUCLEAR.

Autor: Mr. H. Lettnin. Instituto para la propulsión nuclear. Alemania Federal.

La propulsión nuclear afecta al proyecto del buque aumentando su autonomía por un factor de 100 y su capacidad de carga a igualdad de potencia. Se analizan algunos aspectos de la seguridad del buque nuclear como localización del reactor y cargas dinámicas en el mismo debido a las aceleraciones, protecciones activas y pasivas del tipo absorbente o resistente, contra abordajes y varadas en la zona del reactor y principios en el proyecto de la contención del sistema primario de la planta de potencia. Finalmente se aplican estos criterios a diferentes clases de buques.

3. CRITERIOS DE SEGURIDAD EN BUQUES NUCLEARES.

Autor: Mr. R. W. Dickinson. Director de reactores Marinos, Burmeister & Wain, U. S. A. y Dr. Selvin Levine. Administración marítima americana.

Se presenta en esta ponencia un conunto de criterios de proyectos que garantizarán la seguridad de la tripulación del buque nuclear y del público en ge-

neral sin que por ello se incurra en una penalización económica excesiva.

Con respecto al sistema nuclear de generación de vapor o caldera nuclear marina, se propone adoptar las Reglas para las Centrales Nucleares de la Comisión de Energía Atómica Americana con las modificaciones que se indican en el trabajo.

El buque nuclear deberá proyectarse de acuerdo con las Reglas en vigor para buques convencionales, excepto que habrá de ser considerado a efecto de inundación con buque de dos compartimentos, y disponer de una protección de colisión y varada en la zona del reactor.

Deberá instalarse un equipo propulsor de emergencia que accionará la línea de ees principales y que será alimentado de una fuente de energía independiente. El proyecto de los sistemas auxiliares de la propulsión s efectuará de forma que a pesar del fallo de un componente se asegure un funcionamiento continuo.

El hecho incuestionable del crecimiento de esta flota mercante por imperativo de la economía, trae consigo la necesidad de aceptar unos criterios de seguridad que debe ser lo más uniforme posible para todas las naciones interesadas.

4. CLASIFICACIÓN DEL BUQUE NUCLEAR.

Autor: Mr. Weiss. Inspector principal. Bureau Veritas.

La seguridad del buque nuclear exige un alto coeficiente de viabilidad del equipo propulsor y que tanto la tripulación como el público en general no esté expuesto a riesgos indebidos.

Los productos de fisión de uranio-235 o de otros nucléidos fisibles son muy radiactivos y constituyen el principal riesgo del funcionamiento de un reactor nuclear. Su retención queda asegurada por la existencia de tres barreras, el elemento combustible, el recipiente de presión del reactor y el sistema de contención. Se exigen además otras medidas encaminadas a limpiar las consecuencias de accidentes extremos a la planta nuclear que a su vez pueda dar lugar a un accidente nuclear. Por ello el buque nuclear debe ser capaz de soportar abordajes o varadas sin que se dañe el reactor.

Todos estos aspectos deben estudiarse en el informe de seguridad del buque nuclear y con un especial detalle los accidentes marinos que puedan dar lugar a un accidente nuclear y los internos o directamente nucleares.

5. CONSTRUCCIÓN DEL BUQUE NUCLEAR.

Autor: Mr. Y. Kawai. Graduado por la Universidad de Osaka. Agencia Japonesa para el desarrollo del buque nuclear.

Un astillero que desee construir buques modernos ha de enfrentarse con dos problemas que no le son familiares: la construcción y montaje del recipiente

de contención y la construcción del blindaje secundario. Asimismo deben efectuarse numerosas soldaduras de acero inoxidable, tubería primaria.

El recipiente de contención marino resulta más reducido que el correspondiente a una Central Térmica por lo que puede construirse en taller. Por el contrario se complica la disposición de los equipo y aparatos que van alojados en su interior.

Se describen los planeamientos de la construcción del buque nuclear "Matsu", así como de su reactor y de la carga del combustible nuclear. Es necesario tener en cuenta que el plazo de entrega de la caldera nuclear es superior al de la construcción del buque.

6. DERECHO MARÍTIMO Y DERECHO NUCLEAR.

Autor D. Alfonso de los Santos. General auditor de la Armada. Profesor de Derecho Nuclear de la Universidad Complutense.

La situación jurídica del buque nuclear es muy imperfecta, estando regulada por dos Convenios Internacionales multilaterales, uno de carácter técnico —Convenio de Seguridad de la Vida Humana en la Mar. Londres, 1960— y otro referente a la Responsabilidad civil del Explotador del Buque Nuclear —Bruselas, 1962— que no ha entrado en vigor, por los que se sustituye por Convenio Bilateral entre el país de abanderamiento del buque nuclear y el país de visita.

La responsabilidad civil por daños causados por un accidente nuclear es objetiva, limitada en el tiempo y en la cuantía y corresponde al explotador, a no ser que medie fuerza mayor o intención dolosa en la persona que lo sufrió. En cambio en el derecho marítimo, la responsabilidad se fundamenta en la concurrencia de culpa o negligencia.

La responsabilidad del explotador de buques nucleares en caso de accidente nuclear, queda limitada a 1.500 millones de francos, según el Convenio de Bruselas de 1962. La ley española 25/1964, sobre Energía Nuclear, dedica el capítulo XI a los buques y aeronaves nucleares, somete su paso por nuestras aguas jurisdiccionales, así como su estancia en puertos nacionales a autorización previa.

7. REACTORES MARINOS.

Autores: Mr. A. Wondergen. Rotterdam Dackyard Co. (R. D. M.). y Mr. W. Feliks. Ingeniero Jefe de proyectos del Centro de Reactores de Holanda.

No existe una diferencia tecnológica fundamental entre reactores nucleares terrestres y marinos, sin embargo, estos últimos han de cumplir condiciones adicionales, debido a que el buque se mueve en todas direcciones, hay una limitación de volumen para la planta propulsora y la potencia es mucho menor que la de una moderna central térmica.

En la actualidad se dispone de dos sistemas nucleares suficientemente desarrollados: Reactor refri-

gerado por gas, y reactor refrigerado y moderado por agua ligera, sin embargo, sólo se ha utilizado en la propulsión de buques el reactor de agua a presión, lo cual queda justificado por ser éste último autorregulado, no producir vapor radioactivo, ser de menor tamaño a igual de potencia, y muy poco sensible a los movimientos del buque.

Así como los reactores de agua a presión terrestres llevan siempre el generador de vapor independiente de la vasija nuclear, en las aplicaciones marinas aparece una variante en la que el generador de vapor se coloca en el interior de la misma —reactor de agua a presión integral—. Se analizan las ventajas y desventajas de ambas soluciones.

8. EL REACTOR E. F. D. R.

Autores: Mr. D. Ulken. Ingeniero Naval. Director de la Gesellschaft für Kernenergieverwertung in Schiffbau und Schifffahrt MBH (G. K. S. S.) y Mr. M. Andler. Ingeniero Jefe de Proyectos de Reactores Marinos de Interatom.

El reactor E. F. D. R. (reactor de agua a presión avanzada), es un reactor de agua a presión de tipo integral, con autopresurización. Su principal característica es la integración, es decir, el incluir dentro del recipiente de presión del reactor todos los elementos principales del sistema primario. Se trata de un proyecto compacto, con un importante ahorro de peso y con semejanzas al reactor de agua hirviendo. Asimismo, la ausencia de tubería primaria de gran diámetro confiere a la instalación una mayor seguridad.

El prototipo de esta familia de reactores nucleares marinos, es el F. D. R. y está instalado en el buque nuclear "Otto Hahn". La experiencia ganada en la explotación del F. D. R. permitirá en los nuevos proyectos aumentar la densidad de potencia, el grado de quemado del combustible, y la presión del vapor secundario, así como reducir los tiempos necesarios para la carga de combustible y también el volumen del sistema de contención mediante la utilización del método de supresión de presión.

Los buenos resultados de funcionamiento durante tres años del reactor F. D. R., confiere a la familia de reactores E. F. D. R. una gran confianza para su utilización marina, disponiéndose de proyectos para buques hasta de 250.000 SHP.

Al finalizar el simposio, el coordinador Amalio Saiz de Bustamante hizo un resumen de las principales ideas expuestas.

En su opinión, la existencia de una marina mercante nuclear, no sólo es viable, sino que será una realidad en un futuro no lejano. Para ello han de resolverse problemas tecnológicos conducentes a una

disminución de los costes. En este sentido, el ejemplo de la República Federal Alemana y del Japón, creando entidades especializadas en buques nucleares, contribuirá indudablemente a acortar estos plazos. Es precisa también una estrecha cooperación internacional no sólo en el intercambio de tecnologías, sino también en la consecución de unas normas jurídicas internacionales y una unificación en los criterios técnicos de seguridad para este tipo de buques.

Cerró el acto el Subsecretario de la Marina Mercante, Excmo. Sr. don Leopoldo Boado, que pronunció las siguientes palabras:

Excmos. e Ilmos. señores, congresistas: Es para mí una gran satisfacción el haber podido asistir a la Sesión final de este Simposio Internacional sobre Buques Nucleares, comprobando así directamente el interés que ha suscitado, tanto en nuestro país como más allá de nuestras fronteras.

El buque nuclear afectará, cuando se alcancen costes competitivos, a tres sectores económicos que para el país son importantes; me refiero a la Marina Mercante, a la Construcción Naval y a las Industrias Nucleares. Creo, por tanto, que la iniciativa de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales de promover este Simposio ha sido un acierto y merece una felicitación, que hay que extender a las Entidades que lo han patrocinado, Universidad Politécnica de Madrid, Junta de Energía Nuclear y Asociación Española de Ingenieros Navales.

Durante dos días, expertos de todo el mundo han estado aquí reunidos considerando los diferentes aspectos técnicos, económicos y legales de los buques nucleares.

El resumen y conclusiones que acabamos de oír, son un índice claro de lo que se ha trabajado y de lo que ha progresado el buque nuclear desde el Simposio de Londres de 1965.

Para la marina mercante todo sistema de propulsión que pueda ofrecer, aunque sea a largo plazo, una disminución en los costes de explotación de los buques, merece la mayor atención. La evolución de los costes del combustible nuclear para reactores marinos parece confirmar que estamos en presencia de un equipo propulsor que promete grandes posibilidades.

Por ello creo que España, que tanto interés tiene en las cosas de la mar, debe seguir atentamente el tema de la propulsión nuclear y participar activamente en él.

El ejemplo de los cuatro países que han construido buques nucleares mercantes será seguido, sin duda, por otros muchos en un futuro próximo, lo que obliga a una extensa cooperación internacional, de los que este Simposio es una buena muestra.

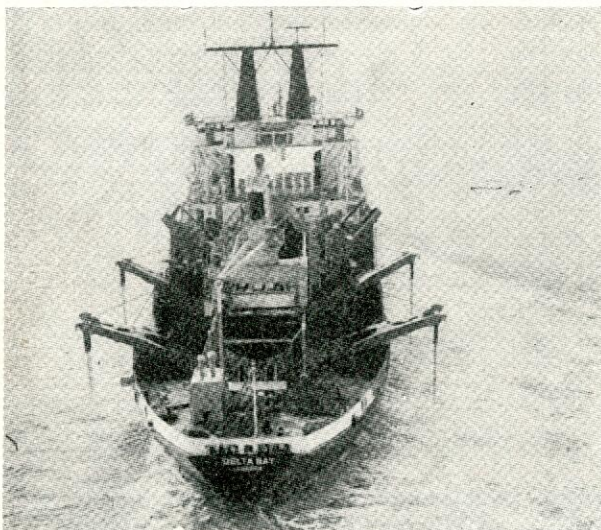
NOTICIAS

LA NUEVA DRAGA DE SUCCION "DELTA BAY"

Ha sido recientemente entregada la nueva draga de succión "Delta Bay" a la Compañía Cobla, y está actualmente realizando su primer servicio bajo un contrato de 3,1 millones de libras, para ensanchar y ahondar cuatro millas y media del río Tees para permitir la llegada de bulkcarriers de gran tonelaje, al terminal de Redcar que se está construyendo actualmente para la British Steel Corporation.

Las características principales de esta draga son:

Eslora total	132,39 m.
Manga	19,66 m.
Puntal	11,74 m.
Calado máximo	10,35 m.
Calado mínimo	3,60 m.
Velocidad	14,0 nudos
Velocidad en vacío	15,5 nudos
Potencia total instalada	12.887 caballos
Motor de propulsión y de la bomba de succión	2 × 5.132 caballos



Durante el dragado:

Potencia de la bomba de dra- gado	2 × 2.000 caballos
Potencia de propulsión	2 × 2.132 caballos
Capacidad de carga	14,700 t.

Capacidad de la tolba:

Máxima sobrecarga	9.200 m ³
Mínima sobrecarga	4.350 m ³
Profundidad de dragado	35 m.

lles de a bordo.

Esta draga incorpora sistemas de control automatizados tanto para la propulsión como para las maniobras de dragado dejando un mínimo de tareas manuales a la tripulación.

Se ha puesto especial interés en proveer a la draga de las suficientes instalaciones para permitir una amplia autonomía en cuanto a mantenimiento y reparaciones, ejemplo de los cuales son los grandes talleres a bordo.

PROPULSION A TRES LINEAS DE EJES PARA BUQUES CONTAINERS

Este es el título de un trabajo realizado por Mr. Ake Williams, Director de la Sección de Proyectos del Canal de Experiencias Nacional de Suecia, de Gotemburgo. En este trabajo presenta las razones por la que es de prever el advenimiento de la propulsión a tres hélices para buques modernos y presenta distintas alternativas posibles para dicha instalación. Finalmente se presentan las conclusiones en cuanto a rendimiento de la instalación propulsora comparada con sistemas más convencionales, basándose en estudios con modelos.

Durante los últimos años, como se sabe, se observa un creciente interés por la propulsión a tres hélices para buques tales como los portacontainers que van creciendo en tamaño, velocidades y por lo tanto, potencia instalada. La experiencia obtenida con algunos portacontainers de unos 30.000 caballos y una sola hélice, parece indicar un límite superior para la potencia instalada en un buque de una sola hélice. Se han observado fuertes vibraciones excitadas por la hélice, con los consecuentes daños en la estructura y molestias en la tripulación. Es evidente que este fenómeno proviene de la interacción entre la hélice y la popa del buque, no de la hélice misma.

Por todas estas consideraciones parece interesante la instalación propulsora de dos o más hélices cuando la potencia total instalada a de ser superior a unos 40.000 caballos.

En la actualidad, cinco de los buques portacontainers contratados, de mayor tamaño, llevarán propulsión a tres hélices. Es interesante desde un punto de vista hidrodinámico, determinar la posición relativa óptima de las hélices tanto entre ellas como con relación al casco.

Los resultados de los ensayos con modelos realizados en el Canal arriba mencionado, aportan la siguiente información:

1. La potencia total necesaria para un buque de 3 hélices es superior a la necesaria si la instalación adoptada fuera de 2 hélices.
2. Los propulsores laterales, colocados en la posición convencional perturban el funcionamiento de la hélice central. No obstante, la magnitud de esta

perturbación es difícil de estimar en ensayos con modelos.

En la opinión del autor arriba mencionado, para mejorar el rendimiento de este tipo de sistema de propulsión, cabe adoptar las siguientes medidas.

a) Colocar los propulsores laterales al lado del propulsor central, es decir, en el mismo plano transversal.

b) Limitar la carga del propulsor central(a ser posible que no exceda de un tercio de la potencia total instalada).

c) Adaptar las formas de popa a las tres líneas de ejes en la forma más adecuada.

BUQUE DE PASAJE "SOUTHWARD"

Ha entrado en servicio el buque de pasaje que figura en el epígrafe, construido por Riva Trigoso, cerca de Génova, para Klosters Rederi A/A de Oslo.

Las características principales de este buque son:

Eslora total	163,30 m.
Eslora entre perpendiculares	137,00 m.
Manga	22,80 m.
Puntal: Cubierta del Caribe	8,60 m.
Cubierta vizcaína	11,25 m.
Cubierta del Atlántico	13,90 m.
Cubierta de botes	16,55 m.
Cubierta de playa	22,05 m.
Cubierta tropical	24,55 m.
Calado máximo	6,55 m.
Peso muerto	2.350 t.
Tonelaje de registro bruto	16.608
Tonelaje de registro neto	8.390
Desplazamiento	11.470 t.
Coefficiente de bloque	0,545

La instalación propulsora consiste en 4 motores semi-rápidos no reversibles de 4 tiempos y 10 cilin-

dro, marca Fiat C-4210SS, acoplados por parejas a través de acoplamientos elásticos y reductores a dos ejes, que mueven sendas hélices de paso variable Kamewa, de 4 palas. Cada motor tiene un diámetro de cilindros de 420 mm. y una carrera de 500 m., y desarrolla una potencia máxima continua de 4.500 caballos a 450 r. p. m., quemando fuel pesado.

BUQUES MERCANTES BOTADOS DURANTE 1971

De las estadísticas del Lloyd's Register entresacamos el tonelaje botado el pasado año por los principales países constructores navales, que se reparte como sigue:

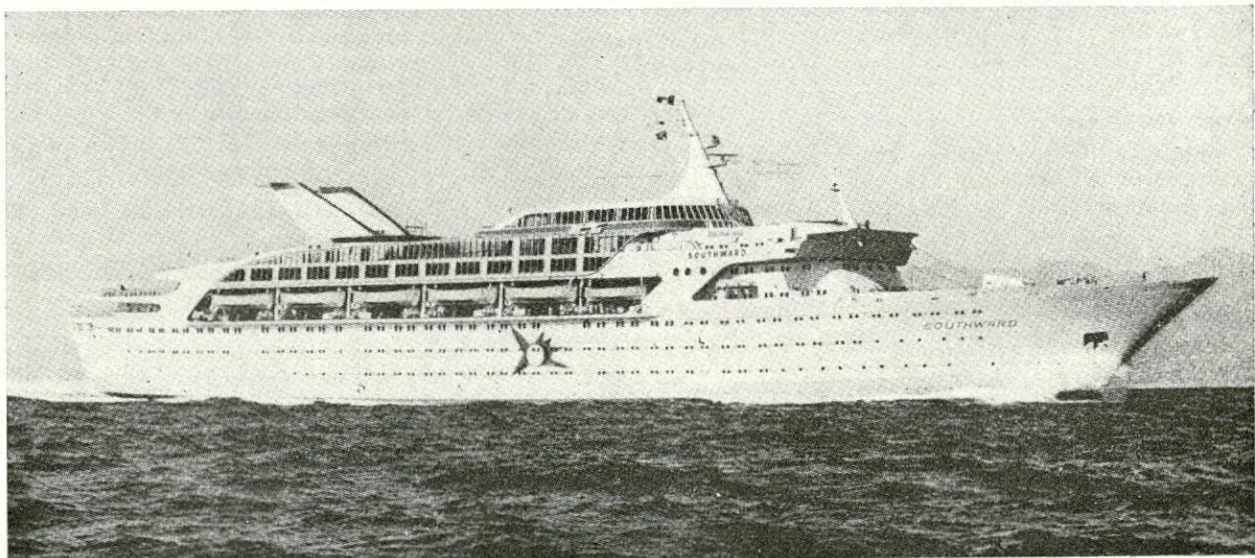
Japón	11.992.425 T. (+ 1.516.691)
Suecia	1.836.979 T. (+ 125.789)
Alemania Occidental	1.649.484 T. (— 38.003)
Inglaterra e Irlanda del Norte	1.238.692 T. (+ 1.558)
Francia	1.111.573 T. (+ 151.363)
España	915.985 T. (— 9.712)
Noruega	830.623 T. (+ 191.853)
Holanda	821.106 T. (+ 360.603)
Italia	812.746 T. (+ 214.867)

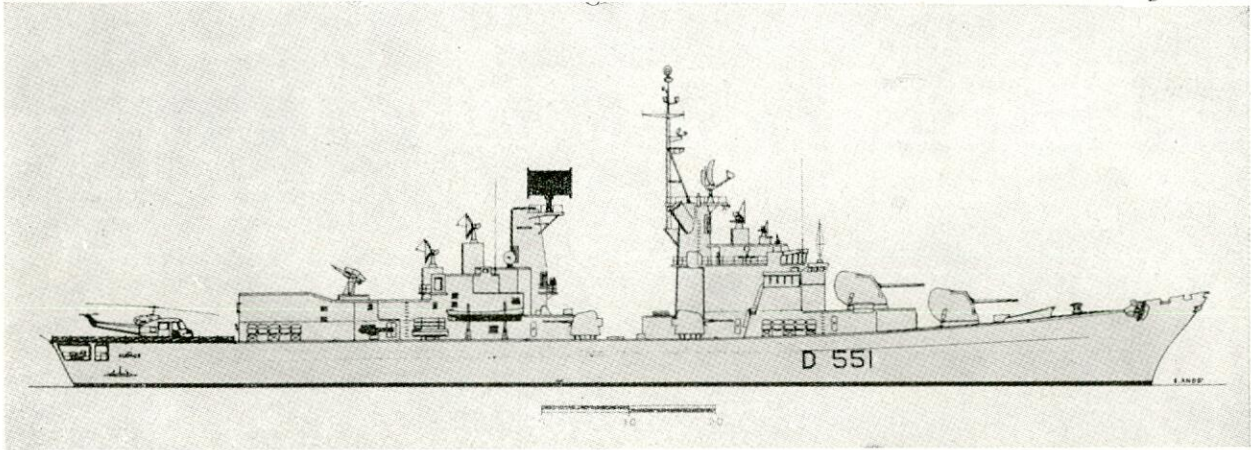
El tonelaje total mundial botado durante 1971 alcanzó la cifra de 24.859.711 toneladas de registro bruto, lo que supone 3.170.188 toneladas más que en 1970.

En lo que respecta a España, refleja el primer descenso desde 1962.

Del total botado, el 39 por 100 corresponde a petroleros y el 32 por 100 a bulcarriers, siendo de 197.589 toneladas la cifra alcanzada por los buques de carga general.

El 49 por 100 del tonelaje total es para el extranjero.





NUEVO TORPEDERO ITALIANO

A fines del pasado año se procedió a la botadura del torpedero y lanza misiles "Audace", que construye Cantieri Navali del Tirreeno para la Marina Militar Italiana.

Las características principales de esta nueva unidad, son:

Eslora total	140,4 m.
Eslora entre perpendiculares	132,0 m.
Manga	14,5 m.
Calado a plena carga	4,5 m.
Porte	3.600 t.
Velocidad máxima	35 nudos

La maquinaria propulsora consta de dos grupos turboreductores, de una potencia total de 73.000 caballos. El suministro de vapor para dichas turbinas está asegurado por cuatro unidades del tipo Forter-Wheler.

El armamento fundamental es el siguiente:

Unidad lanza misiles "standard" del tipo mar-aire y mar-mar.

2 cañones de 127/54 automáticos, sobre una torreta única.

4 cañones de 76/62 automáticos, en torretas individuales, dos a babor y dos a estribor.

4 lanza torpedos simples, para buques y antisubmarinos.

6 lanza torpedos montados sobre unidades triples, antisubmarinos.

2 lanza cargas, de 105 mm.

3 helicópteros "Augusta-Belle".

2 helicópteros "Augusta-Sikorsky".

PROPUESTAS DE LA GENERAL ELECTRIC PARA PLANTAS PROPULSORAS DE GRAN POTENCIA

Durante los últimos años se ha producido un fuerte aumento de la demanda de plantas propulsoras de gran potencia, que van desde los 2 × 40.000 SHP, a

las 8 plantas de 2 × 60.000 SHP, que hay actualmente contratadas.

El consumo estimado de fuel, para plantas de vapor con y sin recalentamiento, hasta potencias de 120.000 SHP, se dan en la figura 1. Se observa que dicho consumo disminuye con el aumento de la potencia, una característica que como es sabido se aprovecha en las centrales térmicas, instalando unidades de gran potencia.

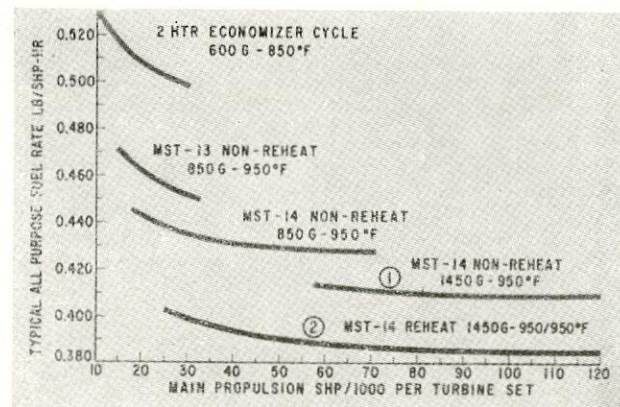


Fig. 1

La figura 2, presenta una disposición de una planta propulsora basada en dos calderas, un grupo de turbinas y una sola hélice, para una potencia del orden de 120.000 SHP. Se han elegido dos calderas porque aunque existan calderas con capacidad sufi-

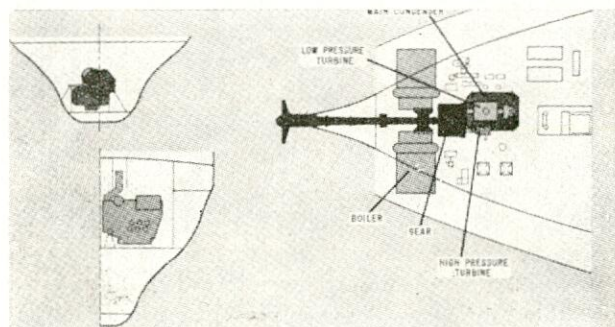


Fig. 2

ciente para esta potencia, plantaría problemas de espacio en un buque mercante. Una instalación que presenta un elevado rendimiento y que es muy adecuada para buques rápidos portacontainers, puede apreciarse en la figura 3, repartiendo 60.000 SHP,

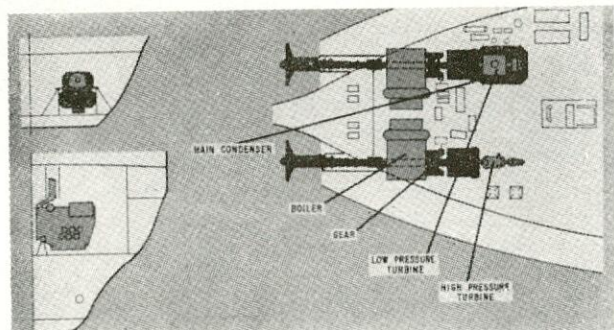


Fig. 3

en cada uno de los dos propulsores. También para potencias de hasta 200.000 SHP, pueden instalarse 3 calderas, en cuyo caso el sistema de alimentación de vapor es común hasta las turbinas de alta presión.

Cuando por motivos de exceso de carga de los propulsores, convenga adoptar un sistema de tres hélices, se propone utilizarse el sistema "con acoplamiento térmico" representado en la figura 4, que

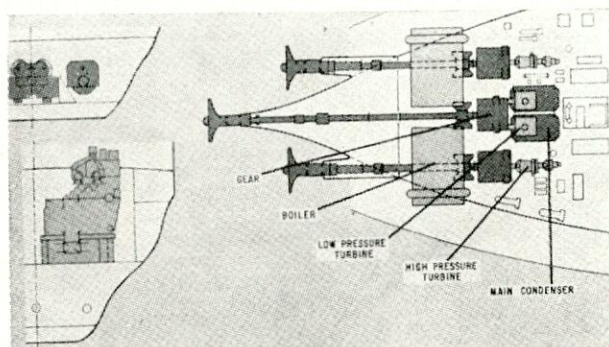


Fig. 4

proporciona un sistema eficiente de propulsión a bajo costo. En esencia, es un simple sistema de vapor del tipo Cross-Compound, previsto para mover dos hélices, cada turbina de alta presión mueve una hélice lateral y las dos de baja presión, mueven la hélice central. Parece ser que este sistema tiene grandes ventajas en cuanto a coste de instalación que pueden ser reducidos hasta un 25 por 100 con respecto a dos plantas independientes del tipo Cross-Compound. También se puede obtener, con este esquema, que simultáneamente una de las hélices laterales esté en marcha avante y la otra en marcha atrás, mediante controles automáticos, lo cual puede aumentar considerablemente las características de maniobrabilidad del buque, cosa importante, por supuesto, cuando se trate de un petrolero de un millón de toneladas.

PETROLERO ENTREGADO POR LITTON

La Factoría de Ingalls Nuclear Shippbuilding, de Litton Industries (Pascagoula) ha entregado el petrolero "Falcon Countess" propulsado a motor Diesel y capaz de transportar 300.000 barriles de petróleo, Esta nueva unidad es el tercero que construye Litton Industries para la Naviera Falcon Tankers.



Las características principales son las siguientes:

Eslora entre perpendiculares	205,0 m.
Manga	27,4 m.
Velocidad de servicio	16,5 nudos
Porte	34.000 t.
Potencia propulsora	15.000 caballos

OTRO PETROLERO CON ORDENADOR

Ha sido entregado recientemente el petrolero "Sea Swan" que es idéntico al "Sea Serpent" del que ya se incluyó una reseña informativa en el número anterior. Este es, por lo tanto, el segundo buque con un alto grado de automatización que construye el Astillero de Kochums para el Consorcio de Salen.

Recordamos a continuación las características de esta serie; que son:

Eslora total	340,51 m.
Eslora entre perpendiculares	329,18 m.
Manga	51,82 m.
Puntal	25,60 m.
Calado	20,08 m.
Capacidad de carga	338.595 m ³
Capacidad de lastre limpio	7.714 m ³

La propulsión consiste en un conjunto de turbinas y reductor que desarrolla 32.000 SHP, a 85 revoluciones por minuto, proporcionando al buque una velocidad en servicio de 15,9 nudos.



Análogamente al buque gemelo las operaciones principales de sala de máquinas y navegación están controladas por un sistema del que forma parte el ordenador de procesos tipo Bridge 530. En este ordenador se procesan los datos y mediante programas adecuados se obtienen las órdenes o recomendaciones que propone el mismo para la navegación en rutas de mucho tráfico, maniobras de anticollisión, procediendo también a realizar de una manera automática los cálculos de navegación por satélite reflejándolos constantemente en dígitos sobre una pantalla.

CONSTRUCCION DE UN TERMINAL PARA PETROLEROS EN LA DESEMBOCADURA DEL SENA

El creciente consumo de combustibles derivados del petróleo en países altamente industrializados, y que no son productores, conduce a la construcción de barcos cada vez mayores para disminuir el coste relativo del transporte. Se estima que en 1980 el consumo de Europa Occidental ascenderá a 1.200 millones de toneladas, de los cuales 625 millones procederá de Oriente Medio, y de las cuales de 310 a 445 millones serán transportados por la ruta del Cabo y el resto por oleoductos.

Mientras el primer petrolero, de 200.000 t. p. m. fue puesto en servicio en 1966, el tonelaje de estos buques y mayores representa en 1972 la mitad del tonelaje de la flota petrolera mundial. Tokio Tankers ha hecho el pedido de un barco de 372.400 t. p. m. y Globtik Tankers de dos de 477.000 t. p. m. El Gobierno japonés acaba de pedir que se haga un estudio del petrolero de 1 millón de t. p. m.

Ante este estado de cosas, el puerto autónomo del Havre decidió hacer un estudio sobre la posibilidad de construir un puerto que admita buques de 500.000 toneladas de peso muerto y mayores.

Las costas francesas de la Mancha y del Atlántico, ofrecen grandes posibilidades, teniendo en cuenta,

además, que barcos de este tamaño tendrán ya problemas de calado (del orden de 30 metros) en el Canal de la Mancha.

Se han seleccionado dos puntos apropiados en la desembocadura del Sena: Uno en la zona de Parfond (25 kilómetros al oeste del puerto actual) y el otro frente al Cabo Antifer (separado unos 10 kilómetros de la costa). Se eligió este último por mejor constitución del fondo y mayores calados junto a la costa. Su situación es muy buena, además, por su proximidad a la región parisina que es la que mayor consumo tiene. Por eso el Gobierno francés apoyó el proyecto ya a finales de 1969.

La ejecución se llevará a cabo, paulatinamente, en cinco etapas e incluye un oleoducto para el suministro al país y a otros de Centro Europa. También se prevé el empleo de petroleros de menor tonelaje para la reexportación.

En la primera etapa se invertirán 300 millones de francos y se prevé que el puerto tendrá una excelente rentabilidad.

TRAFICO DE CONTAINERS

A pesar de las dificultades surgidas al principio, el tráfico de containers sigue su curso previsto. Tras las rutas del Atlántico Norte y Australia, le toca ahora el turno a la de Europa-Lejano Oriente, que se irá implantando a medida que se entreguen los buques container de la tercera generación que se hallan en construcción y que se tengan mejores instalaciones para este tráfico en los principales puertos de Asia. En Hong-Kong, por ejemplo, se han construido recientemente tres terminales para portacontainers, que vienen a sumarse a las que ya existían.

Se ha creado un Grupo de empresas armadoras que reunirán un total de 17 barcos para enlazar puertos europeos (Southampton, Rotterdam, Hamburgo/Bremen) y asiáticos (Kobe y Tokio). Hapag-Lloyd A. C. aporta 4 buques, Overseas Containers Ltd. 5, Ben Line 3, Nippon Yusen Kaisha 3, Mitsui-OSK Lines 2. Se espera que cada barco haga casi seis viajes redondos y transporte unas 200.000 toneladas. Entre todos transportarán un total de 340.000 containers. El Grupo confía en que en la fase final vayan 8 de los barcos por el Canal de Panamá y otros 8 por la ruta del Cabo, quedando uno de reserva.

Ya ha entrado en servicio el primero de ellos: El "Kamakura Maru", de 50.000 toneladas que llegó a Hamburgo el 24 de enero en viaje inaugural.

Este tipo de tráfico precisa una organización muy superior a los demás. United States Lines, por ejemplo, tiene una Central en Nueva York con dos ordenadores (I. B. M. 360/40 e IBM 360/30) y varios terminales en las oficinas de Baltimore, Chicago, Boston, Filadelfia, Norfolk, Oakland, Long Beach y Elisabeth. Hay también conexión directa con las oficinas de Londres y Tokio, que controlan el tráfico en Europa y en el Lejano Oriente.

REUNION DEL IMCO EN BRUSELAS

La Organización Intergubernamental Marítima Consultiva (IMCO) se reunió en Bruselas, del 29 de noviembre al 18 de diciembre de 1971, en una conferencia cuya tarea fue completar el "Convenio de Responsabilidad Civil sobre Daños por Contaminación de Petróleo", de la Conferencia de Bruselas de 1969, con un convenio suplementario que permitiese la creación de un Fondo Internacional de Indemnización a los perjudicados por daños debidos a la contaminación petrolífera.

El problema principal fue la elaboración del sistema de aportaciones al Fondo.

Está obligada a contribuir toda entidad que haya recibido en un año más de 150.000 toneladas de petróleo crudo o combustible transportado por mar.

Si el petróleo se desembarca en una nación no firmante y posteriormente se transporta, por oleoducto u otro medio cualquiera, a otra firmante, el primer receptor está obligado a contribuir.

Si el petróleo se desembarca en una nación firmante, es el último receptor el que deberá hacer la aportación al Fondo.

El Convenio entrará en vigor cuando pertenezcan a él 8 países, como mínimo, que posean un tonelaje total de 750 millones de toneladas también como mínimo.

BARCO SOVIETICO DE INVESTIGACION

El barco de investigación "Akademik Sergej Korolev" fue construido en el astillero de Nicolaev, en el Mar Negro, y puesto en servicio en 1971 y servirá para el seguimiento de satélites artificiales y otros artefactos operando en el espacio.

Se trata de un barco de una hélice, 4 cubiertas y superestructuras a popa y proa, pero sin castillo ni toldilla. La cámara de máquinas está a popa.

El casco está enteramente soldado y es parcialmente de acero de baja aleación. La máquina principal es un motor Diesel lento, de simple efecto, dos tiempos, con una potencia de 12.000 BHP, a 115 revoluciones por minuto. Tiene siete generadores diesel de 600 kilovatios cada uno. La corriente alterna se produce a 400 voltios y 50 Hz.

El cuadro eléctrico tiene dos partes independientes, una para las necesidades generales a bordo y otra para el equipo científico. Con esto se evita que los receptores generales puedan influir en la calidad de la energía eléctrica para los aparatos científicos.

Hay dos generadores de emergencia, de 100 kilovatios cada uno, que entran automáticamente en servicio ante una falta de corriente.

La instalación de calderas auxiliares consiste en dos calderas de 6 toneladas/hora cada una y otra automática de 1 tonelada/hora.

Dimensiones principales:

Eslora total	181,9 m.
Eslora entre perpendiculares ...	167,9 m.
Manga	25 m.
Puntal a la cubierta superior	13,2 m.
Puntal a la cubierta principal ...	15,7 m.
Puntal a la cubierta de botes ...	18,2 m.
Calado máximo	7,9 m.
Puntal a la cubierta de superestructuras	20,7 m.
Desplazamiento a plena carga ...	21.465 t.
Potencia del motor principal	12.000 BHP.
Velocidad de servicio	17,5 nudos
Tripulación	300 personas
Autonomía	22.500 millas

Los oficiales viven en camarotes con cuarto de trabajo, baño y W. C. La tripulación y el personal científico, en 34 camarotes individuales y 124 dobles. Hay a bordo una sala de deportes, dos piscinas (una de ellas cubierta) biblioteca y sala de lectura.

Para los trabajos de investigación, hay más de 80 laboratorios. El servicio de aire acondicionado de éstos es independiente del general del buque.

El buque "Akademik Sergej Korolev" es un Centro científico flotante en el que puede resolverse los más complicados problemas de gobierno de satélites artificiales y cápsulas tripuladas. A principio de 1971, por ejemplo, junto con otros barcos, sirvió para transmitir a la tripulación de la cápsula "Soyuz 10" las correcciones de rumbo necesarias.

También está equipado para la recepción y proceso de informaciones telemétricas recibidas del Cosmos.

ENTRA EN SERVICIO COMERCIAL EL HOVERCRAFT "VT1"

Después de tres años de desarrollo, ha entrado en servicio de explotación comercial el hovercraft



"TV1", construido por Vosper Thornycroft, que realiza junto con dos ferrys, de 250 pasajeros, el servicio entre Copenhague y Malmö de unos treinta y cinco minutos de trayecto.

El "VT1" está considerado como un artefacto semianfibio, con costados laterales rígidos y propulsado por hélice marinas de paso controlable.

La maquinaria propulsora consiste en turbinas de gas de dos ejes, que mueve tanto las hélices como los ventiladores de sustentación. Como se sabe, esta forma de propulsión proporciona una navegación más reposada que la conseguida mediante hovercraft de propulsión aérea, y por supuesto la estabilidad de ruta está considerablemente mejorada por las dos paredes laterales esbeltas que corportan los ejes porta-hélices.

En principio se utilizarán dos artefactos de este tipo para la ruta antes mencionada en estrecha competencia tanto con buques convencionales de desplazamiento como con hidroplanos en esta zona a través del Estrecho de Sund de intenso tráfico. Esta es una oportunidad de comparar las ventajas y desventajas de los tres tipos de transporte, incluyendo el factor psicológico de los pasajeros que pueden elegir cualquiera de las tres modalidades. La juventud optará por la novedad y las personas de edad por el sistema más cómodo y seguro.

ALUMBRADO PARA TRABAJOS SUBMARINOS

Una casa británica ha creado un equipo autónomo de alumbrado submarino, que evita a los buzos arrastrar cables eléctricos. El equipo puede funcionar a 150 metros de profundidad con una intensidad



luminosa máxima de 30.000 bujías. El acumulador de níquel cadmio de 6 V y 20 A/h es recargable y tienen una duración aproximada de tres horas. El equipo completo pesa 9 kilogramos y se amolda perfectamente a cualquier tipo de botella de gas que lleve el buzo sin afectar su equilibrio. La caja del acumulador es de cloruro polivinílico especial, tiene un diámetro de 11,5 cm. y mide 42 cm. de longitud. Se dispone de un enchufe impermeable para transmitir la energía a la sección luminosa y para recargar. El equipo tiene un mango en forma de "D" para su transporte cuando no se usa en trabajos submarinos.

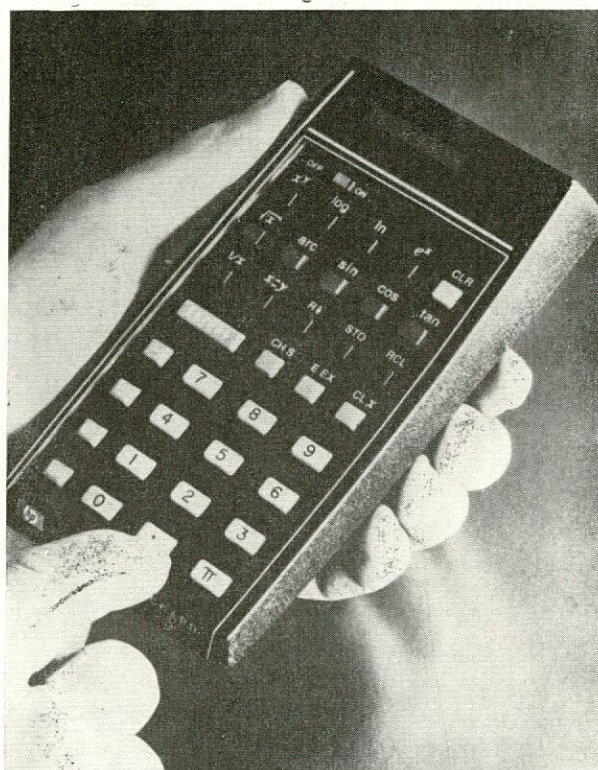
CALCULADOR DE BOLSILLO PARA CALCULO TECNICO Y CIENTIFICO

William R. Hewlett, presidente de la compañía Hewlett-Packard ha presentado en una conferencia de prensa un revolucionario calculador de bolsillo que se denominara HP-35.

El nuevo calculador se ha diseñado para cubrir un gran campo de aplicaciones en ingeniería, cálculo científico, estadística, enseñanza, gestión y estudios financieros.

No obstante pesar sólo 300 gramos este aparato puede calcular en milisegundo logaritmos y funciones trigonométricas, potencias con exponentes fraccionarios, raíz cuadrada y otras operaciones, además de la suma, resta, multiplicación y división.

El HP-35 posee cuatro registros operativos y uno más para almacenamiento de constantes, lo que evita el tomar notas intermedias y la reintroducción de constantes. Los resultados aparecen en una pantalla constituida por diodos emisores de luz, presentan-



do diez dígitos, con posición automática de la coma y eliminación de los ceros no significativos para una más cómoda y rápida lectura. Igual que los grandes ordenadores, trabaja en coma flotante con una precisión de 10 dígitos y dos más para exponente, con lo que puede operarse con números tan pequeños como 1.10^{-99} o tan grandes como $9,999999999 \times 10^{+99}$.

El nuevo calculador se alimenta por baterías recargables que se suministran junto con un cargador enchufable a la red.

COMENTARIOS DEL PRESIDENTE DE LA SNAME

El Presidente de la Society of Naval Architects and Marine Engineers dirigió a fin de 1971 y con motivo de la reunión anual de la Sociedad unas palabras a los asistentes, de las cuales entresacamos lo que sigue, por considerar que tiene interés para nuestros lectores, a pesar de referirse en gran parte a la política norteamericana:

- La situación no es ciertamente optimista. El mercado ha sufrido una depresión y no se obtienen beneficios del negocio naviero que los de los buques que ya estaban arrendados.
- Los buques de carga seca están siendo desplazados por portacontainers, pero tampoco éstos suponen un negocio seguro, ya que en muchos puertos, particularmente en el Atlántico Norte, hay más ofertas que demanda.
- La Construcción Naval se ha mantenido a un nivel razonable en muchos astilleros, pero no aparecen órdenes. La Construcción Naval americana no ha salido indemne de la inflación que afecta a esta industria en todo el mundo, pero posiblemente en este país la situación es particularmente adversa. El comercio exterior de los Estados Unidos ha crecido de una manera significativa en los últimos veinte años, pero las mercancías transportadas en buques de bandera americana ha disminuido, del 40 por 100 de hace veinte años, a menos del 6 por 100 del tonelaje en la actualidad. A este ritmo, llegaremos a no transportar ninguna mercancía de nuestro comercio marítimo.

Por supuesto, hay otros campos de interés, como es por ejemplo, la polución. Me voy a referir, no al concepto que se entiende normalmente que esta palabra expresa, sino a la polución política que encontramos en el camino de nuestro propio destino y posiblemente de nuestra supervivencia.

Estamos convencidos que con todas las faltas que pueda tener nuestro sistema político, sigue siendo la mejor forma de gobierno, pero éste da unas injustificadas ventajas a los candidatos que simplemente prometen lo que no van a dar o que actúan de una manera oportunista aprovechándose de los intereses de una minoría en detrimento de la mayoría que prudentemente se mantiene silenciosa.

La polución política está ensuciando nuestro sentido de escala de valores, responsabilidad fiscal e incluso nuestro instinto de supervivencia. Esta polución es el incentivo que puede conducir a destruir la honestidad intelectual y nuestra capacidad de admitir errores y de vivir dentro de nuestras posibilidades de productividad. La polución, en resumen, puede destruir todas las virtudes hogareñas que aprendimos en el regazo de nuestra madre.

El profesor Parkinson expuso algunas leyes sobre el comportamiento humano. Pido se me permita presentar mi propia Ley: Un grupo de gentes es más estúpido que el más estúpido de sus componentes y como a los ingenieros les gusta expresar las cosas mediante números, voy a indicar la forma matemática de esta Ley: Supongamos que cada miembro de un grupo tiene un coeficiente de inteligencia que da el valor 1 solamente a Dios. La inteligencia del grupo es el producto de los coeficientes individuales de sus componentes. Claro está que en una nación de 100 millones de habitantes no puede esperarse que sea muy alta la inteligencia colectiva.

La solución es evidentemente reducir el número de personas a que se concede el derecho de tomar decisiones, como sucede, por ejemplo, en el Kremlin. Esta reducción no tiene por qué estar reñida con la democracia y de hecho es necesaria para su supervivencia.

Dios quiera que las personas que hayan de tomar decisiones se fijen en dos temas que merecen atención: La situación militar —incluso la naval— de los Estados Unidos, en relación con Rusia, y la intolerable situación laboral existente en este país.

SIC

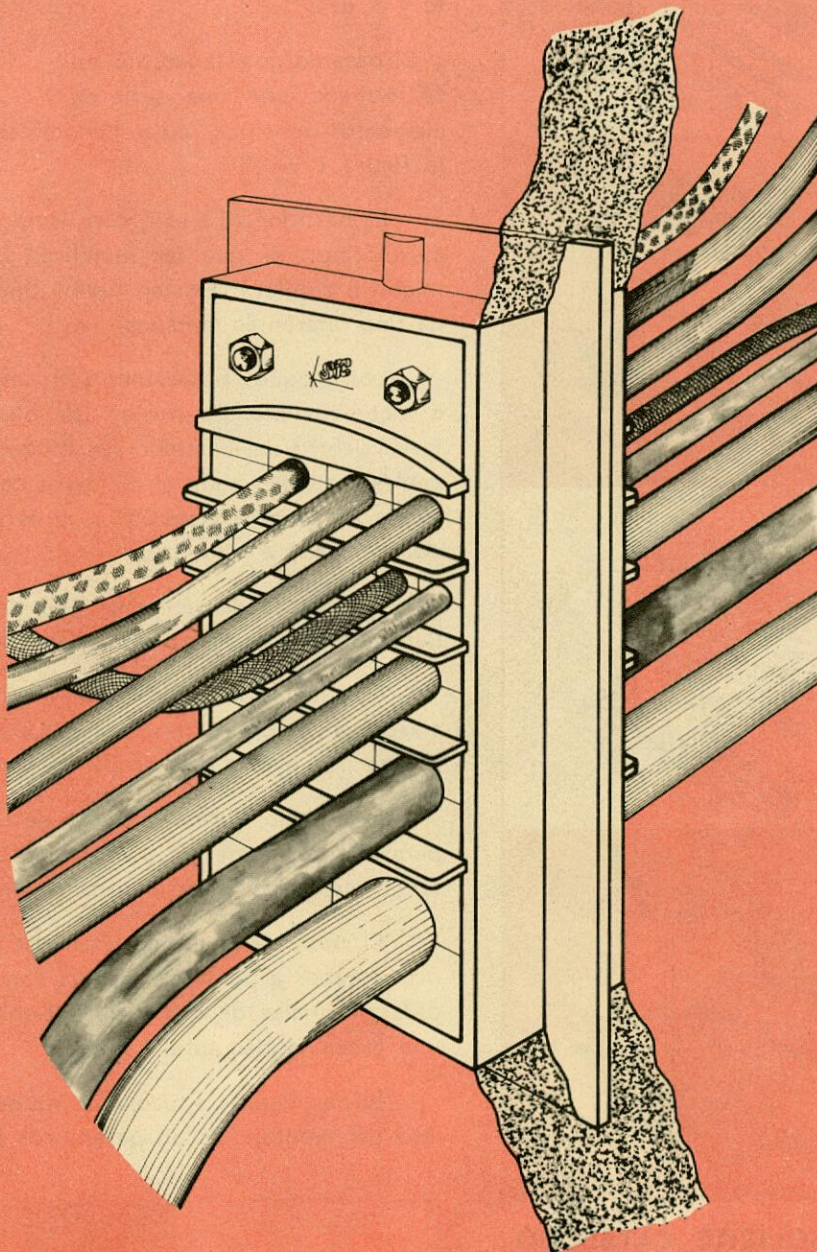
PASAMUROS ESTANCO

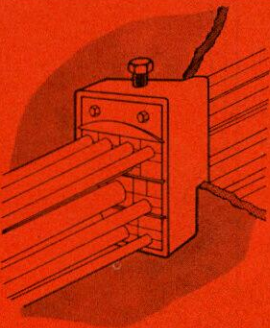
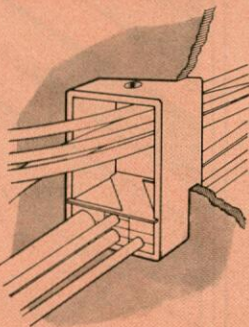
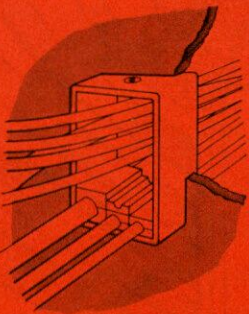
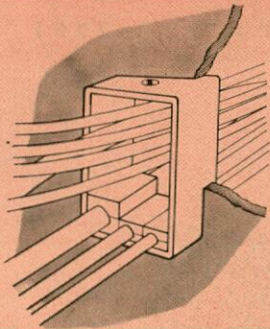
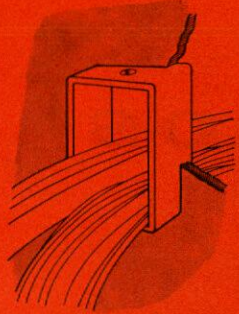
PAT. 162251

- Para el paso de cables o tubos a través de muros, mamparos, techos, pisos, etc.
- Estanqueidad al paso de agua, aceite y gas.
- Seguridad en caso de incendio. Impide la propagación del fuego.
- Facilidad en el montaje. Se realiza a base de un sistema modular uniforme.
- Adaptabilidad a cualquier número y diámetro de cable o tubo, permitiendo múltiples combinaciones.

RECOMENDADO PARA SU INSTALACION EN:

- BUQUES
- INDUSTRIAS
- VIVIENDAS
- ETC.





Los pasamuros estancos SIC están proyectados y desarrollados para dar estanqueidad al paso de cables o tubos a través de muros, mamparos, techos, pisos, etc., en aquellas instalaciones en que sea necesario realizar el tendido de cables a través de compartimentos independientes o estancos, dando seguridad de aislamiento en caso de incendio por evitar el paso del fuego de un compartimento a otro, y produciendo estanqueidad al agua, al aceite y al gas.

El pasamuros estanco SIC está formado por una serie de elementos sencillos, cuya denominación se puede observar en la vista de conjunto de la figura 1.

El bastidor (1) está constituido por un armazón metálico que puede soldarse a la pared (caso de que sea metálica) o empotrarse en la misma (paredes de ladrillo, hormigón o similar). Existen varios tipos de bastidor según su aplicación y dentro de cada tipo diferentes tamaños.

Los bloques pasacables (2) son de material elástico, resistente al agua, al aceite e incombustible. La misión del bloque pasacables es abrazar al cable o tubo para aislarlo. Dentro del bastidor, los bloques se disponen ordenadamente por hileras de varios cables o tubos, según el diámetro de los mismos, consiguiendo de esta forma y con la ayuda de bloques ciegos (3), si es preciso, rellenar en su totalidad la parte del bastidor dedicada a este fin.

Las placas de retención (4) tienen como objeto conseguir la rigidez del conjunto. Para ello, se intercalan entre las hileras de bloques pasacables.

Con la placa de compresión (5) se asegura la hermeticidad perfecta del conjunto elástico de bloques pasacables. La regulación de la presión de esta placa metálica se realiza por medio del tornillo de presión (7).

El espacio libre resultante de la compresión del conjunto, se ocupa con una empaquetadura de cierre (6) elástica, que una vez apretada y expandida completa el sistema, quedando el pasamuros totalmente hermético y rígido.

El montaje y composición del pasamuros según el número y diámetro de los cables o tubos a pasar, se efectúa con elementos totalmente estandarizados para las medidas normales de cable, que permiten toda clase de combinaciones, dando al sistema una funcionalidad total.

En las figuras situadas al margen, se puede observar alguno de los pasos del proceso del montaje de un pasamuros SIC.

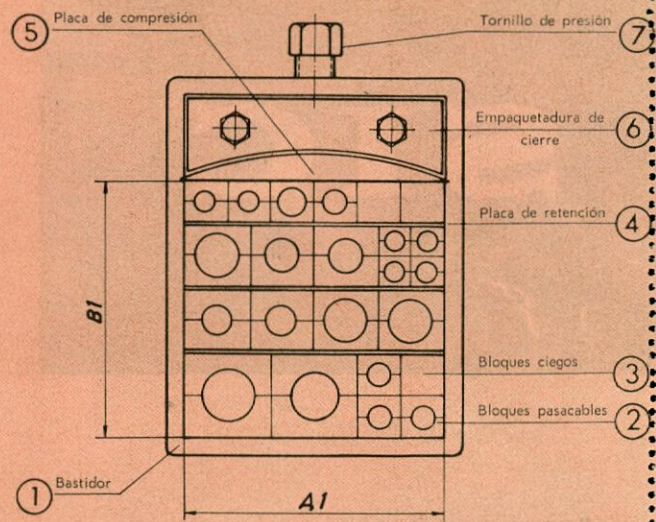
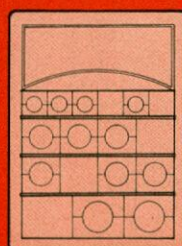


Fig. 1

SOLICITE CATALOGO DESCRIPTIVO

En él encontrará con todo detalle información sobre:

- Tipos de bastidor.
- Componentes de un Pasamuros.
- Modo de proceder para seleccionar un Pasamuros.
- Elección del tipo de bastidor adecuado.
- Instrucciones de montaje.
- Instrucciones para pedidos.



SICCIS

Apartado 40
Tno. 358843*

GIJON

INFORMACION NACIONAL

BOTADURA DEL SUPERPETROLERO "ARTEAGA"

El 15 de abril tuvo lugar el lanzamiento del "Arteaga", el mayor petrolero construido en Europa, superándole solamente el "Nisseki Maru", construido en Japón. El "Arteaga", ha sido botado en los Astilleros de "Astano", sitos en la ría ferrolana. Fue madrina de la ceremonia la Excm. Sra. doña Carmen Polo de Franco, esposa del Jefe del Estado.

Bendijo la nave el cura párroco de Perlio, reverendo don Manuel Tarrío Bello, ya que los Astilleros están enclavados en la citada feligresía.

Tras la ceremonia de bendición y amadrinamiento, el director general de la Factoría, don Ignacio González Llanos y Galvache, que dirigió la maniobra de lanzamiento, dio la orden y el superpetrolero discurreó sobre la grada para posarse en el mar, mientras los barcos surtos en las inmediaciones, entre ellos remolcadores y numerosos pesqueros, hacían sonar sus sirenas y pitos, dando la bienvenida al nuevo buque.

Asistieron a la ceremonia el Ministro de Industria Ecmo. Sr. don José María López de Letona, Excm. señora doña Isabel Polo, viuda de Guezala, hermana de las esposa del Jefe del Estado, Mr. B. R. Dorsey, Presidente de Gulf Oil Company, Mr. K. Park, Presidente de Pan Ocean Bulkcarrier, don Enrique de Sendagorta Aramburu, Presidente del Consejo de Administración de la empresa armadora Petronor, Capitán General de la Zona Marítima del Cantábrico, Almirante don Juan Romero Manso, Capitán Gene-

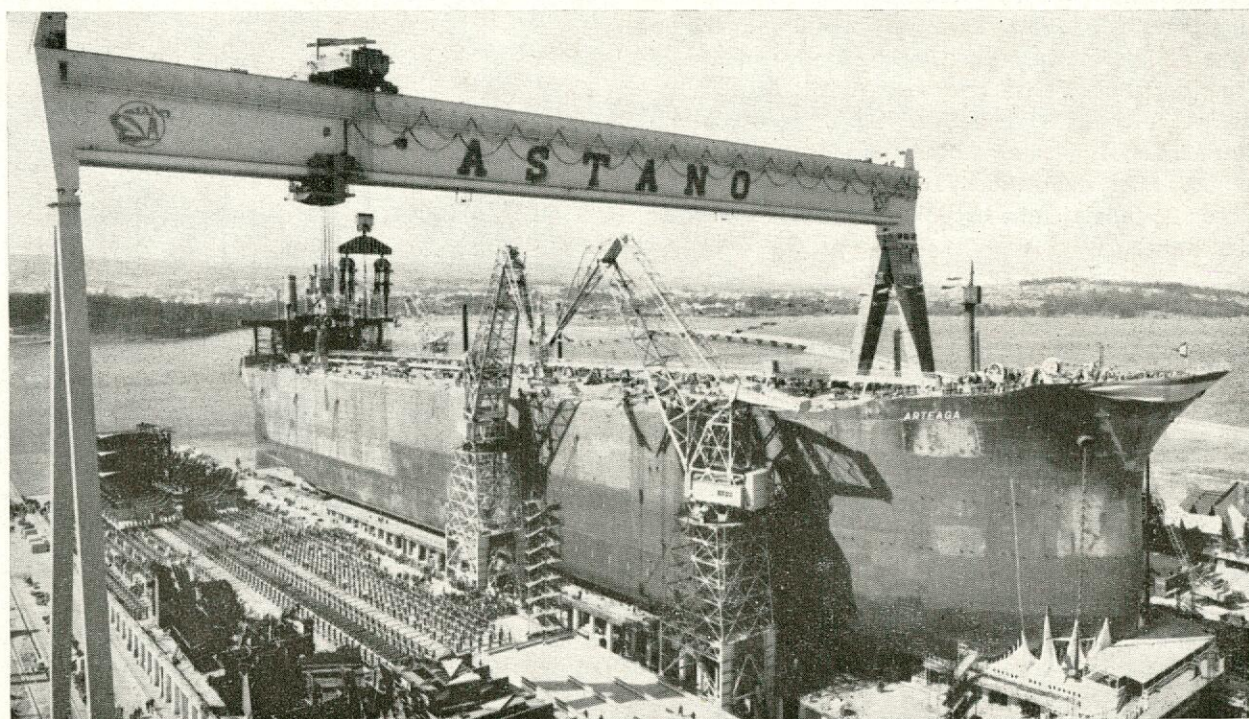
ral de la Octava Región Militar, Teniente General don Luciano García Machiñena; Gobernador Civil, don Prudencio Landín Carrasco, don Nicolás Franco y Pascual del Pobill, Consejero Nacional del Movimiento por la Provincia de La Coruña, don Mariano Campos, Director General de Río Gulf de Petróleos otras autoridades y personalidades, así como numerosos invitados.

El "Arteaga" tiene las siguientes características:

Eslora	347,200 m.
Eslora entre perpendiculares ...	330,000 m.
Manga	53,300 m.
Puntal	32,000 m.
Calado	24,840 m.
Peso muerto	325.000 t.
Potencia máxima	2 × 18.700 SHP.
Velocidad en pruebas	14,5 nudos

El buque está dividido como sigue: ocho tanques centrales de carga y dieciséis laterales, de los cuales veintidós serán para carga y dos para lastre limpio, cámara principal de bombas, cámaras de máquinas y calderas, con los tanques de almacenamiento de combustible y tanques a los costados, pique de proa, con tanques de agua dulce y potable y el local del servo.

El "Arteaga" se dedicará al transporte de crudos de petróleo para la refinería que Petronor tiene en Somorrostro (Vizcaya). En principio, hará el transporte a Bantry-Bay (Irlanda), desde donde se reen-



viará el crudo a Santurce, en barcos de menor tonelaje. Una vez entre en servicio el superpuerto de Bilbao, el "Arteaga" descargará directamente en este puerto.

El buque lleva tres anclas de servicio sin cepo y cada una llega a pesar aproximadamente 24.500 kilos. Llevará los más modernos aparatos náuticos, meteorológicos y de señales, equipos de seguridad y contraincendios.

Asimismo lleva un espacio para helicóptero y en su distribución interior cuenta con siete espacios públicos, un salón principal, otros salones y tres comedores. Además lleva hospital, lavandería, piscina, zona de secado, salas de estar y fumar, carnicería, etc.

Posee dos ascensores con capacidad de 750 kilos, un montacargas del mismo peso e iluminación de cubierta con 16 reflectores de 700 vatios.

ASTANO esta actualmente en conversaciones con el Instituto Nacional de Industria, para la participación de éste, ya que esta participación se estima necesaria para un más amplio desenvolvimiento de la Factoría en el futuro.

Numerosísimo público presenció la botadura, primera que se ha hecho en el mundo desde grada de un buque de tales proporciones. El peso del buque en el momento de la botadura era de 57.000 toneladas y la velocidad alcanzada durante el lanzamiento se calcula en 6,8 m/s.

El "Arteaga" es el octavo barco de más de 100.000 toneladas de registro bruto botado en astilleros españoles, y hará el número seis de ese calibre que navegan bajo pabellón español.

Terminado el acto de la botadura, la esposa del Jefe del Estado, con el Ministro de Industria y demás personalidades invitadas fueron obsequiadas con un vino español.

A 3.250 millones de pesetas asciende el costo del superpetrolero "Arteaga", cuya botadura ha tenido lugar en la factoría que el Perlio. Ayuntamiento de Fene, de la ría Ferrolana, tiene Astilleros y Talleres del Noroeste, S. A. (ASTANO). Se recuerda que el crecimiento de esta empresa ha sido espectacular en pocos años, dado que en 1941 solamente construía barcos de tonelaje que oscilaban entre las 100 y las 1.300 toneladas.

BOTADURA DEL BUQUE "KIRKUK"

El 18 de marzo tuvo lugar en la Factoría de Matagorda de Astilleros Españoles, S. A., la botadura del buque "Kirkuk, petrolero de 35.370 TPM con destino a la firma Iraqi Maritime Transport Co., del Irak.

Fue madrina del lanzamiento Mrs. L. Naama, esposa del agregado comercial de la Embajada del Irak en España, a quien acompañaban en la tribuna las primeras autoridades y representantes de las firmas Armadora y Constructora.

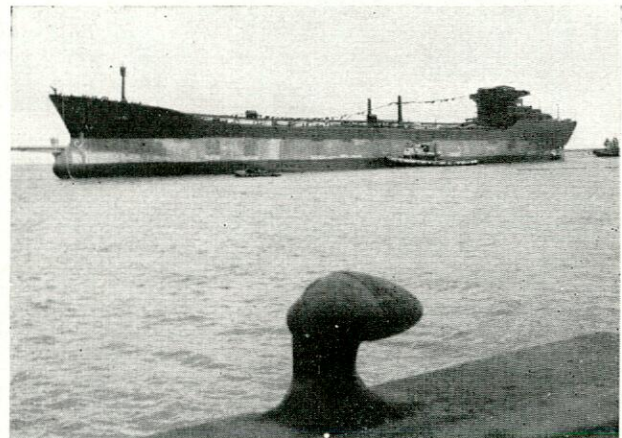
Características principales:

Eslora total	201,00 m.
Eslora entre perpendiculares	192,00 m.
Manga de trazado	26,50 m.
Puntal de trazado	14,00 m.
Calado de trazado	16,67 m.
Peso muerto	35.370 t.
Registro bruto	20.450 t.
Desplazamiento	44.100 t.



El equipo propulsor está compuesto de un motor principal Sulzer, tipo 6RD90, con una potencia de 13.800 BHP.

Las calderas, líneas de ejes, hélices y grandes piezas fundidas y forjadas, han sido fabricadas en las distintas Factorías que forman el grupo Astilleros Españoles, S. A.



En el momento de la botadura el buque llevaba montado a bordo parte del equipo propulsor, maquinaria auxiliar, tuberías en cámaras de máquinas, tanques y otros equipos, lo que permitirá realizar las pruebas en breve plazo.



**PRUEBAS OFICIALES DEL PETROLERO
"RUMAILA", DE 35.370 TPM.**

El 2 de febrero pasado tuvieron lugar en la Bahía de Cádiz las pruebas oficiales del petrolero "Rumaila", de 35.370 TPM, que ha sido construido en la Factoría de Matagorda de Astilleros Españoles, S. A., con el número de construcción 165, para la Cía. Iraqi Maritime Transport Company.

Las características principales del buque son:

Eslora total	201,00 m.
Eslora entre perpendiculares	192,00 m.
Manga	26,50 m.
Puntal	14,00 m.
Calado de proyecto	10,67 m.
Peso muerto	35.370 t.

Este buque es de proyecto totalmente moderno; está equipado de una sola hélice y propulsado por motor Diesel.

Posee proa lanzada, con bulbo de proa. Tanto la cámara de máquinas como la superestructura están situadas a popa. El proyecto de las formas del buque ha sido realizado por el Canal de Experiencias de El Pardo.

Está dividido en 5 tanques centrales y 10 laterales por medio de 2 mamparos longitudinales y 4 transversales.

El buque se ha construido según el sistema longitudinal en toda la zona de espacio de carga y transversal en el resto.

El codaste es del tipo abierto con soporte para el timón construido de chapa de acero soldado con piezas de acero fundido.

En la cubierta castillo, se disponen dos unidades combinadas de chigres y molinetes de tensión constante, cada uno está dotado de barbotén con embrague de bloques independientes, freno de mano y cabirón con garganta.

A popa de la cubierta toldilla, se instalan dos chigres de amarre de tensión constante, capaces de ejercer una tracción de 8 toneladas.

Para las maniobras del puntal de carga de las mangueras se utilizan dos chigres de 5 toneladas cada uno.

Para las maniobras de elementos de la cámara de máquinas y embarque de los víveres, se disponen a popa de la superestructura de dos postes con pluma de 1,5 toneladas.

Este buque está estudiado para alojar a una tripulación máxima de 50 hombres, incluidos los espacios necesarios para los servicios del Armador.

Todos los mamparos divisorios de pasillos son de tableros clase "Marinite" y 22 mm. de espesor. El resto de todos los mamparos son de tablero contrachapeado de Okume de 22 mm. de espesor.

Todos los locales van embonados en los costados,

mediante el empleo de tablero contrachapeado de Okume de 22 y 15 mm. de espesor.

El revestimiento de todos los camarotes de tripulación, maestranza y oficiales o similares, comedor de tripulación, oficina, etc., está realizado utilizando tela plástica de tipo y colores adecuados y en consonancia con la decoración prevista en cada local. Los aseos y oficios están revestidos con azulejos. En los camarotes y despachos de Capitán, Jefe de Máquinas, Armador, Primeros Oficiales, etc., dichos revestimientos están constituidos por tableros barnizados.

En relación con el mobiliario y la decoración, se ha pretendido dar al buque un elevado standard de confort y habitabilidad para toda la tripulación.

Está dotado también de un sistema de aire acondicionado en todos los camarotes y salones.

La maquinaria propulsora principal está compuesta por un motor Diesel, marino, sobrealimentado, AESA-SULZER, tipo 6RD90, vertical de simple efecto, dos tiempos, reversible y con inyección directa.

Está dispuesto para funcionar satisfactoriamente con combustible pesado con conexión alternativa que permitirá al mismo trabajar con diesel-oil. Tiene 6 cilindros de 900 mm. de diámetro cada uno y 1.550 milímetros de carrera, es capaz de desarrollar una potencia continua de 13.800 BHP, a 119 r. p. m.

Se ha instalado en la cámara de máquinas dos generadores Diesel, directamente acoplados a alternador de 425 KW. y un turboalternador de 500 KW.

Para el servicio de las turbobombas de carga, bombas de agotamiento, maquinaria de cubierta, etcétera, se han instalado 2 calderas con una producción de vapor cada una de 12.000 kilogramos vapor/hora, a 14 Kg/cm².

En la cámara de bombas de carga se disponen de 3 turbobombas centrífugas horizontales con una capacidad de 1.000 Tm/hora cada una.

**BOTADURA DEL BULKCARRIER
"TURKIS"**

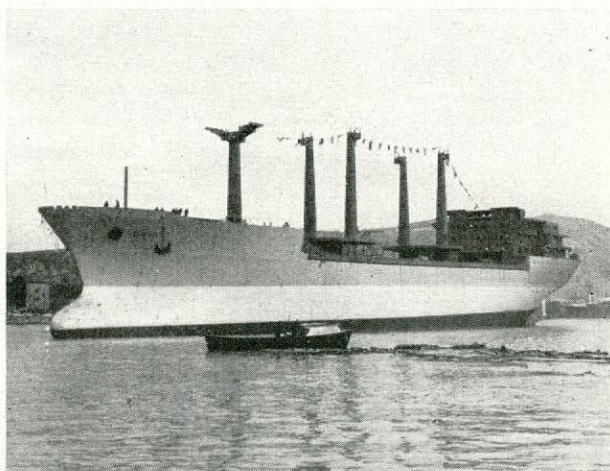
El 12 de febrero del presente tuvo lugar en la Factoría de Sestao de A. E. S. A., la botadura del bulkcarrier de 15.500 t. p. m. "Turkis", construcción 179 de las efectuadas en esta Factoría.

El "Turkis" ha sido encargado por la Casa Armadora Unimar Seetransport Gesellschaft, de Hamburgo (Alemania) y se trata del último de una serie de cuatro, denominados por orden de lanzamiento al agua, "Turmalín", "Topas", "Aquamarín" y el ahora mencionado "Turkis".

Las características principales son las siguientes:

Eslora entre perpendiculares	142,00 m.
Manga	22,90 m.
Puntal a cubierta superior	13,35 m.
Puntal a cubierta baja	9,25 m.

Calado máximo	10,25 m.
Peso muerto	15.500 t.
Capacidad de bodegas (balas)	747.000 p ³
Capacidad de carga refrigerada ...	11.000 p ³
Capacidad de containers de 20 pies.	335
Arqueo bruto	11.000 t.
Arqueo neto	6.500 t.
Autonomía	12.500 millas
Velocidad en pruebas de carga	19 nudos



Motor propulsor, AESA-B. & M., tipo OK74 EF, de 11.600 BHP, a 124 r. p. m.

Tripulación: 58 personas, mas dos armadores, mas un práctico, mas dos carabineros, mas tres disponibles.

Entidad clasificadora: Germanischer Lloyd.

Presidió el acto el Excmo. señor don Enrique Rolandi Gaité, comandante de Marina de Vizcaya. Estuvo presente por la Inspección de Buques de Vizcaya, el ingeniero de la misma, don Víctor Acedo.

Representó a Astilleros Españoles, S. A., don Víctor García Rodrigo, director de la Factoría de Sestao, acompañados de altos cargos de la misma.

**PRUEBAS OFICIALES Y ENTREGA DEL
"SAC HUELVA"**

En la Factoría de la Empresa Nacional Bazán en Cartagena, se ha efectuado, el día 8 de marzo, la entrega a sus Armadores, una vez efectuadas satisfactoriamente las pruebas oficiales, del buque "Sac Huelva".

Construido en dicha factoría, por encargo de la Compañía de Transportes, Aduanas y Consignaciones S. A. (T. A. C.), se destina al transporte de carga a granel, dispuesta en cuatro bodegas.

Sus principales características son las siguientes:

Eslora total	115,50 m.
Eslora entre perpendiculares	106,00 m.
Manga de trazado	15,40 m.
Puntal de trazado	8,75 m.
Calado en plena carga	6,30 m.

Peso muerto	5.500 t.
Potencia equipo propulsor	2.500 CVe.
Velocidad en plena carga (con el 80 por 100 de potencia)	12 nudos
Autonomía máxima plena carga.	6.000 millas
Capacidad de bodegas	7.242 m ³
Dotación	31 personas

Su motor principal es un Diesel Bazán-Sulzer, tipo 5 SD 60, de dos tiempos, simple efecto, inyección directa, reversible, con consumo de gas-oil.

La energía eléctrica del buque se suministra por dos Grupos Diesel-Alternadores, compuesto cada uno por un motor Bazán-Sulzer 6 BAH 22, que desarrolla una potencia de 450 CVe, a 600 r. p. m. y de un alternador de corriente alterna trifásica de 375 KVA, directamente accionado por el motor Diesel y dispuesto en bancada común. Lleva, asimismo, un Diesel-Alternador de emergencia de 63 CVA.

El "Sac Huelva", está construido en acero, como fuerte escantillón con cubierta corrida, superestructura a popa y corto castillo, con el equipo propulsor y sus auxiliares colocados a popa, una sola hélice, proa lanzada y popa de crucero.

Dispone —para carga y descarga— de dos gruas eléctricas de diez toneladas cada una, instaladas sobre sendos pórticos trasladables longitudinalmente.

El Bureau Veritas ha otorgado su más alta clasificación al "Sac Huelva".

Este buque es el quinto que T. A. C. (Transportes, Aduanas y Consignaciones, S. A.), ha contratado con la Empresa Nacional Bazán para su construcción en la Factoría de Cartagena.

PUESTA A FLOTE DEL SUBMARINO S-61

El pasado día 25 de marzo se celebró en la Factoría de la Empresa Nacional Bazán, en Cartagena, la

puesta a flote del submarino "Daphné", S-61, con destino a la Marina de Guerra Española.

Actuó de madrina del nuevo sumergible la Excelentísima señora doña Alicia Ballester de Gamboa, esposa del Capitán General de la Zona Marítima del Mediterráneo.

Las características del nuevo submarino son las siguientes:

Eslora	58,00 m.
Manga	5,75 m.
Calado	4,60 m.

Desplazamiento: 1.040 toneladas en inmersión y 870 toneladas en superficie.

El equipo propulsor consiste en dos hélices movidas mediante dos ejes con dos motores eléctricos de 800 CV. cada uno, que reciben su energía en la nevegación en superficie y a cota de snorkel, de dos grupos electrógenos formado cada uno por un motor diesel Pielstick de 1.300 CVe y un generador eléctrico de 450 KW, y en inmersión de dos baterías de acumuladores.

Velocidad : 13 nudos, en superficie y 15 nudos, inmersión.

Tubos lanzatorpedos: 12 de 550 mm.

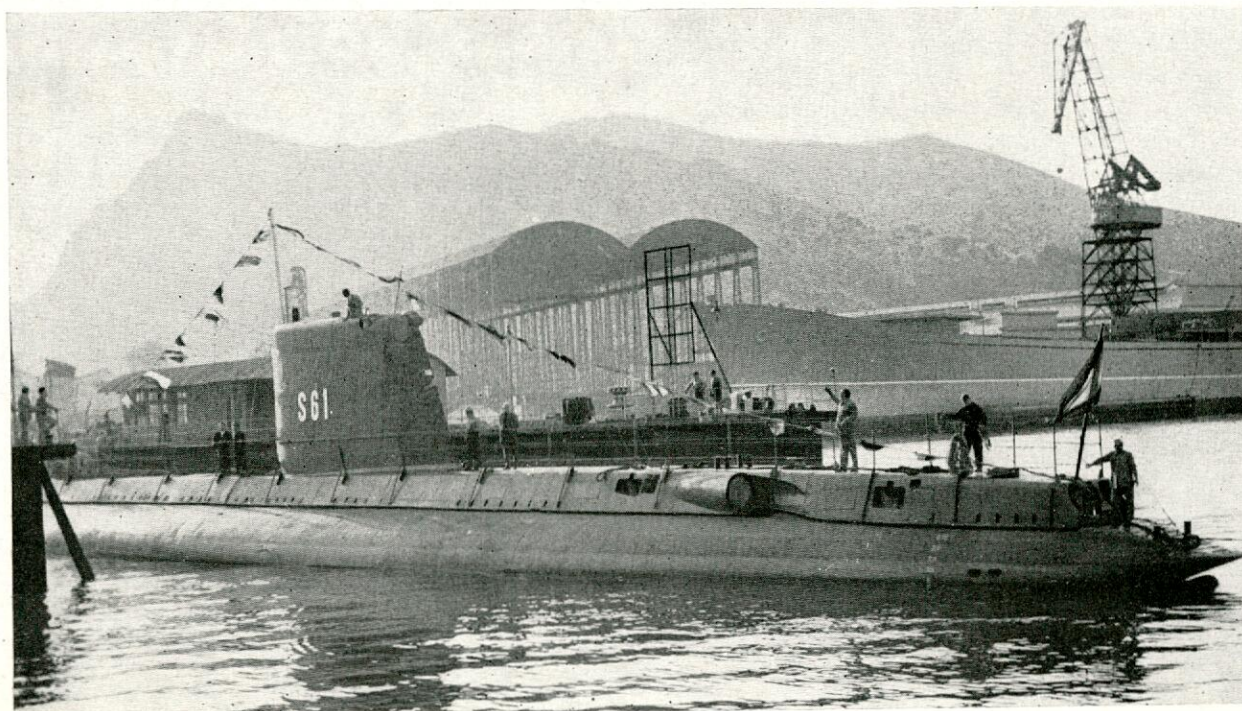
Tripulación: capaz para 50 hombres.

La entrega definitiva a la Marina de Guerra del submarino de ataque S-61, está prevista dentro del primer semestre de este año.

Como se sabe, la primera fase del programa naval de la Marina de Guerra Española, marca los objetivos siguientes:

Dos destructores antisubmarinos "Roger de Lauria" y "Marqués de la Ensenada"; ambos en servicio.

Cinco fragatas portamisiles DEG-7: "Balears", "Andalucía", "Cataluña", "Asturias" y "Extremadura". De ellas ya están botadas las tres primeras.



Cuatro submarinos "Daphné": S-61, S-62, S-63 y S-64.

La segunda fase del Programa Naval se desarrollará entre los años de 1972 a 1979, y sus fondos han sido ya aprobados por Ley de 1971. Comprende la construcción de un total de cuarenta y ocho buques, todos ellos a realizar en las Factorías de la Empresa Nacional Bazán de Construcciones Navales Militares, S. A., en El Ferrol, Cartagena y Cádiz.

PUESTA A FLOTE DEL "BELEN"

En la Factoría de Cartagena, de la Empresa Nacional Bazán, el día 3 a las cuatro y media de la tarde ha sido puesto a flote el buque "Belén". Se trata de la cuarta unidad de las cuatro que esta Empresa está construyendo para la Compañía Trasatlántica. Dos de ellas se construyen en la Factoría de San Fernando y las otras dos en la de Cartagena.

Las características principales son:

Eslora total	140,00 m.
Manga	19,20 m.
Puntal a la cubierta superior ...	11,00 m.
Porte aproximado	8.000 t.
Potencia	9.900 BHP.
Velocidad en pruebas	19 nudos
Tripulación	34 personas

El buque tiene roda lanzada con bulbo y popa de estampa. El control de máquinas está centralizado en un local aislado térmica y acústicamente y dotado de aire acondicionado, en el que también están agrupadas todas las alarmas.

La potencia eléctrica instalada es de 1.140 kilovatios suministrados por tres grupos electrógenos principales y uno de puerto. Los motores de los grupos principales son Bazán-MAN, tipo R8V16/18 TLS, de 520 CV, a 1.200 r. p. m. fabricados en la Factoría de Cartagena de la Empresa Nacional Bazán.

El buque está preparado para el transporte de carga general, containers, pallets y carga refrigerada, y está equipado con medios de carga que pueden maniobrar hasta 40 toneladas. También dispone en dos bodegas de portas laterales para poder efectuar la carga por medio de carretillas automóviles.

Tanto los camarotes como los locales comunes disponen de aire acondicionado además de sus servicios propios.

Para la seguridad del buque dispone de un equipo de alarma por detección de humos y servicio de contra incendios por agua y CO₂.

El buque fue bendecido por el Arcipreste de la ciudad Reverendo P. Juan Iniesta, actuando de madrina la distinguida señora doña Visitación Villota Sanz, de Serrano.

PRIMER COLOQUIO DEL GERMANISCHER LLOYD EN ESPAÑA

El día 18 de febrero de 1972 se celebró en el Instituto de Ingenieros Civiles de Madrid, el Primer Coloquio del Germanischer Lloyd en España, al cual se invitó a todos los círculos navales y armadores/naveiros nacionales interesados.

El doctor Ingeniero Ohe Röhl de la Administración Principal de Hamburgo, trató los siguientes temas:

1. Hipótesis de carga para el dimensionamiento general (Estructura longitudinal y transversal).
2. Estructura de petroleros.
3. Doble fondos y mamparos de bulkcarriers.
4. Varada de grandes buques.

La Oficina Central del Germanischer Lloyd en España, Las Arenas (Vizcaya), Artecalle 2, primero derecha, gustosamente facilitará un protocolo del citado Coloquio a toda persona interesada que no haya podido asistir a dicha reunión.

Después de la discusión del Coloquio, se reunieron los siguientes miembros del Comité Español del Germanischer Lloyd en España, para celebrar su primera Reunión Trimestral 1972.

Don Rafael García Bueno (Vicepresidente).

Don Vicente Figaredo.

Don Fernando del Molino.

Don Ernesto Martínez Sánchez (en representación de don Juan Ruiz de Velasco).

Don Arnfried von Thun (Secretario).

Don Antón Sopelana (en representación de la Inspección General de Buques, Madrid).

Se acordó celebrar la Próxima Reunión Trimestral en mayo, en Bilbao, recomendando tratar temas actuales sobre daños más frecuentes observados en todo tipo de buques, sus eventuales causas y las recomendaciones sobre reparaciones adecuadas por parte del Germanischer Lloyd. Asimismo las experiencias obtenidas con estos tipos de reparaciones.

ASAMBLEA PLENARIA DE INDUNARES

El día 16 de marzo se celebró la Asamblea anual del Servicio Comercial y Técnico de Industrias Auxiliares de la Construcción Naval. Finalizada la Asamblea propiamente dicha los asistentes y invitados se reunieron en el almuerzo que tradicionalmente ofrece el Servicio en estas ocasiones. Durante él, don Enrique Uzquiano de Miguel, Presidente de INDUNARES, pronunció el siguiente discurso:

Excmos. e Ilmos. señores, amigos todos de INDUNARES.

Nos hemos reunido esta mañana las 116 Empresas que formamos INDUNARES para celebrar nuestra Asamblea General. Hemos pasado revista a nuestra actividad durante el año 1971. Hemos hecho examen de conciencia, y hemos marcado las líneas de nuestra actuación en este año.

He de señalar también que se ha aprobado una importante subida de cuotas. Nuestras Empresas se han dado cuenta de que para conseguir lo que perseguimos, hay que esforzarse. Vamos a gastar nuestro dinero, y vamos a cooperar todos para hacer las cosas bien. Agradezco la postura de las Empresas que hacen sentirse respaldado a su Presidente.

La Industria Naval Española, formada por los Astilleros y las Industrias Auxiliares, ha cumplido los objetivos que tenía previstos en el año 1971. Se han entregado 875.000 TRB, que han supuesto una producción de 24.500 millones de pesetas en total. El aumento con respecto al año 1970 ha sido del 17 por 100. De los 164 buques entregados mayores de 100 toneladas, 69 lo han sido para Armadores extranjeros. El desglose de la producción ha sido de 545.000 toneladas de buques de bandera española, con un valor de 15.200 millones de pesetas y 330.000 toneladas de barcos destinados a la exportación, con un valor de 9.300 millones de pesetas. España sigue en el pelotón de cabeza en cartera de pedidos, que en estos momentos es de 4.540.000 TRB, aunque el 31 de diciembre pasado llegó a ser de 5.100.000 toneladas.

De los 24.500 millones de pesetas de buques que hemos producido en España en el año pasado, la aportación de las Industrias Auxiliares españolas ha sido de 16.000 millones de pesetas, lo que supone un 66 por 100 del valor total de los buques producidos. La cifra de equipos importados para buques, ha sido del 7,86 por 100 en vez del 8,45 del año 1970. Aunque tenemos perfectamente calculado que lo que se debe importar imprescindiblemente en un buque convencional no pasa del 3,6 por 100, pensamos que hemos llegado a cifras que son perfectamente lógicas, pues sabemos las presiones que los Astilleros reciben, sobre todo de Armadores extranjeros, para imponer las marcas por ellos preferidas. Es de justicia señalar que la mentalidad de los Ingenieros de Proyectos y de los Jefes de Compras, es actualmente de franca colaboración en la mayoría de los casos, para ayudar a que se instalen equipos nacionales en los buques que se construyen. Su mayor confianza en la calidad y servicio en los Fabricantes españoles ha sido el fundamento de este cambio de mentalidad.

Los Ministerios de Industria y de Comercio, nos han ayudado de una manera importante con la vigilancia y el control para que las importaciones se hagan siempre de acuerdo con lo legislado.

En los estudios preparados por la Subcomisión de la Industria Naval del III Plan de Desarrollo, se ha previsto que en los próximos años la Construcción Naval española producirá 1.310.000 toneladas en el año 1972, llegando a 1.800.000 en el año 1975. Esto va a llevar a las Industrias Auxiliares a producir desde 26.000 millones de pesetas en este año, hasta 34.000 millones de pesetas en el año 75.

Se ha dudado de si seríamos capaces de mantener este ritmo marcado. El año pasado, con motivo de esta Asamblea, se puntualizó por todos los que en

ella intervinimos durante el almuerzo, la conveniencia de preparar un estudio que, a la vista de las realidades, nos tranquilizara, en el caso de que no se previeran problemas en el Sector, o que nos los señalarán si lo hubiera. Se hacía especial énfasis en la capacidad de la Industria Auxiliar para atender las necesidades de los Astilleros. A finales de junio, Construnaves e Indunares, después de un minucioso estudio de varias propuestas, seleccionaron el equipo técnico que iba a preparar el estudio, y marcaron las directrices a seguir, pasando la propuesta a la Autoridad de la Acción Concertada, por quien en



principio, fue admitida dentro de los planes de investigación del Sector. Confiamos que este estudio pueda ser puesto en marcha rápidamente, y sabemos que nuestro interés es compartido por todos.

Si en algún punto deben tomarse medidas para modificar nuestra estructura, también deseamos saberlo cuanto antes para que en ningún caso seamos motivo de la creación de problemas en la Construcción Naval.

En este estudio, se compararán los precios de nuestras Industrias con los de la competencia extranjera y con los de otros Sectores industriales españoles. Vaamos a tener una confirmación de lo que nosotros en casos concretos ya hemos podido comprobar: nuestro nivel de precios es normal y competitivo.

Con respecto a la exportación directa de INDUNARES y de sus Empresas, quiero señalar que durante el año hemos conseguido pedidos importantes

en Europa. Hemos empezado a comprobar que no debemos centrar nuestros esfuerzos exportadores únicamente en países en vías de desarrollo, sino que podemos tratar de introducirnos en países desarrollados, cuyos mercados, que al principio son más duros, son en cambio más interesantes a la larga por el gran volumen. Estamos comprobando que nuestros precios y nuestra calidad nos están permitiendo franquear esta puerta que pensábamos, hace poco, imposible para nosotros.

Quiero señalar aquí, el más importante problema que han tenido las Industrias Auxiliares durante el año pasado, y que ha sido el de las dificultades de nuestros cobros. El conjunto de nuestras Industrias han debido soportar durante este año, de una manera casi continua, retrasos en pagos de cientos, y hasta miles, de millones de pesetas. Nuestras Industrias que son, en general, de tamaño medio y pequeño, tienen pocos resortes para movilizar estas cantidades de dinero. Quiero hacer resaltar la buena disposición de los Astilleros para resolver los problemas graves concretos que se han creado; pero el que no tiene, no puede dar. Los retrasos de cobros de Primas a la Construcción Naval y de Desgravaciones, algunas dificultades con los pagos de Armadores, y en algunos casos la misma estructura financiera de los Astilleros que ha visto aumentar su producción muy rápidamente sin que sus fondos propios aumentaran en la misma proporción, han sido las más importantes causas de los retrasos en pago de los Astilleros. Espero que esta situación cambie rápidamente, y ya INDUNARES ha hecho propuestas concretas a los Astilleros que permiten resolver nuestros problemas sin aumentar sus agobios de tesorería.

Las variaciones en los cambios monetarios ocurridos durante el último semestre del año que comentamos, ha producido importantes pérdidas en los sectores exportadores, con doble efecto en el nuestro: uno como exportadores directos; y otro indirecto al afectar, de manera importante, a los Astilleros. Las medidas compensatorias hasta ahora establecidas son, a nuestro juicio, insuficientes, máxime teniendo presente la tendencia todavía en baja del dólar, moneda en la que están establecidos la mayoría de nuestros contratos. Confiamos en que este tema no se considere cerrado por parte de nuestras Autoridades.

Quiero dar la bienvenida a los nuevos Vocales que han sido elegidos esta mañana, y a nuestro nuevo Vicepresidente, don Ramón Vizcaíno. Quiero hacer una mención especial a nuestro antiguo Vicepresidente, que ha dejado de serlo, Manolo Bergareche, que ha estado con nosotros desde el principio de la formación de INDUNARES.

Agradezco al Excmo. Sr. Ministro de Comercio que nos haya honrado presidiendo nuestra mesa, y a las Autoridades y a los amigos, todos ellos muy comidos fuera de casa, que hayan asistido a este almuerzo.

Muchas gracias.

NORMAS UNE

El Instituto Nacional de Racionalización y Normalización acaba de editar, entre otras, las siguientes normas UNE, las cuales se hallan a la venta en su domicilio social Serrano, 150, Madrid-6.

UNE 5002 h2. Reglas para el empleo de las unidades del sistema internacional de unidades y de sus múltiplos y submúltiplos decimales. Unidades cuyo uso se recomienda.

UNE 7263. Ensayo de dureza Brinell para fundición gris.

UNE 20320 h1. Construcción y ensayos de envolventes antideflagrantes de aparatos eléctricos. Características.

UNE 20320 h2. Construcción y ensayo de envolventes antideflagrantes de aparatos eléctricos. Características particulares de las envolventes del Grupo II C. (Hidrógeno).

UNE 20349. Prensaestopas de material plástico para entrada de conductores en envolventes de material eléctrico de baja tensión.

UNE 20501 h2. Equipos electrónicos y sus componentes. Ensayos fundamentales climáticos y de robustez mecánica. Ensayo A: Frío.

UNE 21027 h2 1.ª R. Cables rígidos normalizados con conductores de cobre, aislados con goma, para instalaciones interiores hasta 750 V.

UNE 21027 h3 1.ª R. Cables flexibles normalizados con conductores de cobre aislados con goma, para usos generales, hasta 750 V.

UNE 21027 h4 1.ª R. Cables flexibles normalizados con conductores de cobre, aislados con goma, para usos especiales hasta 750 V.

UNE 21302 h4. Vocabulario electrotécnico. Máquinas y transformadores.

UNE 21311. Indicadores de máxima de clase 1 para contadores de energía eléctrica de corriente alterna.

UNE 21312. Métodos para la determinación de la estabilidad a la oxidación de los aceites aislantes.

UNE 23003 1.ª R. Material de lucha contra incendios. Extintores portátiles. Extintor de polvo.

UNE 23005 1.ª R. Material de lucha contra incendios. Extintores portátiles. Extintor de anhídrido carbónico líquido.

UNE 23110. Material de lucha contra incendios. Extintores portátiles. Generalidades.

UNE 23112. Material de lucha contra incendios. Extintores portátiles. Ensayos de recepción.

UNE 23113. Material de lucha contra incendios. Extintores portátiles. Extintor de espuma.

UNE 23115. Material de lucha contra incendios. Extintores portátiles. Extintor de agua.

UNE 36090. Bobinas de acero al carbono, laminadas en caliente para transformar. Tipos y grados.

UNE 36252. Acero moldeado no aleado para usos generales. Tipos y grados. Condiciones de suministro y recepción de piezas moldeadas.

UNE 36254. Aceros moldeados de baja aleación resistentes a la abrasión.

UNE 37101 1.ª R. Cobre. Definiciones.

UNE 37137. Cobres. Clasificación.

UNE 49033 h3. Caja de madera, de 400 × 300 milímetros de base, para 15 a 17 kilogramos de naranjas.

UNE 49077 h3. Cajas de madera, de 400 × 300 milímetros de base, para 5 y 12 kilogramos de mandarinas.

UNE 49016 h2. Ensayos de los embalajes de madera para frutos y productos hortícolas.

UNE 49040 h1. Bandejas de madera polivalentes, de 500 × 300 mm. de base, para frutos y productos hortícolas.

UNE 49450 h1. Embalajes de cartón. Terminología. Definiciones generales.

UNE 49701 h1. Ensayos de embalajes. Marcas de identificación para los ensayos.

UNE 49752. Contenedores para transporte bajo sello aduanero. Características generales.

UNE 49901 1.ª R. Paletas sencillas de uso general.

UNE 49905 h1. Cerco plegable de madera para paletas de 800 × 1.200 milímetros.

UNE 51002. Color Saybolt de los productos petrolíferos refinados.

UNE 53201. Materiales plásticos. Espumas flexibles de poliuretanos. Determinación del número de celdillas.

UNE 53214. Materiales plásticos. Tuberías de PVC rígido. Determinación de la extraibilidad de las sales de plomo y estaño.

UNE 53520. Elastómeros. Determinación de la resistencia a la abrasión de elastómeros vulcanizados por el método Du Pont.

UNE 58101. Aparatos pesados de elevación. Condiciones de resistencia y de seguridad de las grúas torre desmontables.

UNE 58203. Aparatos de manutención continua. Reglas generales relativas a todos los aparatos para productos a granel o cargas aisladas.

UNE 58205. Aparatos de manutención continua. Reglas de seguridad particulares de los aparatos para la distribución y el transporte por tornillo sin fin.

UNE 66002 h1. Terminología del control estadístico de la calidad 1.ª parte.

UNE 66002 h2. Terminología del control estadístico de la calidad 2.ª parte.

NECROLOGIA

El día 4 del mes de marzo falleció, después de una larga enfermedad, don Luis Bruna Dublang, compañero querido por todos, por sus cualidades de sencillez, franqueza y bondad. Su muerte ha sido muy sentida como se ha demostrado en los funerales celebrados con este motivo.

A excepción de un par de años que fue Director de Astilleros de Cádiz, S. A., dedicó su vida a la Maquinaria, en Cartagena, en la Central de Astilleros Españoles en Madrid, y como Profesor de Turbinas en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales. Persona de muy buen sentido y mucha experiencia es la que ha perdido la técnica española con este compañero, que Dios tenga en su gloria.

INFORMACION LEGISLATIVA

PRESIDENCIA DEL GOBIERNO

ORDEN de 4 de marzo de 1972, por la que se resuelve la primera fase del concurso convocado por la de 7 de diciembre de 1971, para la concesión de beneficios en los Polos de Desarrollo Industrial.

("B. O. del E." núm. 57, de 7 de marzo de 1972, página 3976.)

CORRECCION de errores de la Orden de 18 de febrero de 1972 sobre financiación del crédito para la construcción y renovación de la flota mercante.

("B. O. del E." núm. 58, de 8 de marzo de 1972, página 4052 y "B. O. del E." núm. 59, de 9 de marzo de 1972, pág. 4150.)

MINISTERIO DE HACIENDA

CORRECCION de errores del Decreto 3361/1971, de 23 de diciembre, por el que se aprueba el Reglamento del Impuesto General sobre el Tráfico de las Empresas.

("B. O. del E." núm. 54, de 3 de marzo de 1972, página 3784.)

MINISTERIO DE EDUCACION Y CIENCIA

ORDEN de 2 de marzo de 1972, por la que se nombra a los Ingenieros Navales don Ciriaco Muñoz Moreno, don Enrique Martín Jorge y don Francisco García Revuelta, Profesores adjuntos de la Es-

cueña Técnica Superior de Ingenieros Navales, adscritos a las enseñanzas del grupo VI "Construcción naval III"; grupo IX, "Construcción naval, I y II" y grupo X, "Proyectos", respectivamente.

("B. O. del E." núm. 75, de 28 de marzo de 1972, página 5490.)

MINISTERIO DE TRABAJO

DECRETO 622/1972, de 23 de marzo, por el que se fijan el salario mínimo interprofesional y las bases de cotización para la Seguridad Social.

("B. O. del E." núm. 72, de 24 de marzo de 1972, página 5227.)

MINISTERIO DE INDUSTRIA

DECRETO 515/1972, de 9 de marzo, por el que se adjudica el concurso para la construcción de la IV Planta Siderúrgica Integral.

("B. O. del E." núm. 60, de 10 de marzo de 1972, página 4278.)

DECRETO 516/1972, de 17 de febrero, por el que se modifica el Reglamento de Recipientes a Presión.

("B. O. del E." núm. 62, de 13 de marzo de 1972, página 4407.)

DECRETO 573/1972, de 24 de febrero, por el que se incluyen en el grupo 1.º del artículo 2.º del Decreto 1775/1967, de 22 de julio, las industrias dedicadas a la fabricación de equipos de electrónica profesional, las de componentes electrónicos, las de equipos o sus componentes para la telecomunicación, así como las de equipos o sus componentes, para la utilización, tratamiento y transformación de la energía nuclear.

("B. O. del E." núm. 68, de 20 de marzo de 1972, página 4891.)

ORDEN de 29 de febrero de 1972, por la que se hace pública la relación provisional de aspirantes admitidos al concurso-oposición para ingreso en el Cuerpo de Ingenieros Navales convocados por Orden de 30 de noviembre de 1971.

("B. O. del E." núm. 73, de 25 de marzo de 1972, página 5354.)

MINISTERIO DE COMERCIO

RESOLUCION de la Dirección General de Pesca Marítima sobre eliminación de manchas producidas por hidrocarburos en el mar.

("B. O. del E." núm. 56, de 6 de marzo de 1972, página 3953.)

CORRECCION de erratas de la Resolución de la Dirección General de Navegación por la que se declara la homologación provisional de diversos artificios pirotécnicos para su empleo en buques y embarcaciones mercantes nacionales.

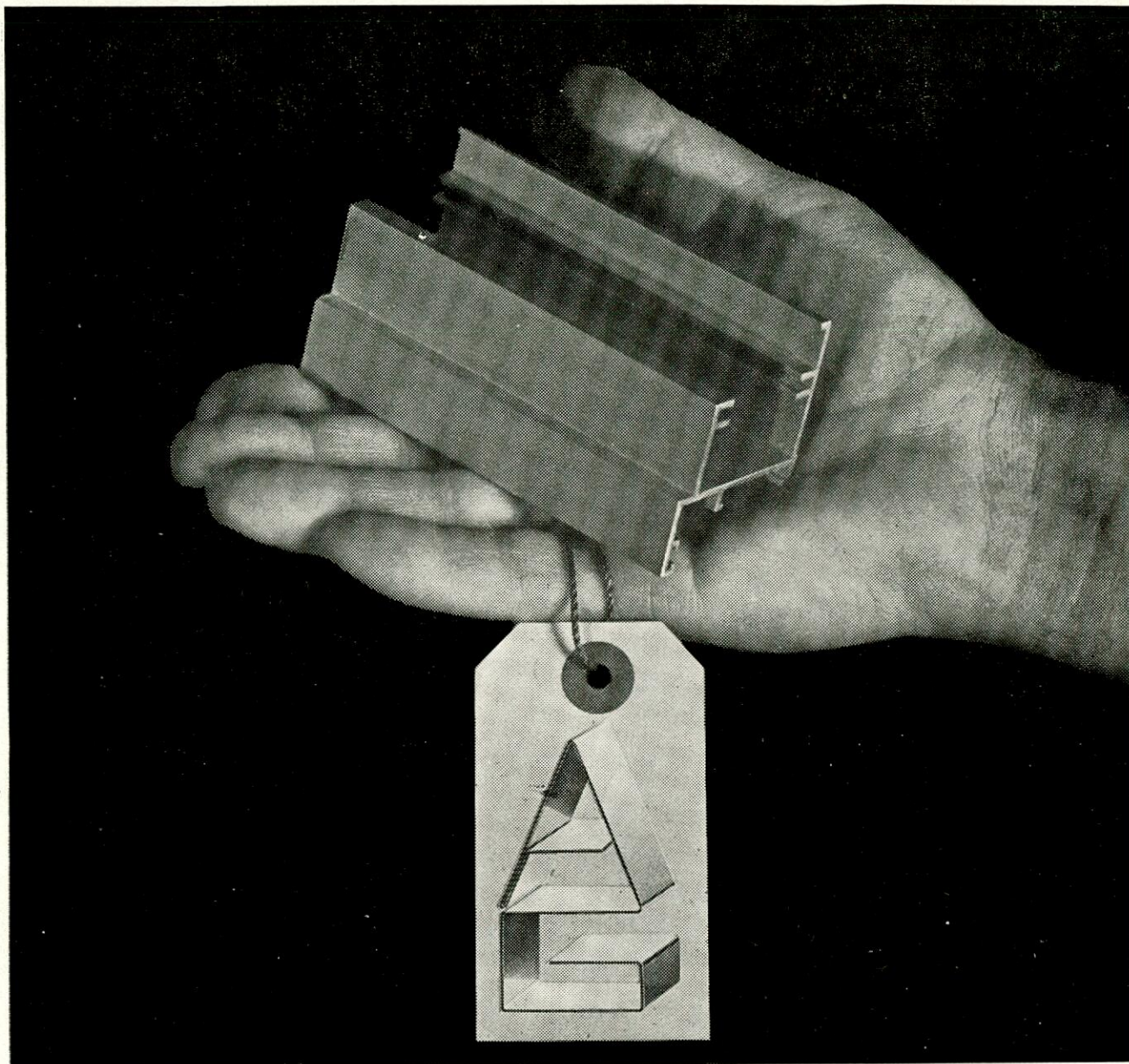
("B. O. del E." núm. 56, de 6 de marzo de 1972, página 3953.)

DECRETO 3384/1971, de 28 de octubre, sobre revisión del Reglamento de Reconocimiento de Buques y Embarcaciones Mercantes.

("B. O. del E." números 64 y 65, de 15 y 16 de marzo de 1972, páginas 4551 y 4632.)

RESOLUCIONES de la Dirección General de Navegación por las que se declaran las homologaciones de un radioteléfono direccional, de dos chalecos salvavidas y de una balsa de salvamento para su empleo en buques mercantes nacionales.

("B. O. del E." núm. 66, de 17 de marzo de 1972, páginas 4763/64.)



ancema

la calidad que llama la atención es: Aluminio de Galicia, s.a.

Efectivamente, nuestra técnica y nuestra experiencia nos permiten imprimir un sello de calidad a toda la gama de productos que fabricamos, abarcando desde la materia prima hasta los productos transformados (banda, chapa, discos, perfiles, barras, tubos, discos de extrusión), así como hoja fina de aluminio desnuda y transformada, y los productos acabados de

de calderería y serie (cisternas, bidones, bandejas de manutención, etc.).

La producción actual de 35.000 Tns., junto con las 15.000 Tns. previstas para el presente año y las futuras ampliaciones en nuestra fábrica de La Coruña permitirá desde el presente año satisfacer la creciente demanda nacional, contribuyendo así al desarrollo industrial español.



Aluminio de Galicia, s.a.

El aluminio de España

Domicilio social:

Castelló, 23
Tel.: 226 02 00 - Telex: 27-255
Telegramas: ALUGASA
Aptd.º 367 - MADRID-1

Fábricas:

LA GRELA (La Coruña) - Zona Industrial - Tel.: 23 16 44
Telex: 82-150

AMOREBIETA (Vizcaya) - Apartado 1.514 - BILBAO
Tel.: 33 80 00 - Telex: 32.068

SABIÑANIGO (Huesca) Tel.: 15 - Telex: 58-615

Delegaciones:

París, 120 - Teléfono: 321 18 04 - Telex: 53-040 BARCELONA-11
Iparraguirre, 12 - Teléfono: 21 26 63 - BILBAO-9
Maestro Mateo, 1 - Teléfono: 25 71 10 - LA CORUÑA
Viriato, 55 - Teléfono: 257 08 07 - MADRID-10
Imagen, 12 - 6.º B - Teléfono: 22 38 01 - SEVILLA
San Fernando, 15-3.º D - Teléfono: 22 57 70 - VALENCIA-1
Pascuala Perié, 20 - Teléfono: 29 95 50 - ZARAGOZA

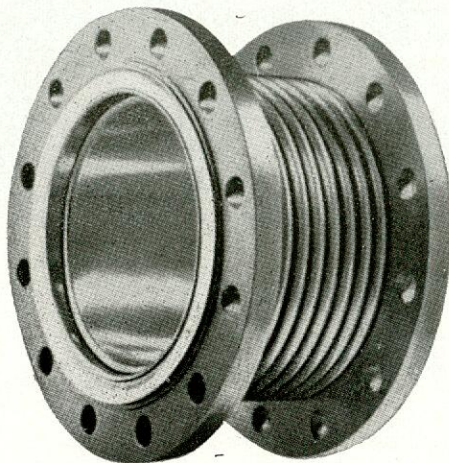
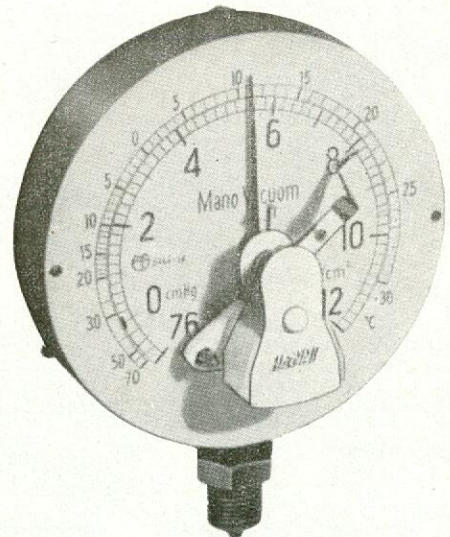
SANCHEZ-RAMOS Y SIMONETTA • INGENIEROS

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, hi-
grómetros, indicadores y regis-
tradores.
Indicadores neumáticos de ni-
vel.
Indicadores de presiones máxi-
mas.
Bombas de comprobación de
manómetros.

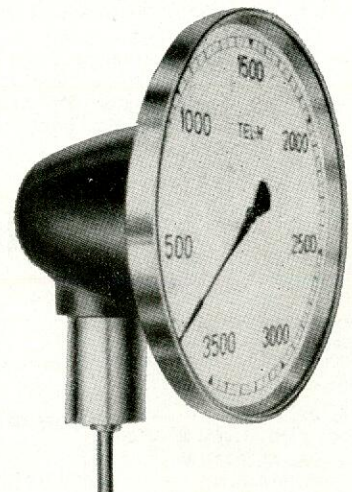


**BOA, S. A.
LUCERNA (Suiza)**

Compensadores de dilatación,
axiales, laterales y angulares.
Tubos flexibles metálicos.
Membranas metálicas.
Eliminadores de vibraciones.

**HASLER, S. A.
BERNA (Suiza)**

Tacómetros y tacógrafos elec-
tricos y mecánicos para intala-
ciones fijas y móviles (ferroca-
rriles, buques).
Tacómetros de mano, cuenta-
rrevoluciones.
Contadores de rodillos, métri-
cos, de producción, de preselec-
ción.
Impulsógrafos.



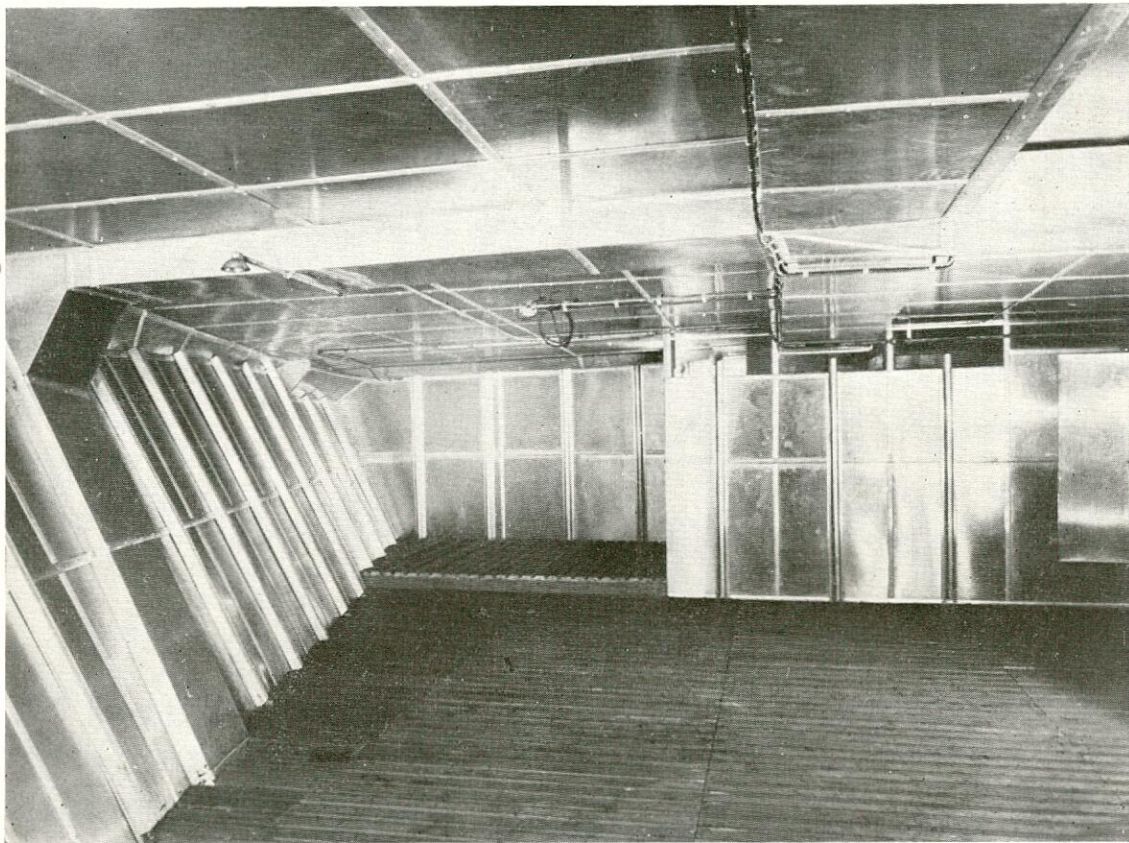


AISLAMIENTOS

RHEINHOLD & MAHLA, S. A.

CALOR FRIO SONIDO

estudios y montajes de aislamiento térmico y acústico para la industria naval, realizados bajo las técnicas más avanzadas.



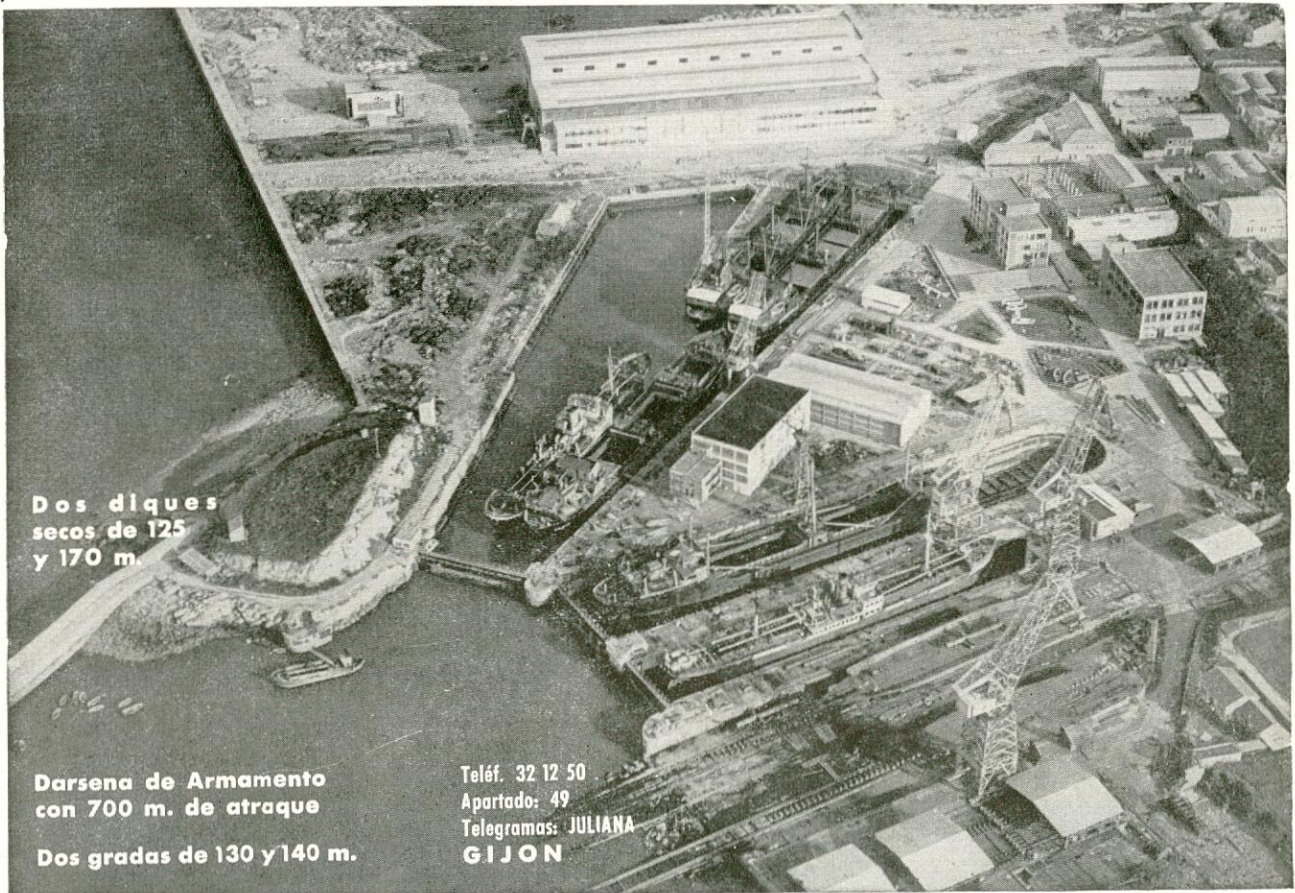
- * TUNELES DE CONGELACION
- * BODEGAS REFRIGERADAS
- * BODEGAS ACONDICIONADAS
- * TUBOS DE ESCAPE

- * AISLAMIENTO CONTRA-INCENDIOS
- * ACONDICIONAMIENTO ACUSTICO DE LA SALA DE T. S. H.
- * IDEM EN LAS CABINAS DE MANDO DE LA SALA DE MOTORES

AISLAMIENTOS RHEINHOLD & MAHLA, S. A. - Orense, 37 - Teléf. 254 40 04 - Madrid-20
Valencia, 70 - Teléf. 223 14 96 - Barcelona-15

S. A. JULIANA CONSTRUCTORA GIJONESA

Filial de ASTILLEROS ESPAÑOLES, S. A.



Dos diques
secos de 125
y 170 m.

Darsena de Armamento
con 700 m. de atraque
Dos gradas de 130 y 140 m.

Teléf. 32 12 50
Apartado: 49
Telegramas: JULIANA
GIJON

Constructor, naviero...

proteja el fondo de sus buques, con la mundialmente conocida

"PATENTE SUBMARINA"

de la

"BRITISH PAINTS LIMITED"

LONDON, NEWCASTLE, LIVERPOOL & GLASGOW



Conseguirá una economía, no sólo por su mayor duración antiparasitaria disminuyendo el número de pintados, sino también por su menor costo de adquisición.

FABRICADA POR SU ASOCIADA

Cía. Peninsular de Industrias, S.A.

P.º de las Acacias, 35 - Teléf. 239 82 05 - Dir. Teleg.: Copinturas - M A D R I D - 5

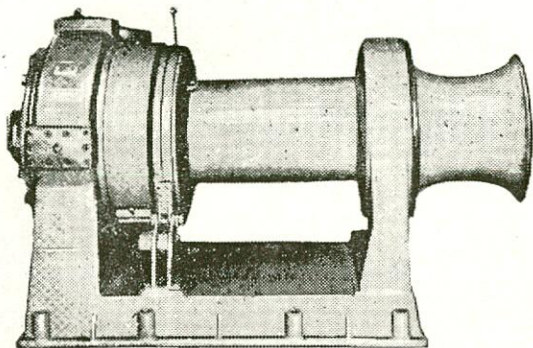
"NORWINCH"

THE NORWINCH GROUP

BERGEN

(Noruega)

Maquinaria hidráulica para cubierta de buques.



Maquinillas de carga de 1 1/2 a 10 Tm.
Molinetes para cadena hasta 80 mm.
Cabrestantes en todas potencias.
Maquinillas para la pesca de arrastre, cerco y bajura en todas potencias.

"HYDRAPILOT"

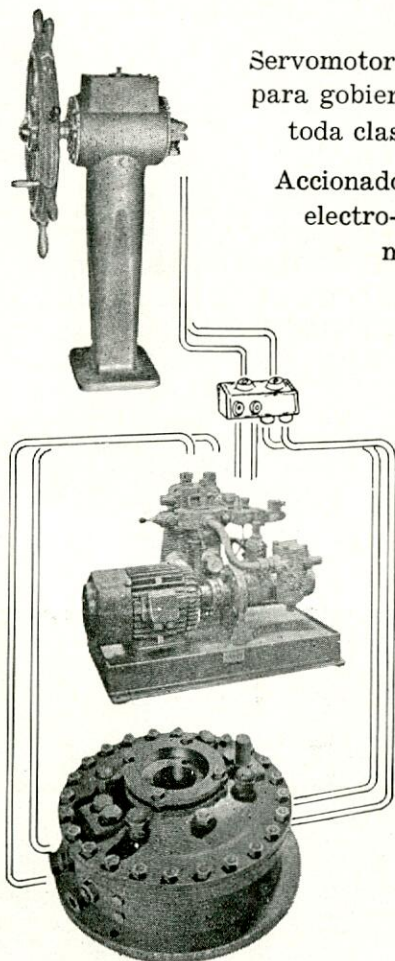
A/S FRYDENBØ M. V.

BERGEN

(Noruega)

Servomotores hidráulicos para gobierno de timón en toda clase de barcos.

Accionados por grupos electro-bomba y a mano.



ALLWEILER



RADOLFZELL/Bodensee (Alemania)

Bombas de husillos, volumétricas, autocebantes.

Para toda clase de aplicaciones en la industria naval, tales como:

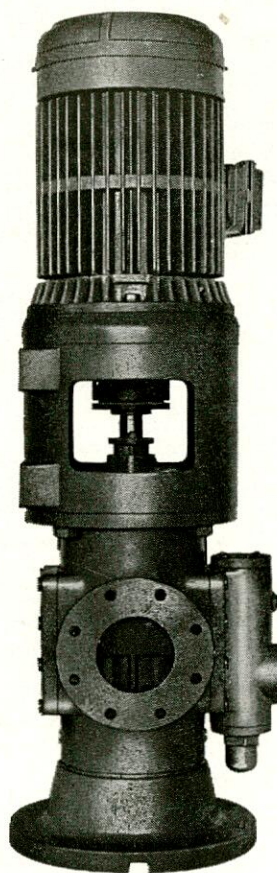
Lubricación máquinas principales y auxiliares.

Servicio fuel oil (incl. booster).

Trasvase aceite lubricante, fuel oil, etc...

Maquinillas, cabrestantes y grúas hidráulicas, servomotores hidráulicos.

Hélices de paso variable, grupos contra incendios, etc...



ASESORAMIENTO TECNICO
CONSTRUCCIONES EN ESPAÑA
BAJO LICENCIA AUTORIZADA
IMPORTACIONES DIRECTAS COMO REPRESENTANTE
EXCLUSIVO PARA LA MARINA

TALLERES "COHINA"

A. NAVARRO, S. L.

Particular de Alzola, 2

BILBAO-12

Apartado 968 :-: Teléfonos: 31 09 28, 23 30 05 y 32 76 95



publivasc

aire acondicionado en su barco?... sí, por qué no?

proyectamos, construimos e instalamos plantas completas de acondicionamiento de aire, calefacción y ventilación mecánica, a bordo de buques de pasaje, transbordadores, petroleros, cargueros de todo tipo y pesqueros.

suministramos equipos generadores con eyector de vapor, unidades de tratamiento de aire unizona o multizona, difusores de aire para aplicación en techos o murales.



Ramón Vizcaíno, s.a.

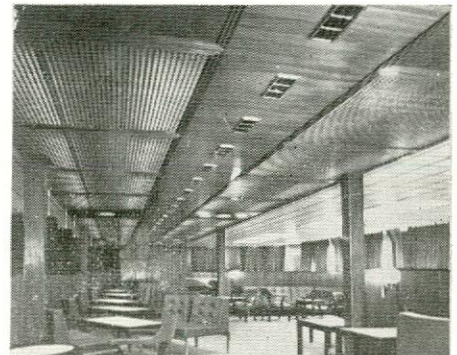
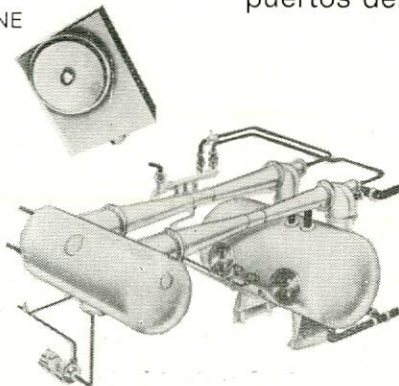
DIVISION NAVAL/AIRE ACONDICIONADO REFRIGERACION

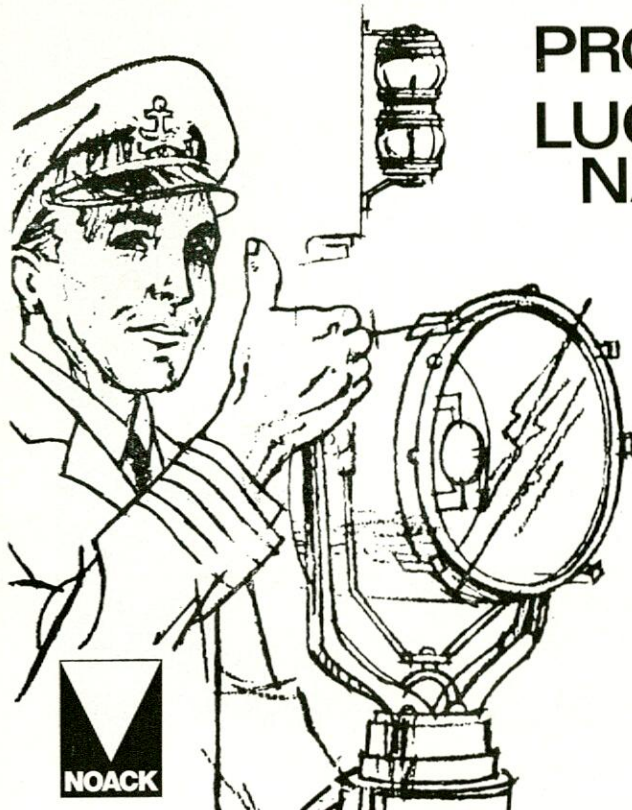
SAN SEBASTIAN/APARTADO 1363

TELEX 36244 RVSA E

LICENCIAS: SEMCO A S MARINE

una gran organización de oficinas técnicas que, además extiende sus talleres de servicio por los más importantes puertos del mundo.





PROYECTORES LUCES DE NAVEGACION




PROYECTORES
Lámparas incandescentes desde 50 a 3000 vatios. Materiales resistentes a la corrosión en ambientes marinos. Tapa frontal y espejo reflector de vidrio endurecido. Todos los modelos y tamaños aptos para colocar los accesorios o controles necesarios.

LUCES DE NAVEGACION
Sean yates o buques mayores, NOACK posee los accesorios necesarios. Luces dobles para señalización de emergencia. Diseño moderno, resistentes a la corrosión, funcionamiento totalmente eléctrico.

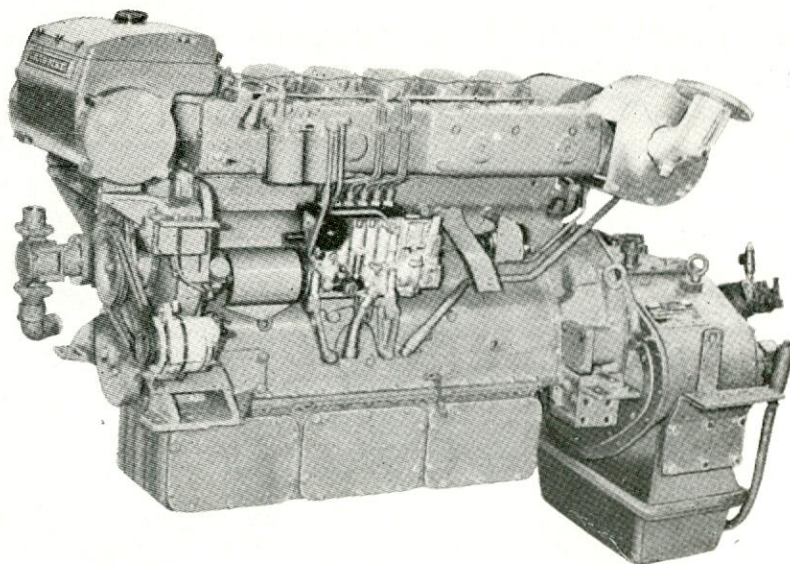
Escribir pidiendo información y precios a:

**ACUMULADORES
NIFE S. A.**

HERMOSILLA, 117 - MADRID-9
TELEFS. 401 73 50/54/58


VOLVO PENTA



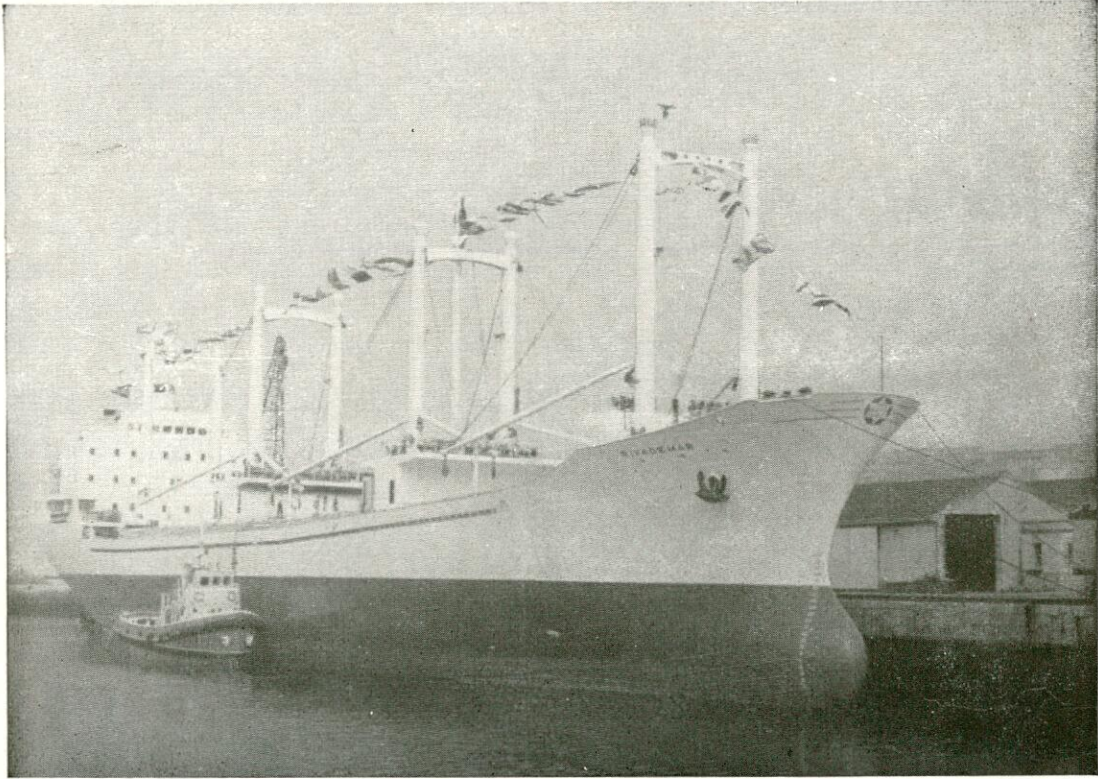
- * Motores propulsores de 7 HP. a 400 HP.
- * Motores auxiliares.
- * Grupos electrógenos principales.
- * Grupos de emergencia y de puerto.
- * Red de servicio en los principales puertos españoles.
- * Servicio mundial de la organización VOLVO.

DISTRIBUIDOR EXCLUSIVO PARA ESPAÑA:

VOLVO CONCESIONARIOS, S.A.

Avda. Generalísimo, 20
Teléf. 2 62 22 07
MADRID

Urgel, 259
Teléf. 230 77 68
BARCELONA



BUQUE MADERERO DE 8.550 T. P. M.

ASTILLEROS DEL CANTABRICO Y DE RIERA, S. A.

G I J O N

DIQUES, GRADAS Y VARADEROS PARA LA CONSTRUCCION
Y REPARACION DE BUQUES HASTA 11.000 TON. P. M.

Construcción de pesqueros clásicos y de
nuevas técnicas.

Construcciones metálicas.

Pinturas industriales y marinas.

FACTORIAS

ASTILLEROS DEL CANTABRICO

ASTILLEROS DE RIERA

FACTORIA NAVAL DE CEUTA

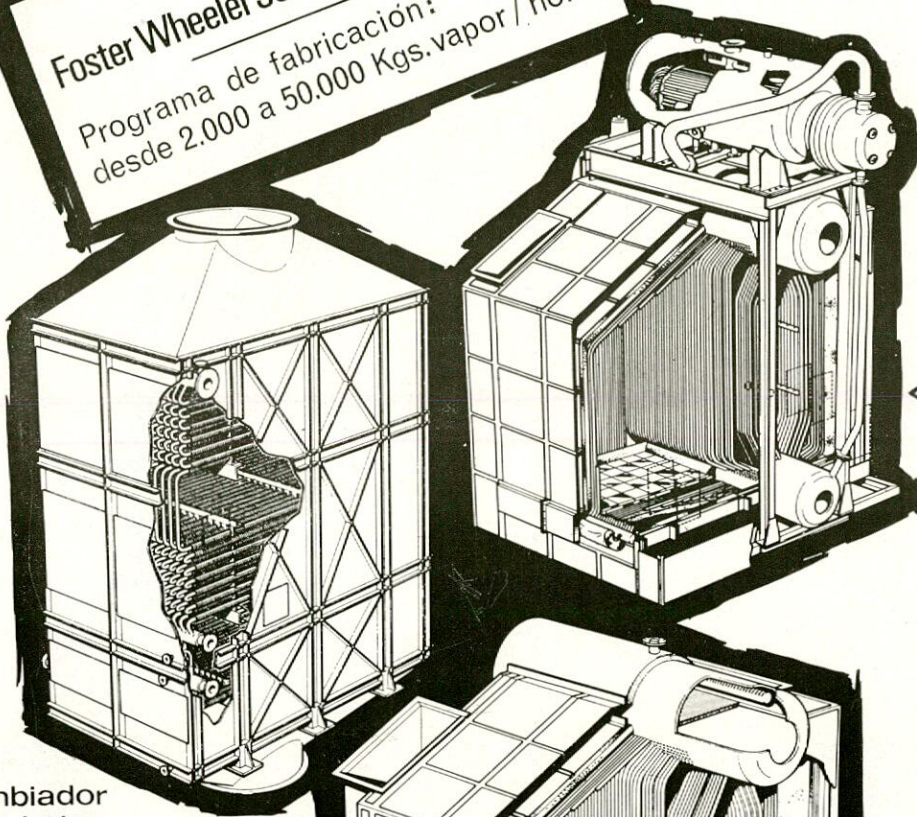
FABRICA DE PINTURAS "CHILIMAR"



Vista parcial de la factoría Astilleros del Cantábrico.

CALDERAS MARINAS

LICENCIA :
Foster Wheeler John Brown Boilers Ltd.
Programa de fabricación:
desde 2.000 a 50.000 Kgs.vapor / hora.



Caldera de
dos presiones

Intercambiador
de calor de los
gases de escape

Caldera auxiliar
acuotubular



LA MAQUINISTA TERRESTRE Y MARITIMA, S.A.

Calle Fernando Junoy, s/n / Apartado 94 / Barcelona -16
Telegramas MAQUINISTA / Teléfono 207.57.00 / Telex 54-539 MAQUI E

Ingeniería Naval

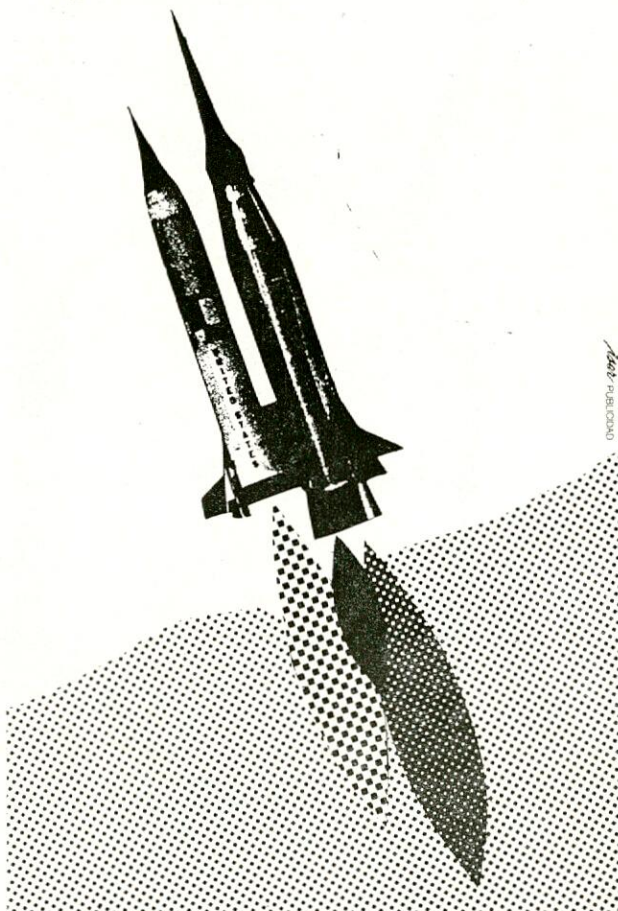
es la revista técnica nacional que más se lee en España, dentro del ramo de su especialidad. Su difusión llega a los siguientes países:

Alemania
Argentina
Brasil
Canadá
Colombia
Cuba
Chile
Dinamarca
Estados Unidos

Finlandia
Francia
Holanda
Inglaterra
Italia
Japón
Marruecos
México
Noruega

Paraguay
Perú
Polonia
Portugal
Rumania
Rusia
Suecia
Suiza
Venezuela

SI LO QUE MAS
LE INTERESA
DE UNA BOMBA
ES QUE IMPULSE
CON MAS FUERZA UN LIQUIDO....



....como es lógico

LE SUGERIMOS: **VOLUM**

Bombas centrífugas horizontales, verticales, sumergidas, pozo profundo, de émbolos; de engranajes para aceites; de émbolo rotativo para líquidos densos; para pasta de cemento, pasta de papel, etc.

Bombas auto-aspirantes, licencia DEPLECHIN (Bélgica) para alimentación de calderas, trasiego de cualquier clase de líquidos, ácidos, viscosos, aceite pesado, gasolina, etc.

Bombas Duplex y Triplex, licencia BURTON (Francia) a vapor y eléctricas, especiales para la marina.

Empaquetaduras holandesas BRANDA para toda clase de líquidos y elevadas temperaturas.

BOMBAS CENTRIFUGAS PARA TODOS USOS, LICENCIA DELTA DE HOLANDA. BOMBAS DE CAMARA PARTIDA; DOBLE ASPIRACION, LICENCIA ENSIVAL BELGICA.



VOLUM S.A.

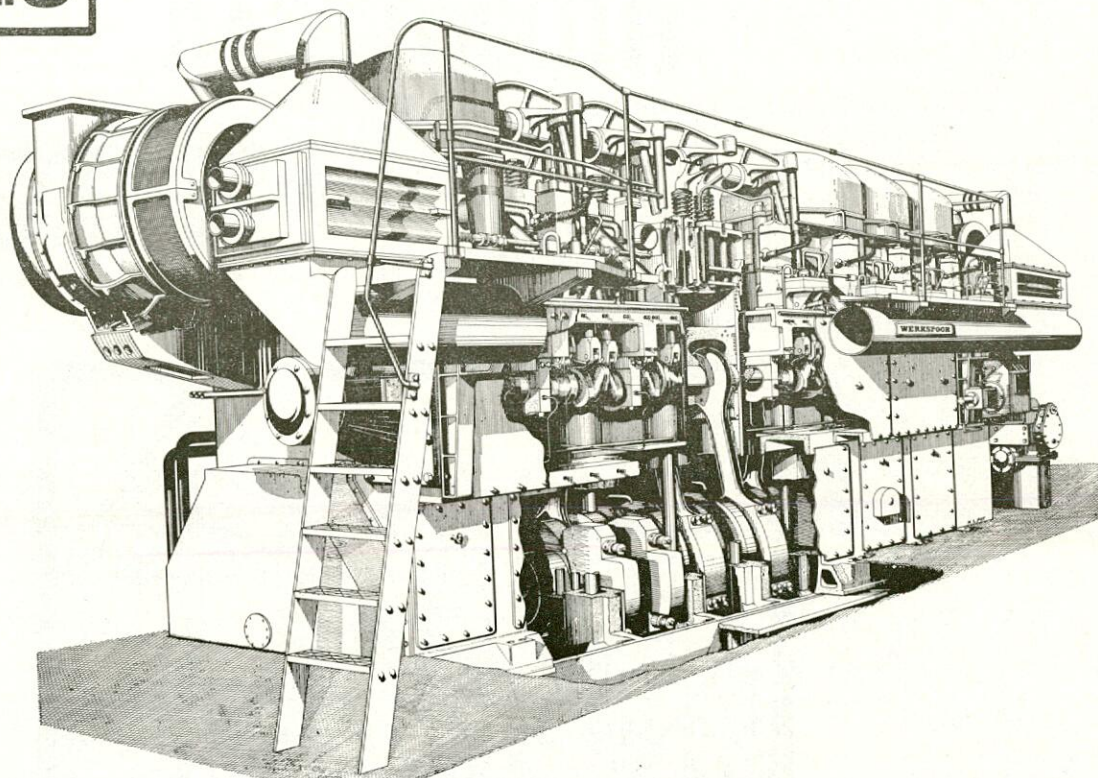
Carretera de Castellón, Km. 4,900. Teléfonos 21 72 74 - 21 75 43

Apartado 254. ZARAGOZA (España)

MOTORES DIESEL MARINOS Y ESTACIONARIOS

SAN CARLOS / WERKSPoor, tipo

TM410



Cuatro tiempos, preparado para quemar combustible pesado hasta 3.500 seg. Redwood n^o. I a 100° F.

Potencias en servicio continuo:

- TM 6, 8, 9 cilindros en línea: desde 3400 a 6000 BHP, a 500/550 r.p.m.
- TM 12, 16, 18, 20 cilindros en V: desde 6800 a 11500 BHP, a 500/530 r.p.m.



OTROS MOTORES

DE NUESTRA FABRICACION

- SAN CARLOS/WERKSPoor, tipo TMABS 390; desde 1550 a 2440 BHP a 288 r.p.m.
- SAN CARLOS/STORK, tipos RHo y DRoK desde 330 a 920 BHP a 600/900 rpm.
- SAN CARLOS/MWM, tipos RHS-345 y D-501; desde 975 a 3.000 BHP a 375/500 rpm.



FABRICA DE SAN CARLOS, S. A.

Domicilio Social: Zurbano, 70 - Madrid-10
Telef. 419 95 50 -54-58-62 - Telex 22055 - Telegramas: SANCARLOS

Estos esforzados hombres hubiesen tenido menos problemas con **HIDROTECAR**

Y su amplio programa de fabricación de BOMBAS para la INDUSTRIA NAVAL. Bombas centrífugas y de émbolos para servicio de lastre, achique, contra incendios, limpieza de cubierta, carga y descarga de petroleros, butterworth, limpieza de tanques, circulación, refrigeración, sentinas... Etc., etc. Diques secos y flotantes.



Polígono de Villayuda, Calles 12-13
Apartado 281 **BURGOS**
Teléf. 222400 - 04-08



Con licencia

RUHRPUMPEN



Witten - Annen
(Alemania Occ.)

DELEGACIONES:

CARENA, S. A. España
ñoletto, 21 **MADRID-4**
Teléfonos 419 54 62-
419 54 66 - 419 96 99
CARENA, S. A. Gran
Vía, 48 **BILBAO-11**
Teléfono 21 12 33
MINA, S.A. Langreo, 4
GIJON Teléf. 356845
INNACO. Plaza de las
tres Carabelas, 1 **CA-**
DIZ Teléf. 22 49 01-
02-03

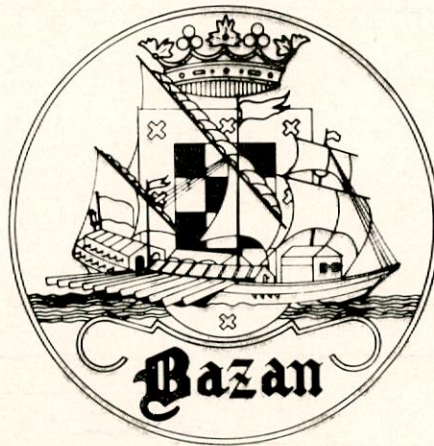
EMPRESA NACIONAL

"BAZAN"



**CONSTRUCCION DE BUQUES DE GUERRA Y MERCANTES DE TODAS CLASES
REPARACIONES EN GENERAL**

- EQUIPOS PROPULSORES
INSTALACIONES TERRESTRES
DE TURBINAS Y DIESEL.
- CALDERAS MARINAS Y
TERRESTRES.
- ARMAS NAVALES Y
MUNICIONES.
- MAQUINARIA AUXILIAR,
GRUAS LOCOMOVILES,
MOTONIVELADORAS,
PLATAFORMAS DE
PERFORACION.



FACTORIAS EN:

**EL FERROL DEL CAUDILLO
CARTAGENA
SAN FERNANDO (CADIZ)
LAS PALMAS (GRAN CANARIA)**

FABRICAS DE ARMAMENTO EN:

**SAN FERNANDO (CADIZ)
CARTAGENA.**

DIQUES SECOS, FLOTANTES Y VARADEROS.



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

**Donde
el aislamiento
es una necesidad
esencial...**



SILLAN

Sillan es un producto de lana de roca pura, de fibras largas y dúctiles, fabricado en España con minerales seleccionados y fundidos a altas temperaturas, según los procedimientos más avanzados de la técnica alemana (patente GRÜNZWEIG + HARTMANN AG). Aislamiento térmico de bodegas, cámaras frigoríficas, túneles de congelación, acomodaciones, conductos de exhaustación. Aislamiento y acondicionamiento acústico de salas de máquina y acomodaciones, etc.

SILLAN aislamientos térmicos y acústicos para la industria naval.

Completa gama de productos para todos los casos posibles de aislamiento.



Es un producto de
FIBRAS MINERALES, S. A.
Jenner, 3, 2.º - MADRID-4

INSTALADORES-DISTRIBUIDORES EN TODAS LAS PROVINCIAS.