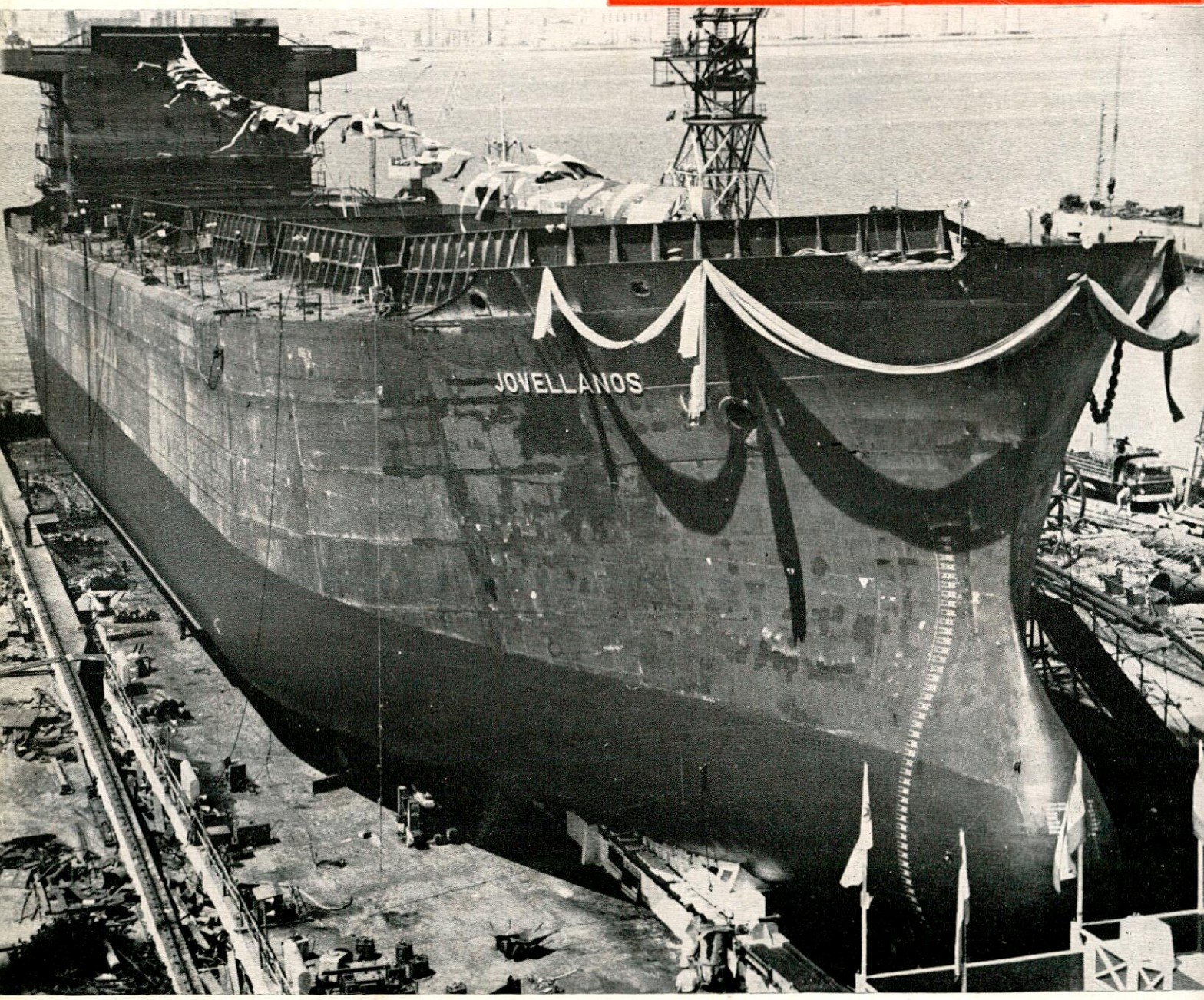
Ingeniería Naval

Revista Técnica de la Asociación de Ingenieros Navales



AÑO XXXVII - NUM. 410

AGOSTO 1969

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.

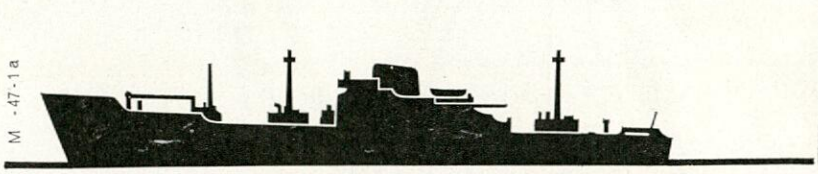
Es un producto de

FIBRAS MINERALES, S. A.

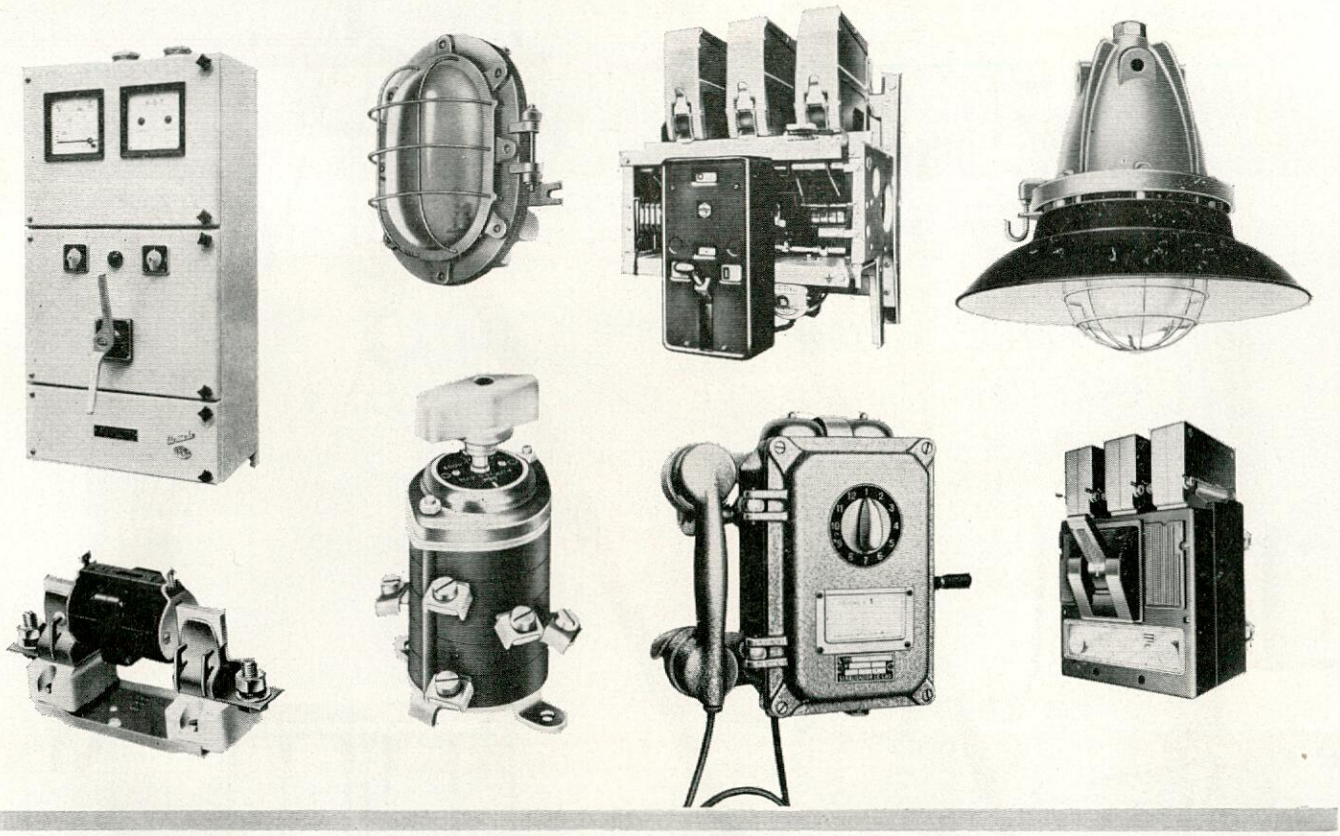
Diego de León, 43 - MADRID-6

INSTALADORES-DISTRIBUIDORES EN TODAS LAS PROVINCIAS.

M - 47 - 1a



METRON



DESDE HACE 40 AÑOS AL SERVICIO DE LA INDUSTRIA NAVAL

HAZEMEYER
Equipos blindados B. T.
Interruptores B. T.
Cortacircuitos de alta capacidad de ruptura (100 KA) para B. T.
Cajas toma de corriente de tierra

SACE
Gama completa de interruptores automáticos B. T., desde 2 a 5.000 A y de 10 a 110 KA. de capacidad de ruptura simétrica.

LE-LAS
Señalización y telefonía blindada y antideflagrante.
Transmisores de órdenes.
Indicadores de ángulo de timón.

NORTEM
Cuadros, equipos y aparellaje de maniobra de B. T. antideflagrantes, para ambientes explosivos.
Armaduras de alumbrado antideflagrante.

Material construido según normas: Lloyd's Register, Bureau Veritas Det Norske Veritas, American Bureau of Shipping, etc.

Solicite información

METRON

Domicilio social: Menéndez Pelayo, 220 - Barcelona-12 - Tel. 228.17.08 (5 líneas) - Telex 52.253 MTRON E

Delegaciones:
CENTRO - MADRID-14: Ruiz de Alarcón, 12 - Tel. 222.29.27
CASTILLA - VALLADOLID: Plaza Santa Cruz, 1 - Tel. 22.84.87
NOROESTE - VIGO: Gran Vía, 164 - Tel. 23.16.01
LEVANTE-BARCELONA-12: Menéndez Pelayo, 220 - Tel. 217.74.54
NORTE - BILBAO-8: Bertendona, 8 - Tel. 21.85.57
SUR-SEVILLA: Virgen del Valle, 65 - Tel. 27.52.78

ASTILLEROS DE CADIZ, S.A.

ASTILLEROS EN: **CADIZ-SEVILLA**
FABRICA DE MOTORES Y MAQUINARIA
AUXILIAR - **MANISES** (Valencia)

OFICINA CENTRAL: ZURBANO, 70. MADRID (10)
Teléfono 223 27 91 - Telex: No. 27.648 - ASTIL - E
Telegramas: ASTILLEROS. Madrid

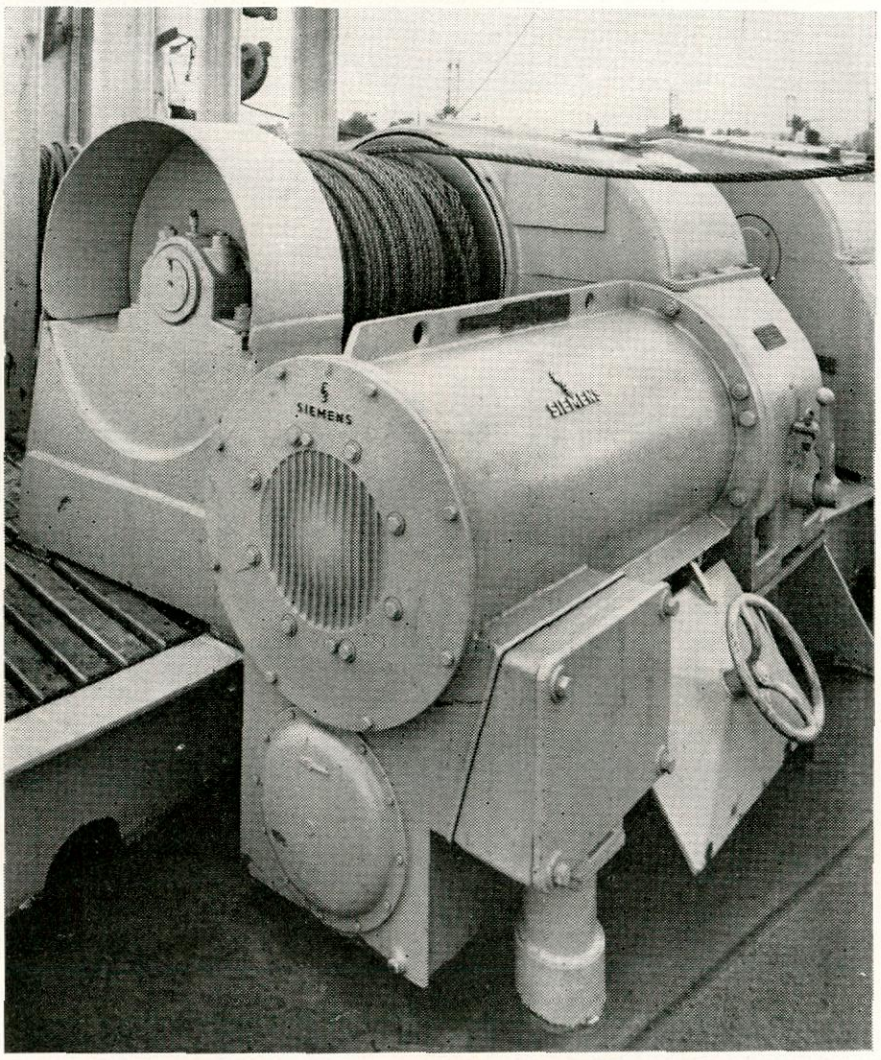
DEMAG-KAMPNAGEL GMBH

HAMBURGO 39, ÜBERSEERING 8

Tel. 63 751 - Telex 2 - 174 161 deka d

SIEMENS

A través de todos los mares del mundo



T277

Más de 1.000 buques navegan confiando sus operaciones de carga y descarga a nuestros chigres.

Esto es garantía de:

Una gran capacidad de sobrecarga.
Mínimos gastos de mantenimiento.
Alto rendimiento.
Gran seguridad contra accidentes.

Manejo simplificado al máximo por su funcionamiento semiautomático.
Red de servicio mundial en más de 50 países.

Características técnicas:

Motor trifásico de jaula con polos tres veces conmutables:

1.ª velocidad 28 polos 4,1 kW
2.ª velocidad 8 polos 19 kW
3.ª velocidad 4 polos 38 kW

* Rogamos nos consulten. Con mucho gusto le enviaremos material de información detallado.

SIEMENS INDUSTRIA ELECTRICA, S. A.
Barquillo, 38 - Madrid-4

El mundo de la electrotecnia - Siemens

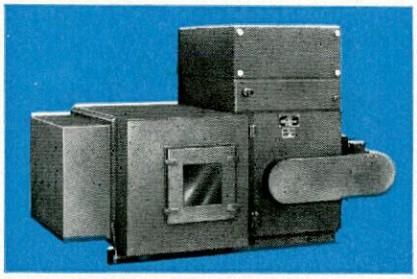
Acondicionamiento de Aire HI-PRES de las Acomodaciones de Buques.

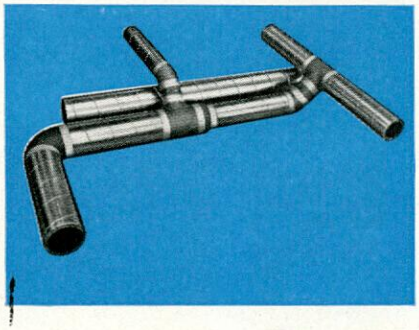
Sistema de tubería de aire HI-PRES preaislada.

El sistema de tubería HI-PRES comprende una gama de tubos y accesorios de peso ligero que proporciona posibilidades ideales de montaje fácil y rápido de la tubería de aire. La tubería preaislada consta de dos tubos concéntricos de costura en espiral con una capa intermedia de lana mineral. Los accesorios preaislados tienen un cuerpo interior de chapa de acero provista de una capa de espuma de poliuretano estanca al vapor de agua.

Acondicionamiento de aire HI-PRES.

Desde 1952 HI-PRES abrió el camino al desarrollo del acondicionamiento de aire en el mar. En 1967, el 23 por 100 del tonelaje construído en todo el mundo fue equipado con instalaciones de aire acondicionado HI-PRES. Hasta la fecha unos 1.400 buques han sido equipados con plantas completas HI-PRES, de tal forma que más de 50.000 marinos viven actualmente en acomodaciones acondicionadas por HI-PRES y disfrutan de las confortables condiciones climatológicas en sus buques, independientemente de si están navegando bajo severas condiciones de invierno o bien bajo el sol cerca del Ecuador.



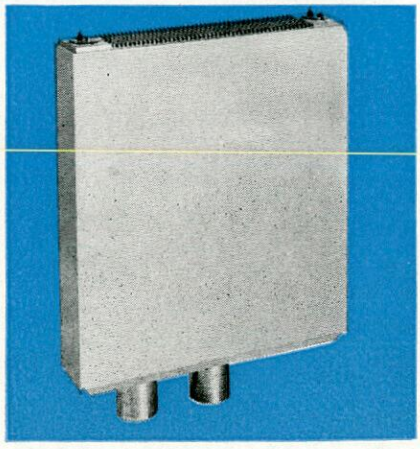


Unidades centrales normalizadas.

Las unidades centrales HI-PRES están compuestas de un número de secciones standard conteniendo filtro de aire, serpentines calefactores, ventiladores, boquillas para humidificación y serpentines refrigerantes para enfriamiento y deshumectación del aire a impulsar a la acomodación. Mediante variación del número, tipos y de la disposición de las secciones, es posible obtener la unidad exacta que sea más adecuada para cualquier instalación determinada.

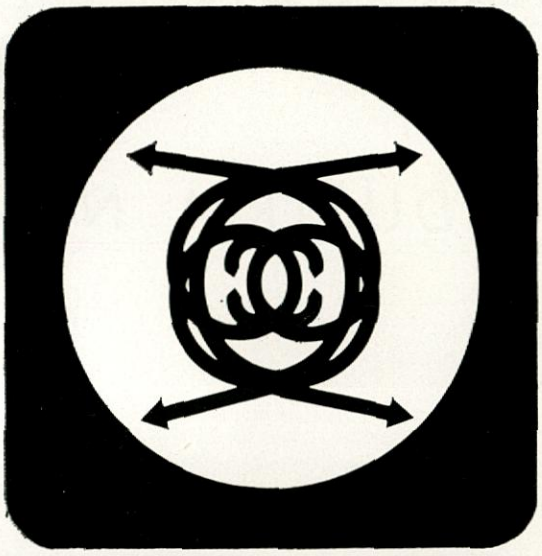
Unidades de cabina para sistemas todo aire o "Re-Heat".

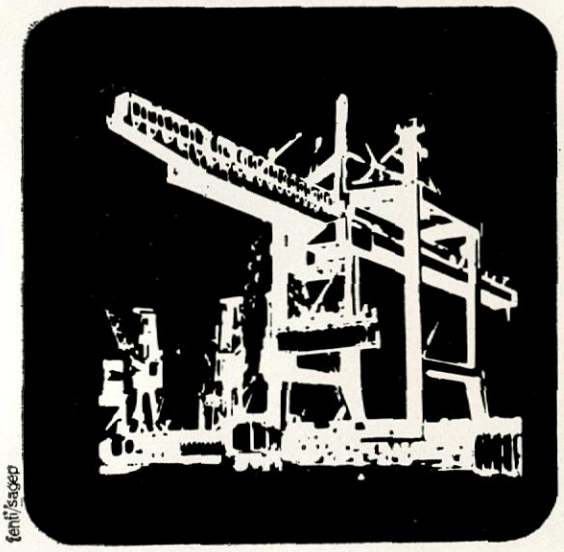
Las unidades de cabina HI-PRES pueden suministrarse de cuatro series, las series todo aire "TWIN-PIPE" y "REGUL-AIR" y las series "RE-HEAT" con recalentamiento por agua o eléctrico. Siendo disponibles en ejecución para suspensión mural y de techo, las últimas con o sin luz incorporada, las unidades de cabina HI-PRES cubren una línea completa para todos los buques.



INTERNATIONAL HI-PRES
AIR CONDITIONING A/S (NORDISK VENTILATOR CO A/S)
NÆSTVED . DANMARK

HANS T. MÖLLER, S. A. — Avenida de José Antonio, 435.
Departamento de Refrigeración.
Teléfonos 223 30 20 - 223 30 29 - 223 30 77.—Telex 54-664.—Barcelona-15.
Oficinas en Madrid: Paseo de Calvo Sotelo, 18, 3.º
Teléfonos 275 60 35 - 225 38 48 - 225 99 20.





La Feria Internacional de Comunicaciones presenta seis sectores:

COMUNICACIONES MARITIMAS - COMUNICACIONES POR CARRETERAS - COMUNICACIONES FERROVIARIAS - TELECOMUNICACIONES - FUENTES DE ENERGIA PARA MEDIOS DE COMUNICACION - EQUIPOS E INSTALACIONES COMPLEMENTARIAS.

Flanquea a la Feria de Comunicaciones el tercer Salón Internacional del Container.

Un congreso sobre la "Automación naval mundial '69" se desarrollarà el 23 y 24 de Octubre en el auditorium de la Feria.

Feria Internacional de Genova - piazzale J. F. Kennedy - cap 16129 Genova - teléfonos: 59.56.51 - 59.56.71 - telegramas: Interfiera Genova. Casilla de Correos 1834.

tenti/sagep

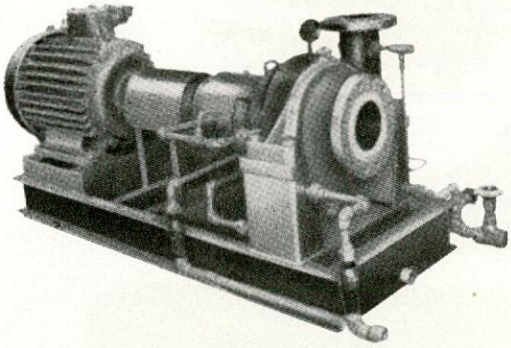
feria de génova 18-26 de octubre

4. FERIA INTERNACIONAL DE COMUNICACIONES

3° SALON INTERNACIONAL DEL CONTAINER

GUINARD S.A.

BOMBAS PARA LA INDUSTRIA NAVAL

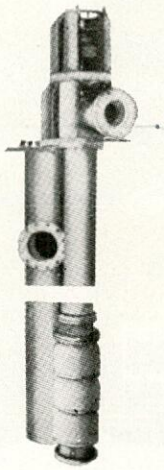


PROCESO

SMU - SMK - KSMK

LIMITES DE EMPLEO:

Caudal	2.000 m^3/h.
Presión de marcha.	200 Kg/m^2
Presión de prueba.	400 Kg/m^2
Temperatura	— 190° Ca + 450° C

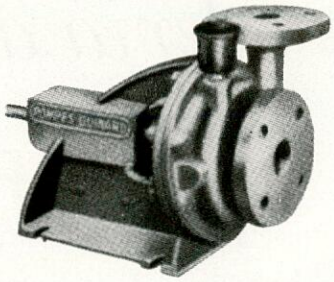


VERTICALES

- V y VB -

LIMITES DE EMPLEO:

Caudal	5.000 m^3/h.
Presión de marcha.	17 Kg/m^2
Presión de prueba.	25 Kg/m^2
Temperatura	— 220° Ca + 450° C



HORIZONTALES

- M - D

LIMITES DE EMPLEO:

Caudal	750 m^3/h.
Presión en marcha ...	10 Kg/m^2
Presión de prueba ...	12 Kg/m^2
Temperatura	+ 220° C

GUINARD, S. A. AVDA. DEL GENERALISIMO, 55 - 1.° B MADRID - 16
TELEFONOS 270 15 01/02/03/04

Pieter Schoen Marine Paints only one quality in 149 important harbours throughout the world

Pakistan is just one of the many countries where our marine paints are manufactured according to the original formulæ.
In 149 important harbours we can supply immediately from stock - in many many other ports on short notice.

Pieter Schoen
MARINE PAINTS

In Spain: Pinturas Marinas Pieter Schoen S.A. Dr. Fleming 24 Madrid 16

¡POTENCIA! CATERPILLAR

TRACTORES
DE CADENAS
De 65 HP a 385 HP

TRAXCAVATORS
SOBRE RUEDAS
De 80 HP a 550 HP

MOTONIVELADORAS
De 100 HP a 225 HP

MOTOTRAILLAS
De 150 HP a 900 HP

TRACTORES
DE RUEDAS
De 300 HP a 400 HP

DUMPERS
De 85 Tn. - 960 HP

TRAXCAVATOR
SOBRE CADENAS
De 40 HP a 275 HP

MOTORES MARINOS
GRUPOS
ELECTROGENOS

TODA UNA GAMA DE POTENCIAS

CARRETILLAS
ELEVADORAS

LAS POTENCIAS INDICADAS EN LAS DISTINTAS MAQUINAS SON NETAS AL VOLANTE

distribuidor en españa de **CATERPILLAR**

FINANZAUTO, S.A.

F-23-69

CENTRAL	Dr. Esquerdo, 136 - Tels. 251 54 00 y 251 86 00 - MADRID (7)
BASE ARGANDA	Carretera Madrid-Valencia, Km. 25 - Tels. 205 04 45/46/47/48 - ARGANDA (Madrid)
BASE CATALUÑA	Carretera Barcelona-Ribas, Km. 15,400 - Tels. 296 26 00/4/8 - Sabadell - STA. PERPETUA DE MOGUDA (Barcelona)
BASE ANDALUCIA	Avda. Cruz Campo, 7 - Tel. 25 93 09 - SEVILLA
BASE LEVANTE	Carretera Madrid-Valencia, Km. 332 - Tel. 26 37 07 - CHIVA (Valencia)
BASE NORTE	Zamudio - Tels. 33 25 99 y 33 35 06 - VIZCAYA
BASE ASTURIAS	Km. 451,60 - C. N. 630 Sevilla-Gijón (Sección Adanero-Gijón) - Tels. 22 47 40/41/42 - LUGONES (Oviedo)
BASE CANARIAS	Autopista de Sta. Cruz a la Laguna, Km. 4,500 - Tels. 22 90 40/41/42 - TENERIFE
SUB-BASE ZARAGOZA ..	Polígono Industrial de Cogullada - Calle E, letra B - Tels. 25 91 83 y 25 90 73 - ZARAGOZA

CATERPILLAR, CAT Y TRAXCAVATOR SON MARCAS DE CATERPILLAR TRACTOR CO.

PASCH Y CIA S.A.

BILBAO - Alameda de Recalde, 30. Telf. 217864. Telex: 337 20
MADRID - Capitán Haya, 5 Telf. 2700100. Telex: 226 96
BARCELONA - Tuset, 8-10. Telf. 2277440. Telex: 520 63
GIJON - General Mola, 52. Telf. 350939.

Agentes en:
VIGO - SANTANDER - VALENCIA - ALICANTE - TENERIFE.

M. A. N.
Motores Diesel. Automotores Centrales térmicas. Grúas.

WAHODAG
Calderas. Turbinas. Calderetas. Quemadores.

DOCKBAU
Proyectos diques flotantes.

UHDE
Ingeniería y construcción de plantas químicas, petroquímicas, fertilizantes, refinerías, etc.

LINDE
Plantas fraccionamiento aire. Obtención oxígeno. Plantas producción y recuperación etileno.

ZEISE
Hélices. Líneas ejes completas. Líneas ejes paso variable.

DEUTSCHE WERFT
Separadorores agua sentinas "Turbulo". Obturadores "Simplex". Chumaceras "Simplex". Bocinas.

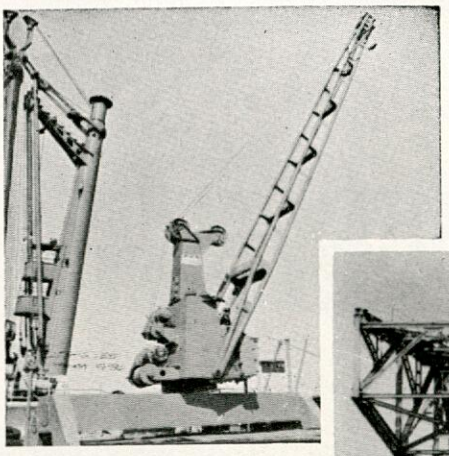
APLINSA - MFE
Montajes mecánicos y eléctricos. Aislamientos industriales.

SCHMELZBASALT
Losetas basalto fundido para recubrimiento contra abrasión mecánica o química.

SFH
Instalaciones contra incendios "Sprinkler" Instalaciones espuma "Tikko".

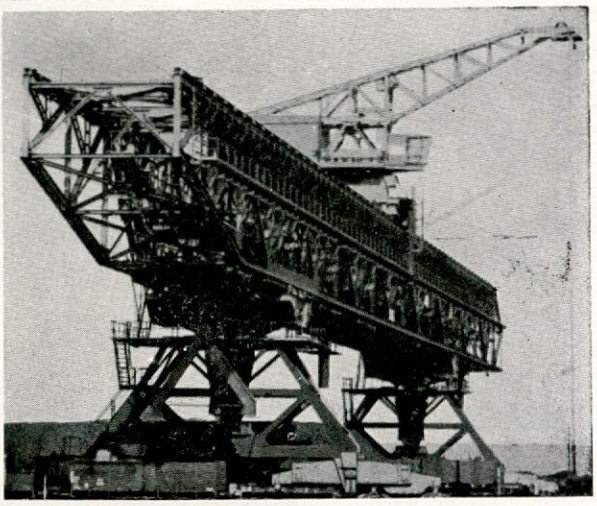
ROM
Instalaciones contra incendios CO_2 Válvulas y tuberías para buques. Equipos para diques flotantes.

LMG
Hélices transversales "Tornado".



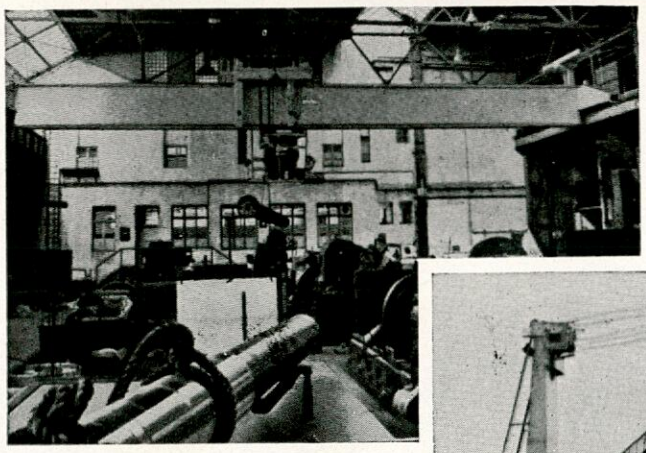
M·A·N

GRUAS de a BORDO



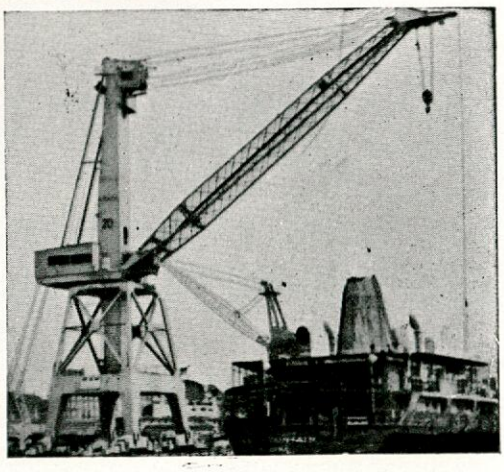
M·A·N

PUENTE DE TRANSBORDO DE MINERALES



M·A·N

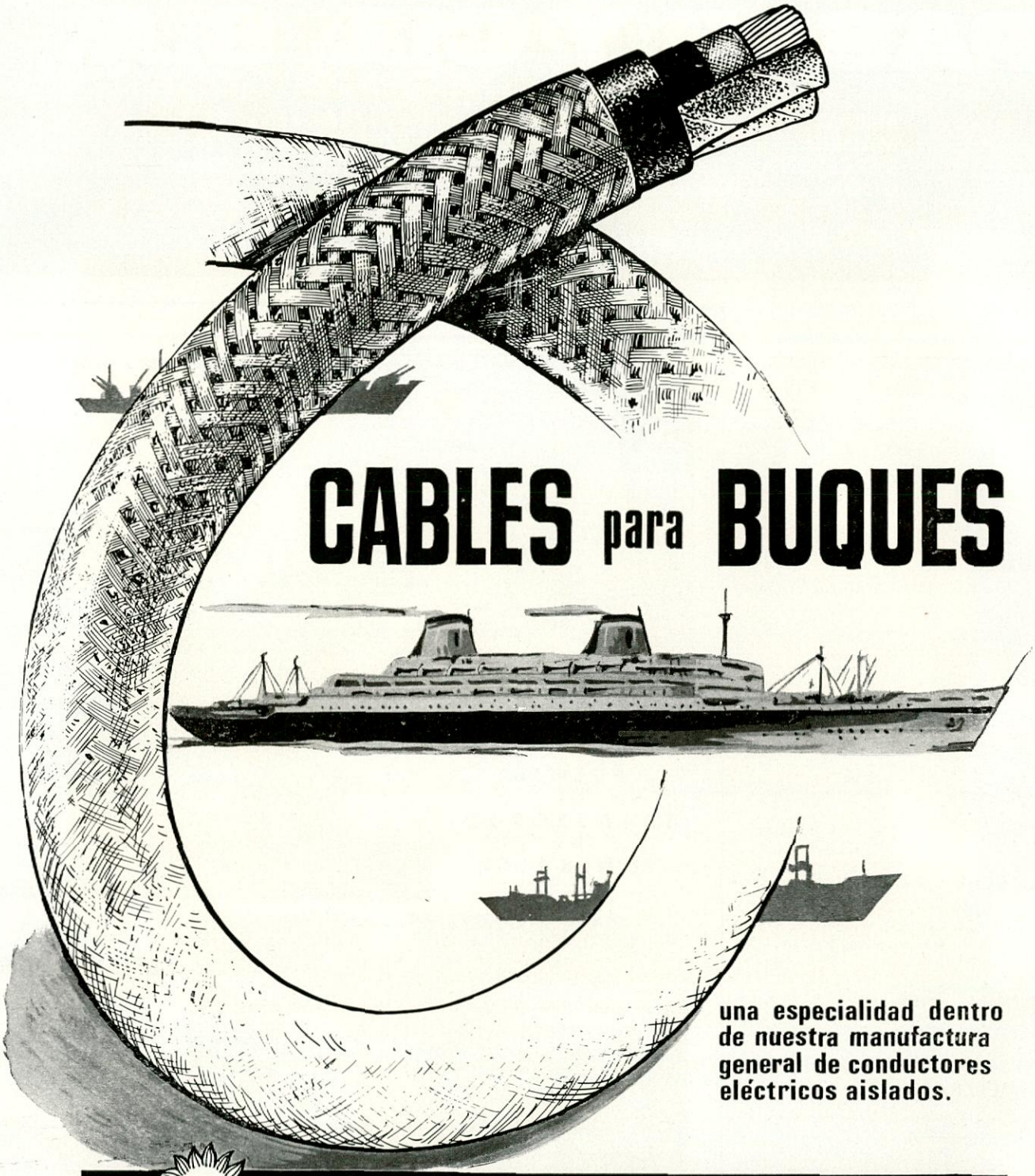
PUENTES GRUAS



M·A·N

GRUAS PARA ASTILLEROS

Construidas en España bajo Licencia por: **ELYMA-ERANDIO** Apartado, 1088 BILBAO



CABLES para BUQUES

una especialidad dentro de nuestra manufactura general de conductores eléctricos aislados.

CONDUCTORES ELECTRICOS

ROQUÉ

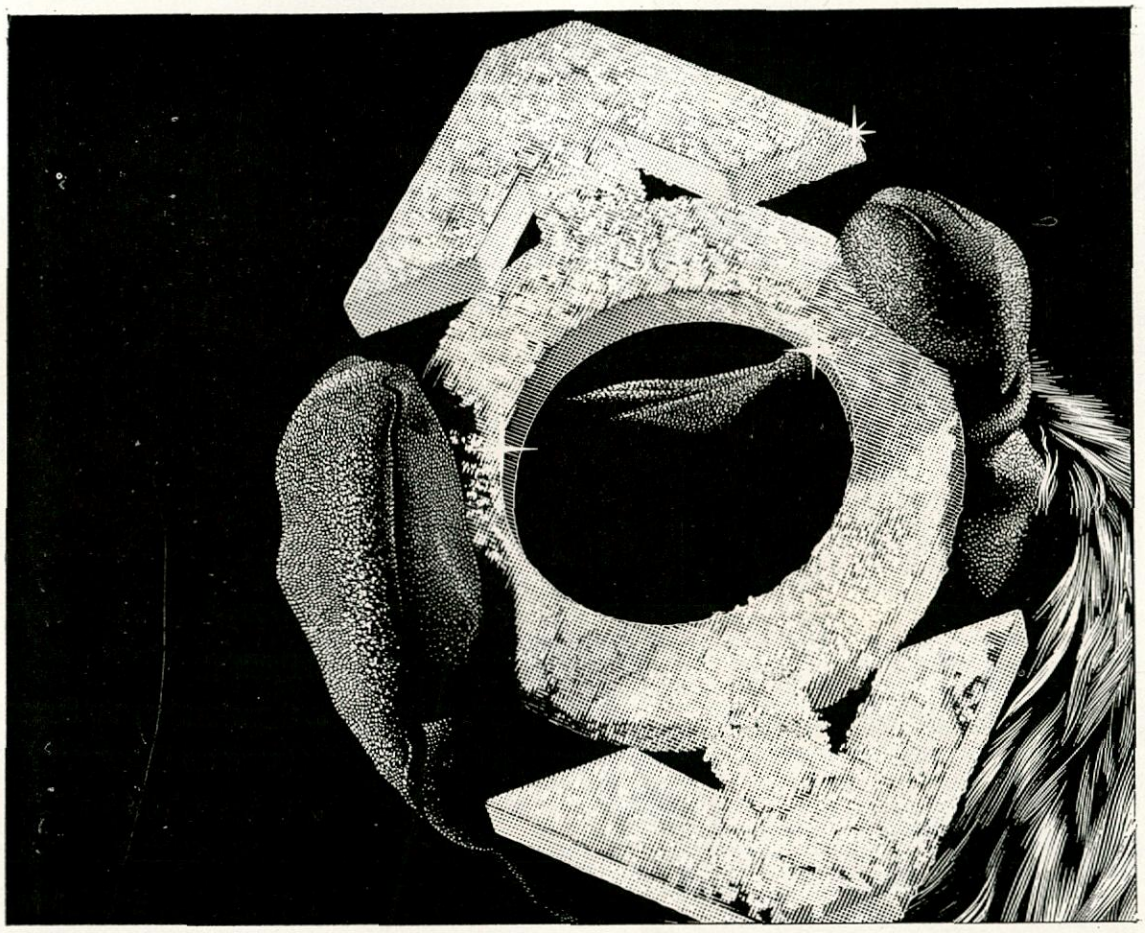
SOCIEDAD ANONIMA

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

BICC

HAY SOLAMENTE DOS COSAS QUE GRENCO NO ES CAPAZ DE CONGELAR.

SU EXPERIENCIA. Y SU CALIDAD.



INTERMARCO

Y hay una razón para ello.
Grenco es el líder mundial de los instaladores en materias frigoríficas y el prestigio hay que mantenerlo. Lógicamente, a través de el incremento continuo de su calidad.
Grenco cuenta para ello, en Holanda, con un centro de investigaciones que día a día investiga y experimenta con las más recientes necesidades de la industria mundial. Y muchas veces incluso se adelanta a ellas con el fin de sugerir nuevas soluciones para sus clientes, distribuidos en 56 países.
Grenco está en España desde 1958 abordando problemas de frío. En todas las regiones y para todo tipo de industrias. Carne, pescado, fruta, transporte, industria láctea... Grenco está en todo. Lo importante y lo pequeño.
Tal vez Vd. también necesita del frío para su empresa. O su proyecto.
Entonces, tal vez vale la pena que lo recuerde.
Grenco sabe de frío. Y mucho. Aquí y en el mundo entero.

GRENCO

GRENCO IBERICA, S. A.

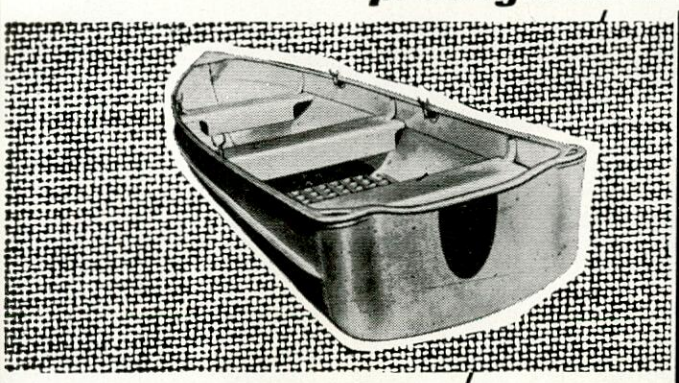
Oficina Central: Naciones, 15 - Tel. 275 12 87 - Madrid-6 ● Delegación: García Borbón, 107 - Tel. 22 11 05 -Vigo

Representantes para todo el território español: **ROCAR, S. A.**

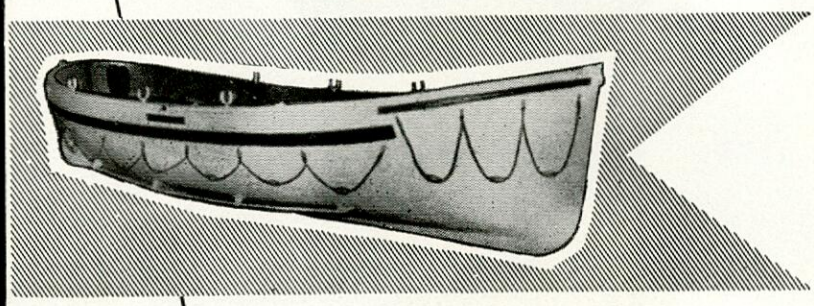
Mediterraneas, s.a.

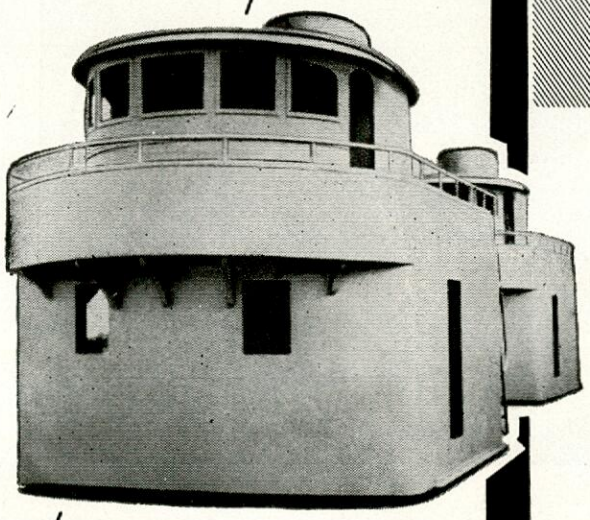
MANUFACTURAS METALICAS MEDITERRANEAS, S. A.

contribuye con la calidad de sus productos, al prestigio de la Industria Nacional.



dispone de instalaciones especializadas en Construcción Naval.





- Casetas
- Puentes
- Guardacalores y Superestructuras en General.
- Botes salvavidas y de servicio.
- Pasarelas, Escalas reales
- Planchas de desembarco, etc.

DOMICILIO SOCIAL Y FABRICA:

Carretera a Elche, s/n. - ALICANTE

Telegramas: MANUFACTURAS

Teléfonos: 22 01 01-02-03

Delegaciones regionales: BARCELONA - LA CORUÑA - MADRID - SAN SEBASTIAN - SEVILLA - VALENCIA

PARECEN IGUALES....

Pero el parecido no llega más allá de la superficie del casco

Con los barcos, como con la gente, la verdadera diferencia no está en el exterior. Piense, por ejemplo, en los movimientos. Movimientos en la mar. Ningún hombre ni barco puede dominar el mar, pero el notable sistema de estabilización Flume controla el balance de los buques y hace que exista un mundo de diferencia en la forma que tienen éstos de comportarse. El sistema de estabilización Flume trabaja. *Respaldado por la experiencia* de centenares de instalaciones, totalmente garantizado, el sistema Flume corta por la raíz los daños que se pueden producir en la carga..., proporciona una precisa regularidad en sus escalas, por las rutas más directas..., aumenta su velocidad en servicio..., reduce el tiempo de travesía..., hace que sus tripulaciones sean mucho más productivas... *y que todo el mundo esté más cómodo.*

Casi lo más importante de todo es que la estabilización Flume ofrece una ventaja ante la competencia, ya que aumenta su capacidad para transportar las cargas más frágiles y rentables, al mismo tiempo que reduce las probabilidades de perder buenos clientes.

Otros tanques "pueden parecer iguales". Pero solamente el sistema de estabilización Flume ha sido completamente estudiado técnicamente, *ensayado y garantizado* antes de proceder a su rápida, sencilla y poco costosa instalación; normalmente, sin necesidad de entrar en dique. El mantenimiento es mínimo. Está totalmente aprobado por el American Bureau of Shipping, el Lloyd's Register of Shipping, Det Norske Veritas, y todos los organismos que regulan estas cuestiones.

¿Por qué no averiguar lo que Flume puede representar para su flota? Una entrevista con el representante de Flume no cuesta nada. Y en menos de veinte minutos usted habrá ganado una inmediata ventaja de más de trescientos años acumulativos de experiencia en estabilización de buques.

El sistema más popular de estabilización de balance en el mundo

STABILIZATION FLUME SYSTEM ®

Proyectado y desarrollado por

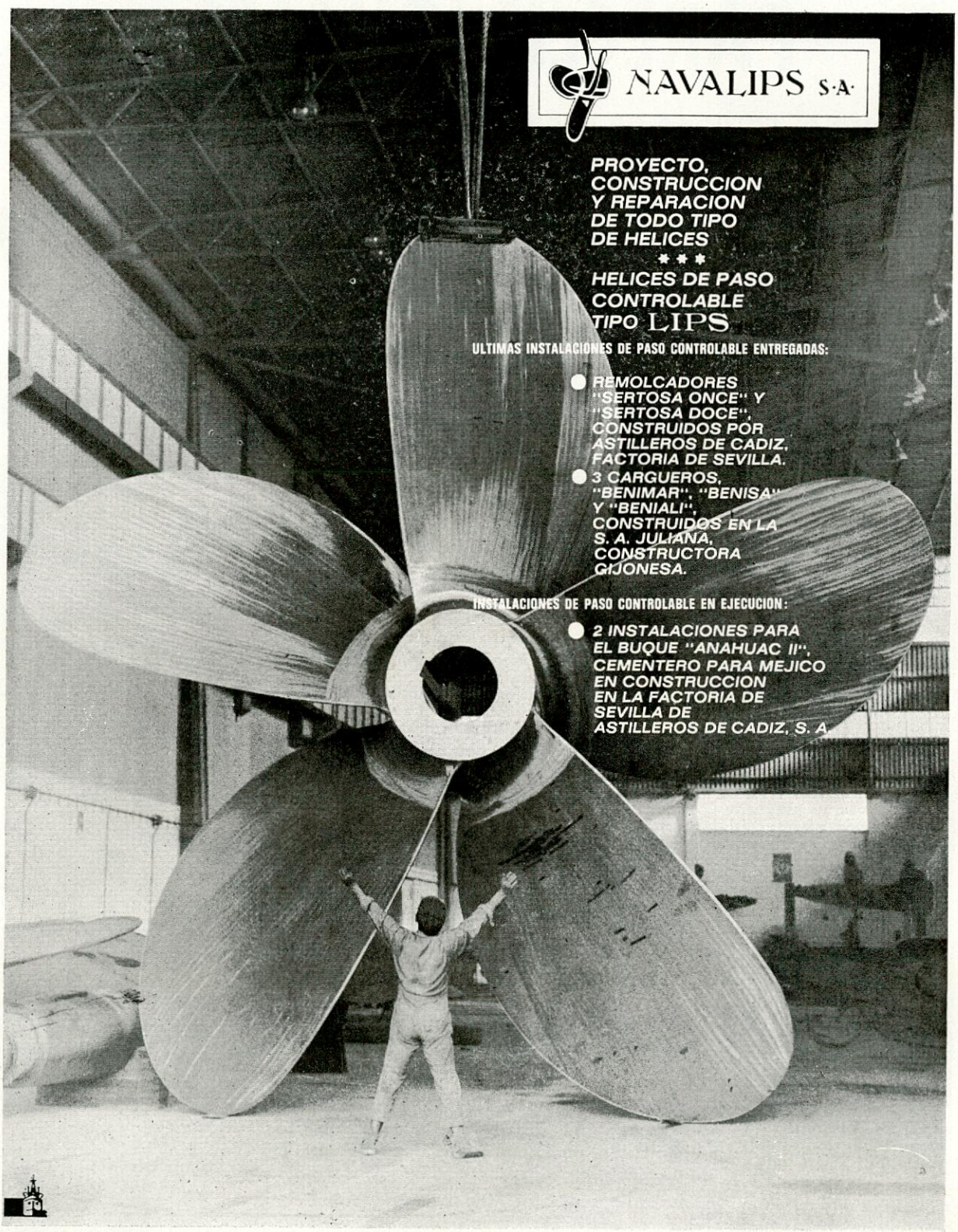
JOHN J. McMULLEN ASSOCIATES, INC.

NAVAL ARCHITECTS • MARINE ENGINEERS • CONSULTANTS

17 Battery Place, New York, N. Y. 10004

Representante para España:

Sociedad Española de Productos Navales, S. A. (SEPRONA)
Santiago Bernabeu, 10, Madrid (16)



NAVALIPS S·A·

GLORIETA ZONA FRANCA - CADIZ

Telegramas: NAVALIPS. Telex: 76032 Teléf. 23 58 08

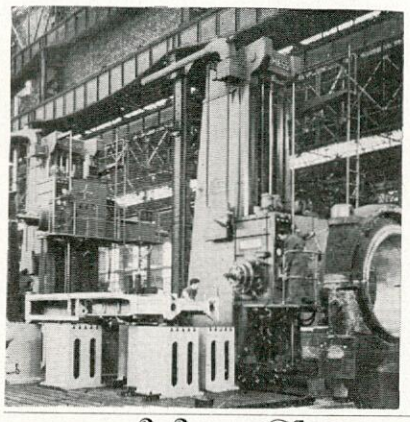
SERVICIOS PLENOS DE HABILITACION NAVAL

YARCO, S. A. brinda su colaboración a la Industria Naval con los siguientes servicios:
OFICINA TECNICA: Decoración, Instalaciones, Coordinación, Siluetas, Diseño Industrial.
INVESTIGACION Y SISTEMAS: Normalización y Métodos, Sistemas de Fabricación, Sistema Modulado M-900, nuevos materiales.
CONTRATA: Habilitación llave en mano, Ebanistería, Tubería, Suelos, Mobiliario en general, Mobiliario seriado, etc., Coordinación de gremios.

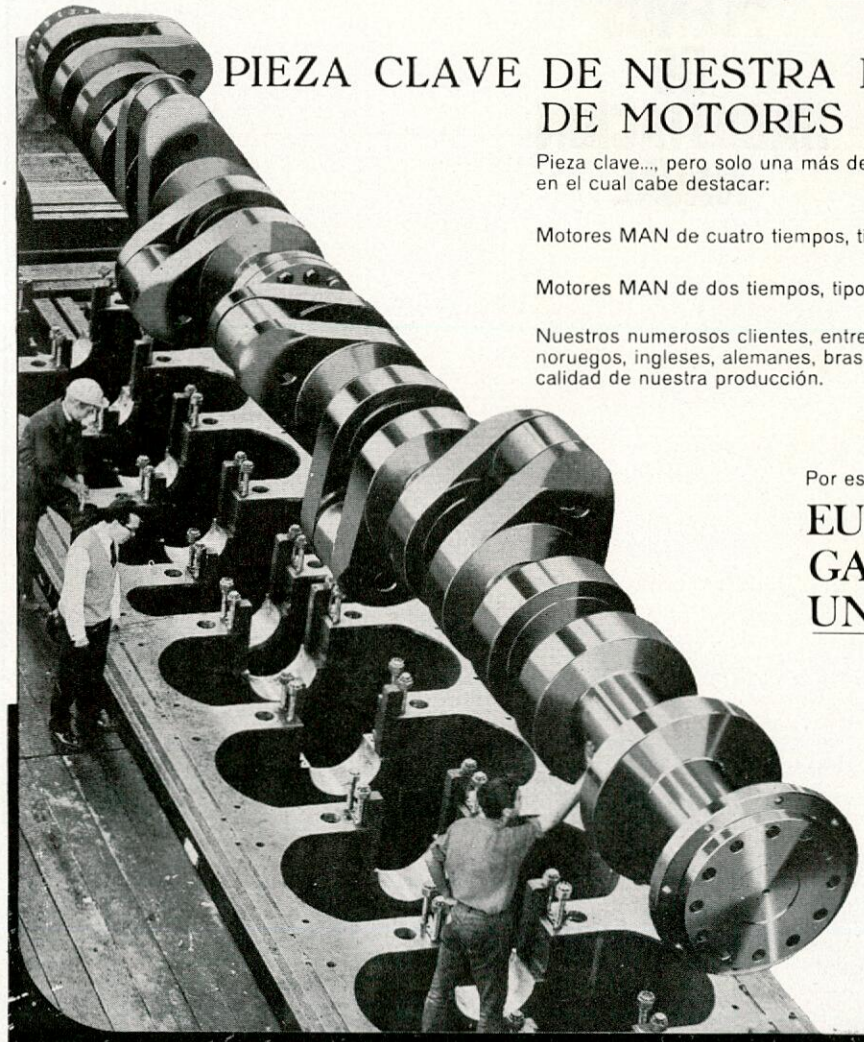
YARCO S.A.

Servicios Plenos de Habilitación Naval
Licenciado Poza 8, 7º - Tfno. 24 13 27 - Bilbao 8

TIEMPO/SYNERGIE-BILBAO



ESTE CIGÜEÑAL NACIDO PARA TRANSMITIR 12.600 BHP



PIEZA CLAVE DE NUESTRA FABRICACION DE MOTORES DIESEL MAN

Pieza clave..., pero solo una más dentro de nuestro amplio programa de fabricación, en el cual cabe destacar:

Motores MAN de cuatro tiempos, tipo GV, desde 140 hasta 4.025 CV.

Motores MAN de dos tiempos, tipo KZ, entre 4.360 y 17.000 CV.

Nuestros numerosos clientes, entre los que se encuentran armadores venezolanos, noruegos, ingleses, alemanes, brasileños, cubanos, etc... acreditan la envergadura y calidad de nuestra producción.

Por eso decimos que, ante todo,

EUSKALDUNA GARANTIZA UNA TECNICA

COMPAÑIA EUSKALDUNA

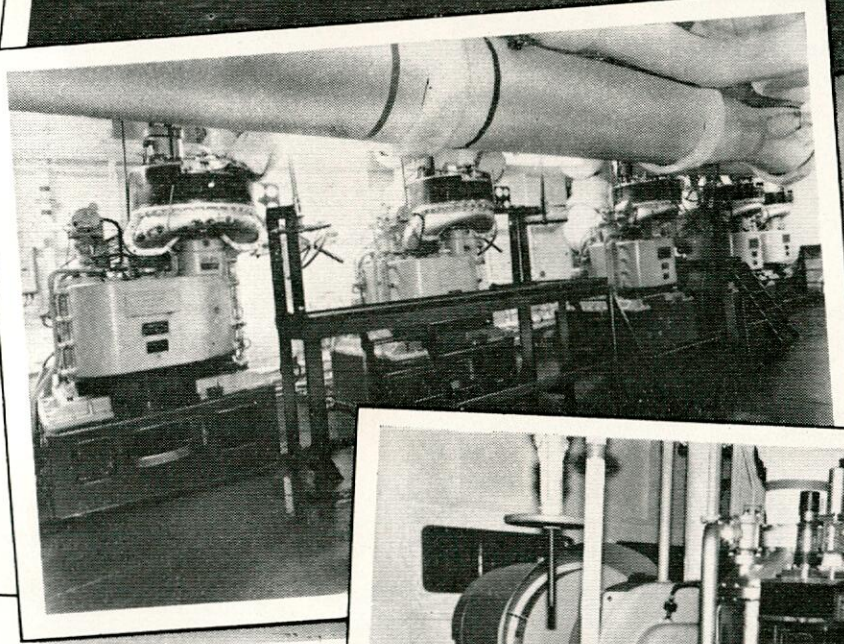
DE CONSTRUCCION Y REPARACION DE BUQUES BILBAO-11

Plaza del Sagrado Corazón de Jesús, 3 - Apartado 261 - Teléfono 41 14 50 - Telex 33712

BROTHERHOOD TURBINE AUXILIARIES IN THE S.S. TEXACO WESTMINSTER

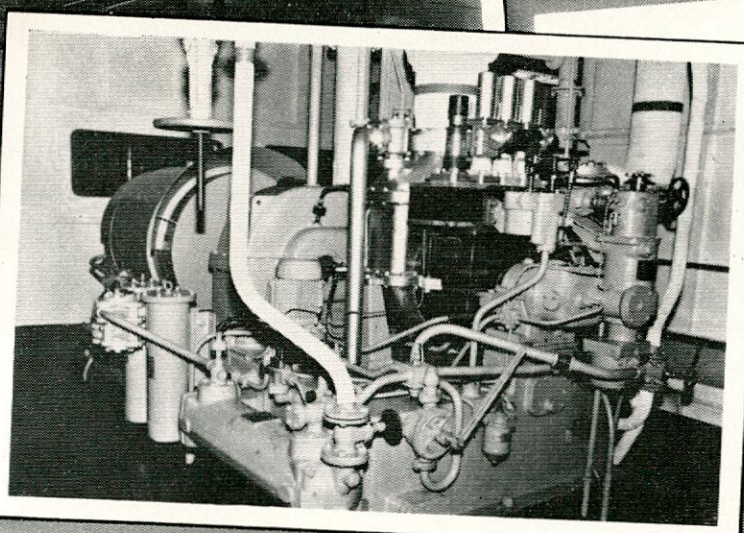
The turbines for the cargo and ballast pumps are each rated at 1750 BHP, the steam pressure is 835 p.s.i.g. at 935°F exhausting to atmosphere

Please send for Publication No. VT/68.



Two 1000 kW/ turbo alternator sets are installed, the steam pressure is 835 psig at 935°F and the exhaust pressure 12 psia.

Please send for Publication No. BPTG/68



The main circulating, clean-ballast, fire and tank cleaning pumps are driven by Brotherhood turbines.

OWNERS: Regent Petroleum Tankship Co. Ltd., London
SHIPBUILDERS: The Swan Hunter Group, Wallsend, Northumberland.

PETER BROTHERHOOD LIMITED

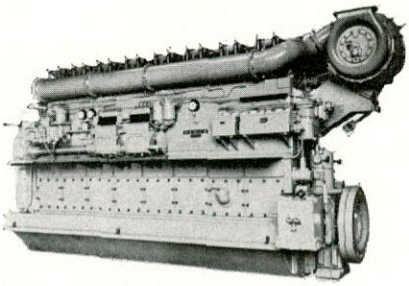
Peterborough, England

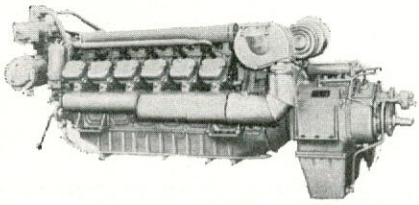
Tel: 0733 71321 Telex: Brotherhd Pboro 32154 London Office: Amberley House, 12 Norfolk Street WC2 Tel: 01-836 8914

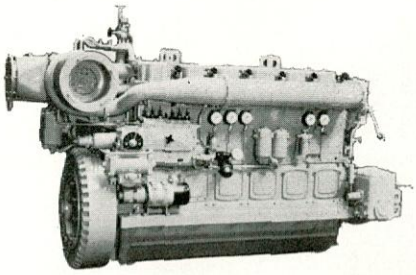
MANUFACTURERS OF COMPRESSORS · STEAM TURBINES · PUMPS · SPECIAL PURPOSE MACHINERY

P 9984.

DEUTZ
Avda. Pio XII, 100 - Telf. 202 22 40 - MADRID-16
la primera fábrica de motores
del mundo







PARA SERVIR A LA SOLDADURA, HACERLA MEJOR Y MAS FACIL

Equipos, electrodos, alambres y flux para soldadura y recargues
Soldadura semiautomática CO_2 y automática
Soldadura por gravedad
Precalentamiento y atenuación de tensiones
Columnas viradores y posicionadores

UNION. TECNICAS DE SOLDADURA, S.A.

MADRID GIJON BARCELONA

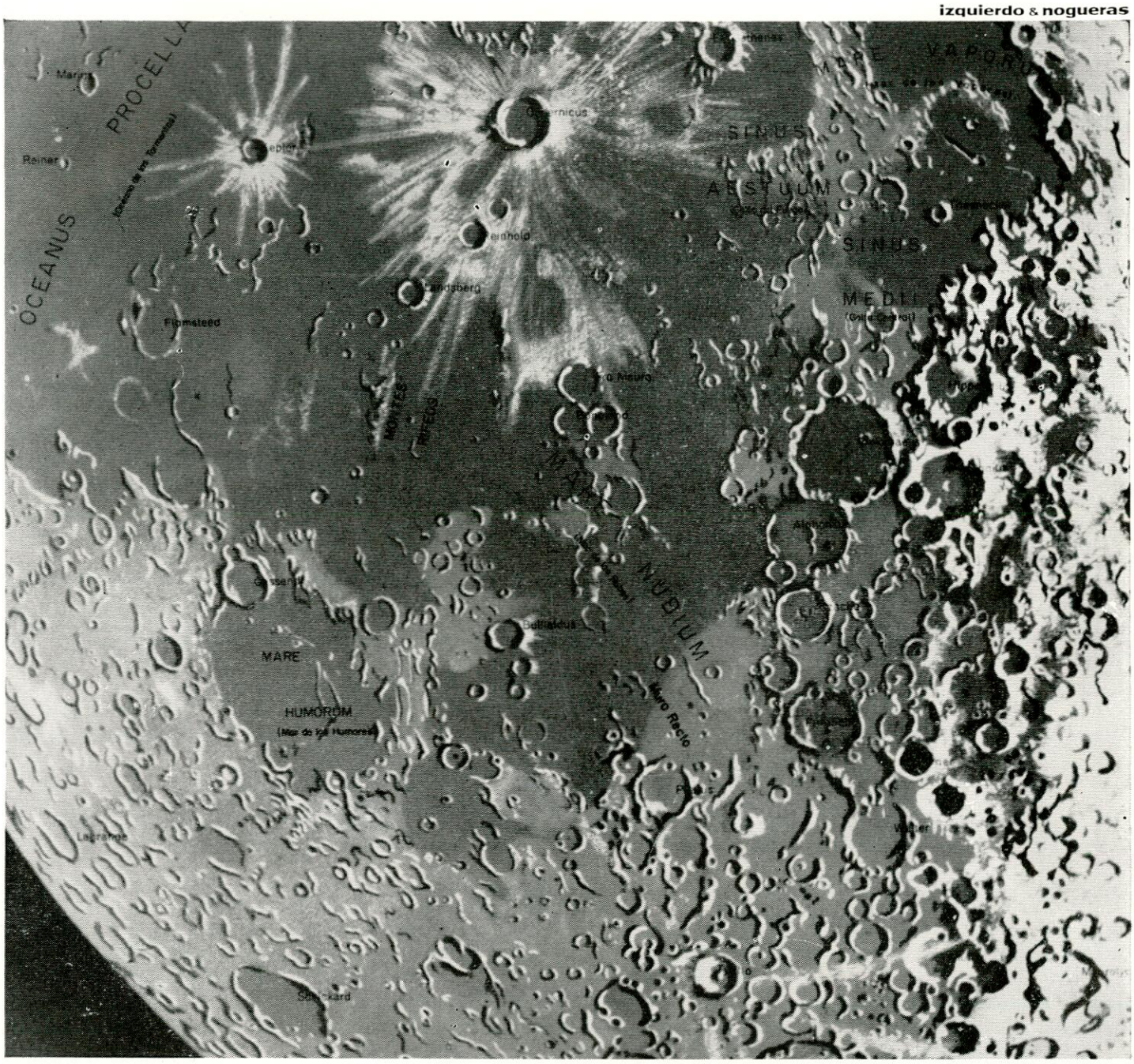
UNION

HOBART WELDERS · ELECTRODES

Para cualquier problema, información o consulta dirijase al
DEPARTAMENTO DE ASISTENCIA TECNICA
Se ha creado para servir a la soldadura, hacerla mejor y más fácil

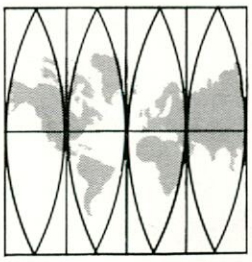
DISTRIBUIDOR EXCLUSIVO PARA ESPAÑA DE
HOBART BROTHERS CO.

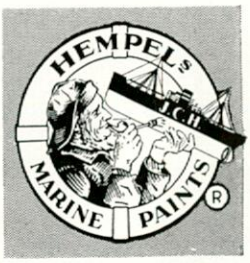
izquierdo & nogueras



No tenemos representante en la luna (todavía)

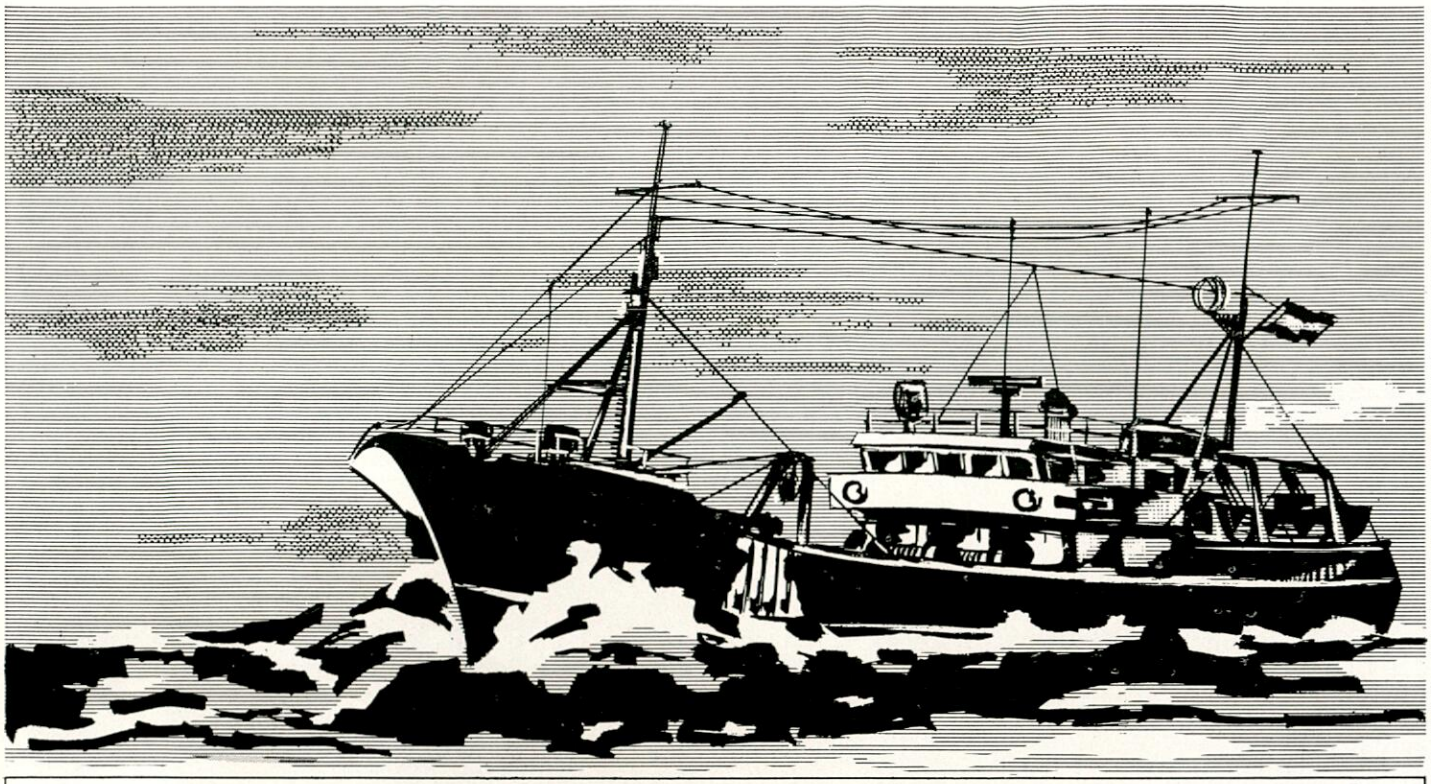
...pero para su tranquilidad le diremos que aquí en la Tierra podemos ofrecerle el mejor, el más completo servicio a través de nuestras fábricas y depósitos en 128 puertos repartidos por todos los mares y océanos.
Son estos servicios los que en la última mitad del siglo han dado a conocer a HEMPEL como primera marca de pinturas marinas.
¿Conoce toda la gama HEMPEL de productos especializados?

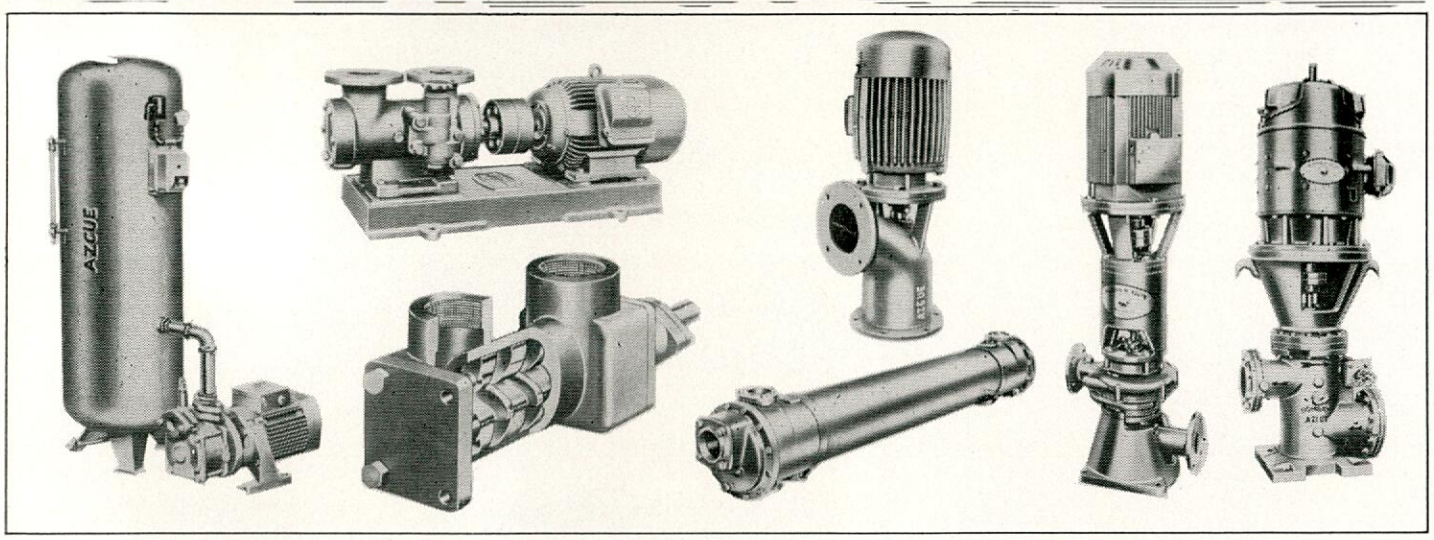




Solicite información a

Pinturas Marinas Hempel **S.A.E.** - Entenza, 85-87 Telf. 223 24 27 - Barcelona (15)





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)

publivasc

PASCH Y CIA S.A.

BILBAO - Alameda de Recalde, 30. Telf. 217864. Telex: 337 20
MADRID - Capitán Haya, 5 Telf. 2700100. Telex: 226 96
BARCELONA - Tuset, 8-10. Telf. 2277440. Telex: 520 63
GIJON - General Mola, 52. Telf. 350939.

Agentes en:
VIGO - SANTANDER - VALENCIA - ALICANTE - TENERIFE.

M. A. N.

Motores Diesel. Automotores Centrales térmicas. Grúas.

WAHODAG

Calderas. Turbinas. Calderetas. Quemadores.

DOCKBAU

Proyectos diques flotantes.

UHDE

Ingeniería y construcción de plantas químicas, petroquímicas, fertilizantes, refinerías, etc.

LINDE

Plantas fraccionamiento aire. Obtención oxígeno. Plantas producción y recuperación etileno.

ZEISE

Hélices. Líneas ejes completas. Líneas ejes paso variable.

DEUTSCHE WERFT

Separadorores agua sentinas "Turbulo". Obturadores "Simplex". Chumaceras "Simplex". Bocinas.

APLINSA - MFE

Montajes mecánicos y eléctricos. Aislamientos industriales.

SCHMELZBASALT

Losetas basalto fundido para recubrimiento contra abrasión mecánica o química.

SFH

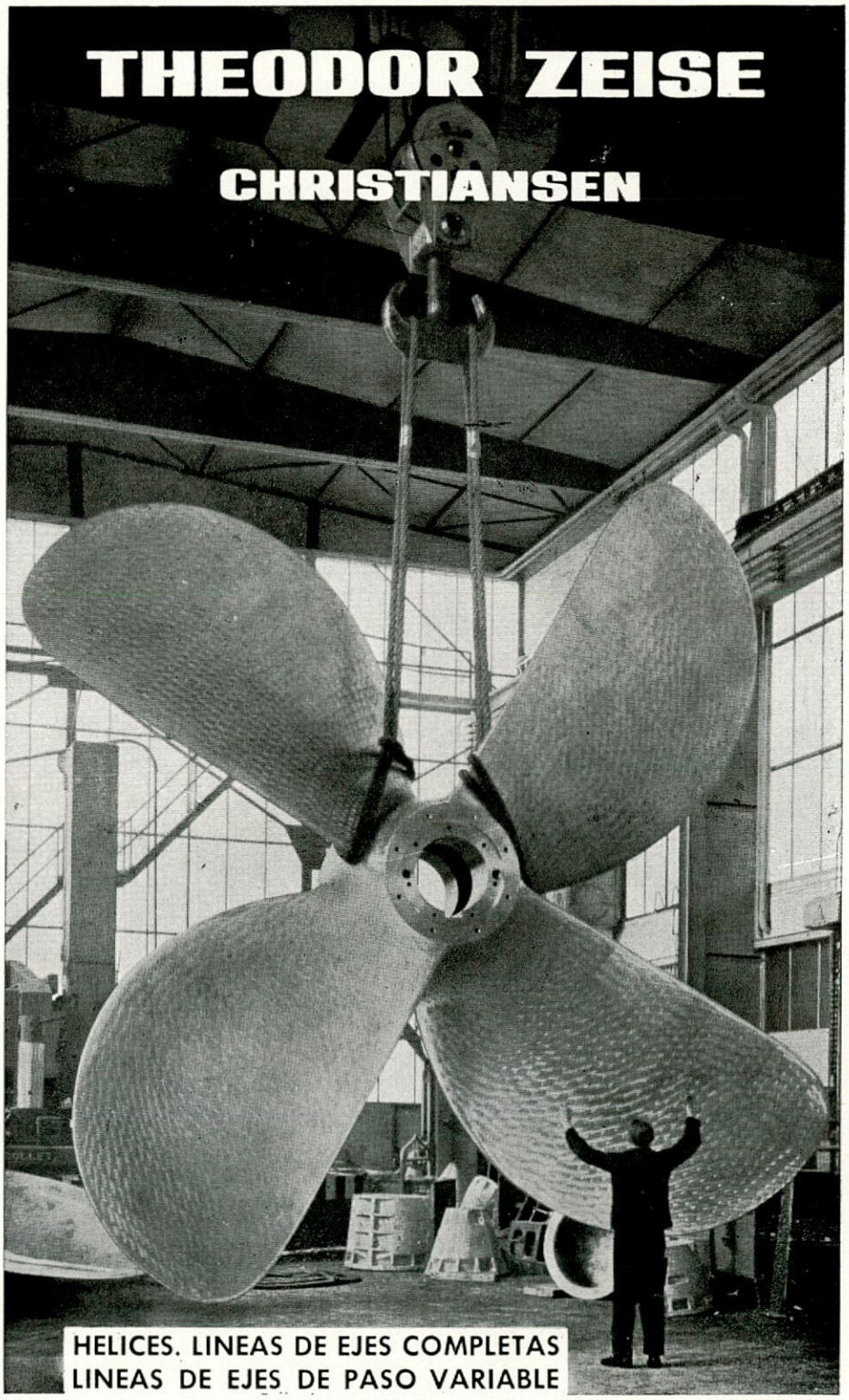
Instalaciones contra incendios "Sprinkler" Instalaciones espuma "Tikko".

ROM

Instalaciones contra incendios CO_2 Válvulas y tuberías para buques. Equipos para diques flotantes.

LMG

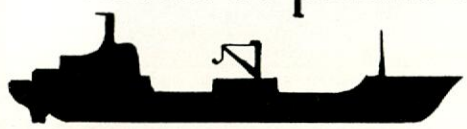
Hélices transversales "Tornado".



EMPRESA NACIONAL BAZÁN

FACTORIA de S. FERNANDO

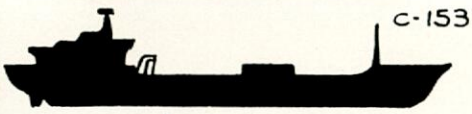
Cartera de pedidos del Departamento de Astillero.



C-153

Cementero con propulsión Diesel eléctrica

Naviera Alvargonzales
España



C-154

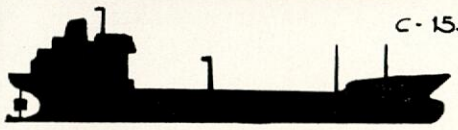
Cementero con propulsión Diesel eléctrica

Cía. Venezolana de Cementos
Venezuela

C-155

Corbeta antisubmarina con propulsión Diesel

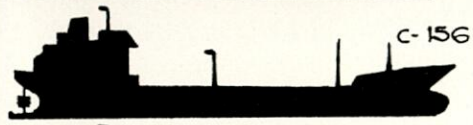
Marina de Guerra
Portugal



C-156

Petrolero de 9.600 T. P. M.

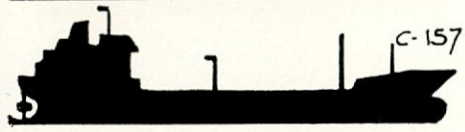
Cía. Arrendataria del Monopolio de Petróleos, S. A.
España



C-157

Petrolero de 9.600 T. P. M.

Cía. Arrendataria del Monopolio de Petróleos, S. A.
España



C-159

Petrolero de 9.600 T. P. M.

Cía. Tunecina de Navegación
Túnez

C-160

Carguero de línea de 8.000 T. P. M.

Cía. Trasatlántica
España

C-161

Carguero de línea de 8.000 T. P. M.

Cía. Trasatlántica
España

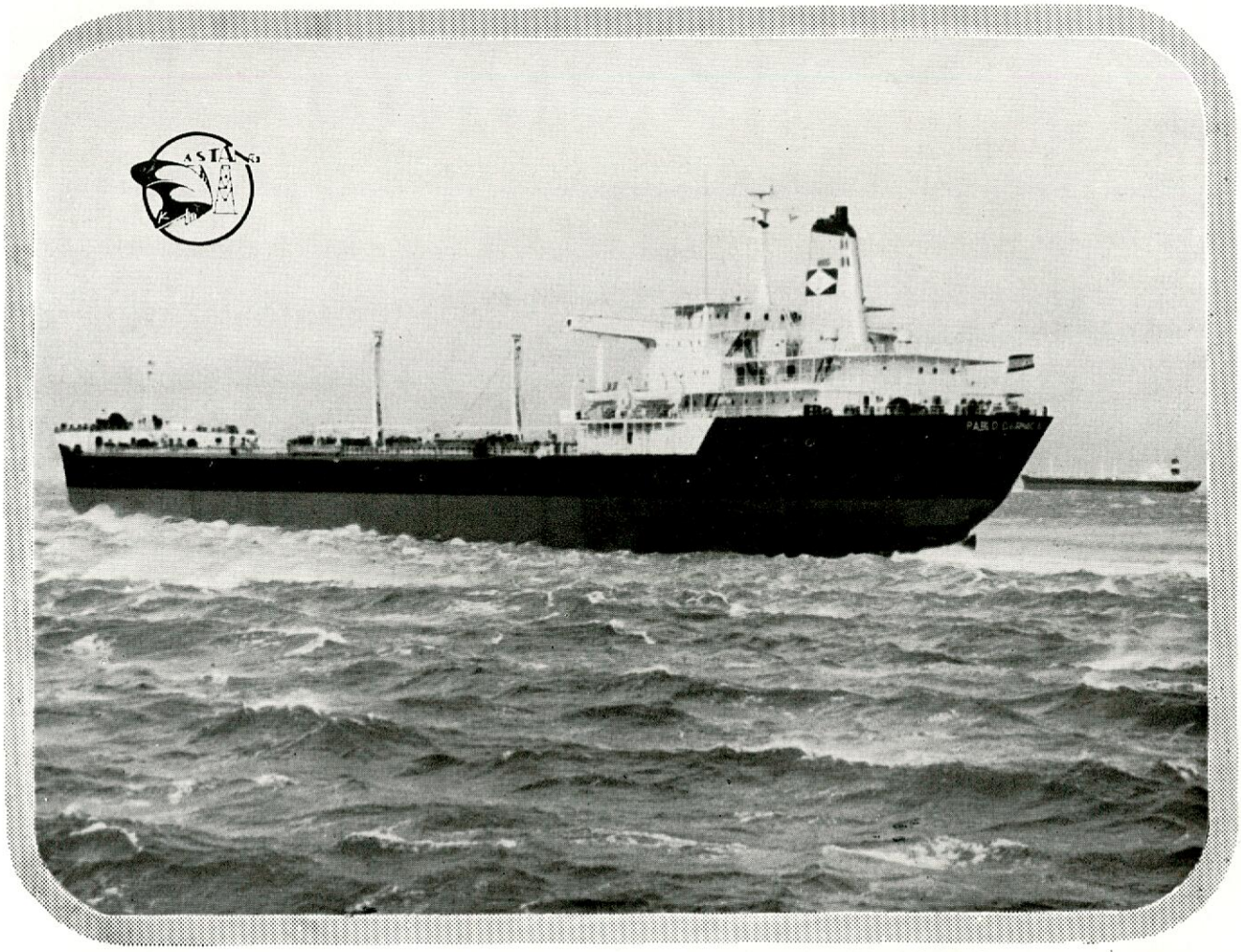
DEPARTAMENTO DE REPARACIONES DE BUQUES.

Cuatro diques secos.

Grúa flotante propia de 60 Tm.

DEPARTAMENTO DE FABRICACIONES Y ARTILLERIA.

● Maquinaria auxiliar para buques. ● Hélices de paso fijo y variable. ● Construcción, en serie, de grúas "Bondy-Bazán" en tipos desde 20 a 35 Tm. de carga. ● Maquinaria agrícola y textil. ● Motoniveladoras "Ronel-Bazán" ● Mandrinadoras "Pegard-Bazán" ● Equipos de precisión para la industria del automóvil y motores Diesel ● Artillería y municiones. ● Fundiciones de todas clases.



PETROLERO "PABLO DE GARNICA" DE 98.500 Tons. de PESO MUERTO. POTENCIA DEL EQUIPO PROPULSOR: 22.000 SHP. ENTREGADO EL 20 ENERO ULTIMO A SUS ARMADORES NAVIERA DE CASTILLA, S. A.

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

GRADA Nº 1 HASTA 350.000 Tons. P. M.

GRADA Nº 2 HASTA 220.000 Tons. P. M.

Astilleros y Talleres del Noroeste S.A.

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

Ingeniería Naval

AÑO XXXVII N.° 410
AGOSTO 1969

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

Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales - Ciudad Universitaria - Apartado de Correos 457 - Teléf. 244 08 07 Madrid (3)

SUSCRIPCION

Para España, Portugal y países hispanoamericanos:
Un año ..... **400 pesetas**
Un semestre ..... **230 »**

Demás países:
Un año..... **$ USA 9.—**

Precio del ejemplar ..... **50 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-1969

INDICE DE MATERIAS

Páginas

Artículos Técnicos

Frecuencias naturales de vibraciones de casco, por *José María de Lossada y de Aymerich*, Dr. Ingeniero Naval 306

Extranjero

Pruebas del petrolero «John A. McCone» 326
Entrega del buque «Bianca» 326
Nuevo lubricante Shell para motores marinos 327
Informe anual 1968 del Germanischer Lloyd 327
Explotación de los Aerodeslizadores 327
Cajas de fibra vulcanizada para el transporte de pescado 327

Nacional y Profesional

Botadura de la corbeta «Antonio Ennes», con destino a la Marina de Guerra Portuguesa 328
Botadura del buque bulkcarrier «Jovellanos» 329
Botadura del «Lago Llanquihue» 329
Reunión de Oceanografía en Madrid 330
Reglamento sobre automación 330
Entrega del buque congelador y harinero «Miño» ... 330
Entrega del buque «Pumarin» 331
Pruebas del buque «Campeador» 331
Propuestas de normas 332

Legislación

Presidencia del Gobierno 360
Ministerio de Educación y Ciencia 360
Ministerio de Industria 360
Ministerio de Comercio 360

Bibliografía 360

Portada

El bulk-carrier «Jovellanos», de 19.500 toneladas de peso muerto, dispuesto para su botadura en las gradas de la factoría de Matagorda, de la Sociedad Española de Construcción *Naval*.
La construcción de este buque fue encargada por la Compañía Gijonesa de Navegación, S. A., de Madrid.

FRECUENCIAS NATURALES DE VIBRACIONES DE CASCO (*)

Por José María de Lossada y de Aymerich
Dr. Ingeniero Naval

INDICE

1. GENERALIDADES.
   1.1. *Origen de las vibraciones del buque.*
   1.2. *Tipo de vibraciones.*
2. VIBRACIONES DE CONJUNTO.
   2.1. *Vibraciones verticales.*
      2.11. *Cálculo de la frecuencia por el método clásico.*
         2.111. *Generalidades.*
         2.112. *Masa a considerar en los cálculos*
         2.113. *Cálculo de la masa virtual añadida.*
         2.114. *Cálculo del peso del buque.*
         2.115. *Distribución del momento de inercia.*
         2.116. *Cálculo de la frecuencia natural del casco.*
      2.12. *Cálculo de la frecuencia mediante fórmulas empíricas.*
   2.2. *Vibraciones horizontales.*
      2.21. *Cálculo de la frecuencia por el método clásico.*
         2.211. *Cálculo de la masa virtual añadida.*
         2.212. *Cálculo de la frecuencia natural.*
      2.22. *Cálculo de la frecuencia mediante fórmulas empíricas.*
3. VIBRACIONES LOCALES. MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS.
4. CRITERIOS DE ACEPTABILIDAD DE LAS VIBRACIONES.

1. GENERALIDADES.

1.1. *Origen de las vibraciones del buque.*

Estando constituído el buque por una estructura elástica, al ser sometido a fuerzas perturbadoras se originan en él vibraciones correspondientes. Si las fuerzas perturbadores tienen carácter periódico y su frecuencia coincide con una de las frecuencias naturales del casco se producirá el fenómeno de resonancia, existiendo una amplificación dinámica de las excitaciones con el peligro de que se originen esfuerzos anormalmente elevados en la estructura, con riesgo de fractura del material o simplemente que se produzcan vibraciones muy molestas e incluso intolerables para los pasajeros o la tripulación.

Vemos, en consecuencia, el interés que existe en estudiar la frecuencia de las vibraciones naturales del buque por una parte, y la de las fuerzas perturbadoras por otra, para intentar evitar que se produzca este fenómeno de resonancia.

Aunque en este trabajo no trataremos nada más que de las primeras, consideramos interesante mencionar someramente, a continuación, cuáles son las fuerzas perturbadoras origen de las vibraciones del buque.

Dividiremos las fuerzas perturbadoras en los dos grandes grupos siguientes:

Fuerzas cuyo origen se encuentra en el interior del buque.

a) Cuando el aparato propulsor está constituído por motores Diesel o máquinas alternativas, estos aparatos tienen en general fuerzas o momentos libres de primero o segundo orden, que producen esfuerzos periódicos.

b) Cuando el aparato propulsor está constituído por turbinas, aunque la transmisión del par motor se realiza de una forma regular, si los rotores no están perfectamente equilibrados dinámicamente, se produce un par periódico perturbador que se transmite al casco a través de los polines, provocando la vibración de éste.

c) Los aparatos auxiliares, si no están perfectamente equilibrados pueden también ser origen de vibraciones de casco, si sus polines no están adaptados para absorberlas y evitar su transmisión al casco.

d) La hélice, al girar en el campo no uniforme de la estela, origina fuerzas perturbadoras que se transmiten al casco, bien por intermedio de los apoyos de la línea de ejes o bien directamente por los impulsos periódicos del agua en la zona del codaste.

Fuerzas cuyo origen no se encuentra en el interior del buque.

Son los golpes de mar que se ejercen sobre el casco del buque, frecuentemente irregulares tanto en el rit-

(*) Conferencia pronunciada en la Escuela T. S. de Ingenieros Navales el día 20 de mayo de 1969.

mo como en la amplitud, a diferencia de todas las fuerzas citadas en el apartado anterior. Son fuerzas perturbadoras no entretenidas, que provocan vibraciones compuestas de trenes de ondas amortiguadas.

1.2. *Tipos de vibraciones.*

Teniendo en cuenta la complejidad de la estructura de un buque, los tipos de vibraciones que pueden presentarse son muy diversos y vamos a intentar resumirlos en el siguiente esquema (fig. 1).

En las vibraciones de casco, únicas que trataremos en esta exposición, conviene indicar que la frontera entre vibraciones de conjunto y vibraciones locales no está perfectamente delimitada, ya que una vibración local coexiste normalmente con una vibración de conjunto, aunque su amplitud en el resto de las zonas del buque sea apenas perceptible. La costumbre general es el clasificar como vibraciones de conjunto, aquellas vibraciones que presentan amplitudes notables simultáneamente en puntos alejados del buque existiendo solamente zonas perfectamente localizadas en las que no existe vibración alguna (nodos de la vibración).

Por el contrario, se clasifica como vibración local, aquella que se manifiesta de forma notable en un elemento determinado del buque, sin que sea apenas perceptible en el resto del buque.

Considerando las vibraciones de conjunto, podemos clasificarlas en las tres categorías siguientes: verticales, horizontales y de torsión.

Tanto las vibraciones verticales como las horizontales se presentan muy frecuentemente en los buques, por lo que han sido estudiadas profundamente tanto desde el punto de vista teórico como experimental y de ellas nos ocuparemos especialmente en este trabajo. Sin embargo, las vibraciones de torsión se presentan raramente, y en buques de estructuras muy determinadas, por lo que los estudios realizados sobre ellas son bastante escasos y, en consecuencia, no consideramos interesante tratarlas aquí. Es posible que en el futuro su estudio se considere más interesante, ya que existe el riesgo de que se presenten en ciertos buques de escotillas anchas y de mucha longitud.

Siguiendo el análisis del cuadro anterior, señalaremos que al variar la frecuencia de las fuerzas perturbadoras, en los primeros modos o modos fundamentales de vibración, esto es, en la zona de bajas frecuencias, se tiene puntas de amplitudes muy grandes al pasar por la resonancia y entre ellas, existen zonas de calma. Al ir aumentando la frecuencia de las fuerzas perturbadoras y coincidir con la frecuencia correspondiente a los modos superiores, las puntas en la resonancia son mucho menos agudas, ya que aumenta el amortiguamiento y prácticamente no existen zonas de calma entre dos frecuencias sucesivas de resonancia. De ello se deduce que el cálculo de las frecuencias naturales de los modos inferiores es muy interesante en las primeras etapas del proyecto para poder elegir adecuadamente las revoluciones de la maquinaria propulsora, pero en cambio, el conocimiento de la frecuencia de los modos altos no ofrece en sí ventajas apreciables y en cambio su cálculo presenta dificultades muy grandes.

Por todas estas razones al tratar de las vibraciones de conjunto, enfocaremos fundamentalmente nuestro trabajo hacia el cálculo de las frecuencias de los pri-

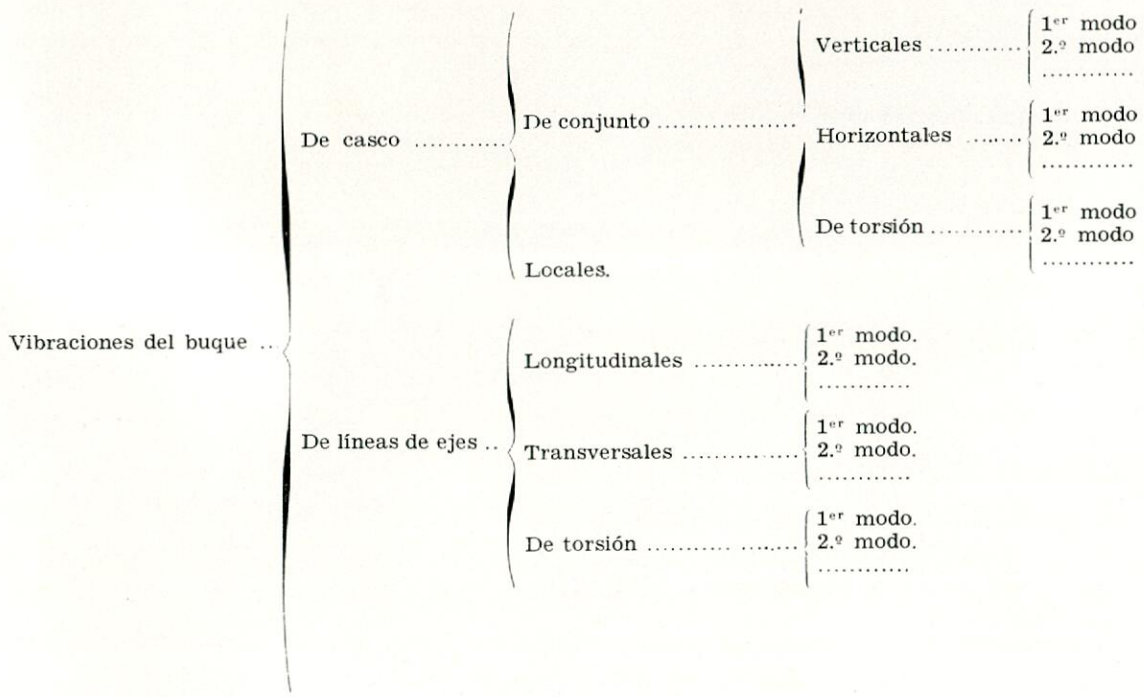


Fig. 1.—Tipos de vibraciones en el buque

meros nodos, comenzando por las vibraciones verticales.

2. VIBRACIONES DE CONJUNTO.

2.1. *Vibraciones verticales.*

2.11. *Cálculo de la frecuencia por el método clásico.*

2.111. *Generalidades.*

En el método clásico se considera el casco del buque como una viga elástica, con sección en forma de cajón y cuya distribución de pesos y momentos de inercia de sus secciones transversales es variable a lo largo de la eslora. En consecuencia, como tal viga elástica, el buque presentará una gama de frecuencias naturales de diferentes modos y teniendo en cuenta la existencia de fuerzas perturbadoras citadas anteriormente, puede ocurrir que la frecuencia de estas fuerzas o de sus armónicos, caiga en las proximidades de una de las frecuencias naturales y den lugar a la resonancia con sus desagradables consecuencias.

Dejando de un lado, las vibraciones forzadas del casco, vamos a analizar a continuación las vibraciones naturales, para lo cual empezaremos haciendo un recordatorio de la teoría general de vibraciones de una viga en forma de barra prismática, de acuerdo con los métodos clásicos.

Sea la barra AB (fig. 2) que se encuentra en vibración natural y cuyas condiciones de sustentación fi-

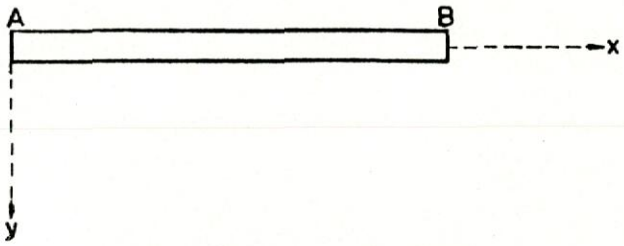


Fig. 2.—Viga de sección uniforme

jaremos más adelante. Si designamos por $q(x)$ la ley de distribución de la carga sobre la viga, se podrán establecer las ecuaciones siguientes:

$$E\,I \frac{\delta^2 \gamma}{\delta x^2} = -M$$

o bien

$$\frac{\delta^2}{d x^2}\left[E\,I \frac{\delta^2 \gamma}{d x^2} \right] = q(x)$$

Ahora bien, en el caso que estamos considerando de vibración libre de la barra, las cargas $q(x)$ serán las fuerzas de inercia

$$-m \frac{\delta^2 \gamma}{\delta t^2}$$

por lo que la ecuación general del movimiento de la barra vibrante será

$$\frac{\delta^2}{d x^2}\left[E\,I \frac{\delta^2 \gamma}{d x^2} \right] = -m \frac{\delta^2 \gamma}{d x^2} \qquad [1]$$

siendo m la masa por unidad de longitud.

Para simplificar el problema, supondremos:

1.º) Que se trata de una viga de sección constante, con lo cual la ecuación [1] queda de la forma:

$$E\,I \frac{\delta^4 \gamma}{\delta^4 x} = -m \frac{\delta^2 \gamma}{\delta t^2} \qquad [2]$$

2.º) Que, en cada punto de la barra, el movimiento es armónico, es decir que

$$\gamma(t, x) = \gamma(x) \text{ sen } \omega t$$

siendo $\gamma(x)$ la función modal, ya que, en cada instante, nos define la forma del modo natural de vibraciones.

Con esto, la ecuación [2] puede transformarse como sigue:

$$\frac{\delta^4 \gamma(x)}{\delta x^4} = \frac{m\,\omega^2}{E\,I} \gamma(x) = K^4 \gamma(x)$$

siendo

$$K^2 = \frac{\omega}{\sqrt{E\,I/m}}$$

cuya solución general es de la forma

$$\gamma(x) = A \text{ sen } K x + B \cos K x + C\, Sh\, K x + D\, Ch\, K x \qquad [4]$$

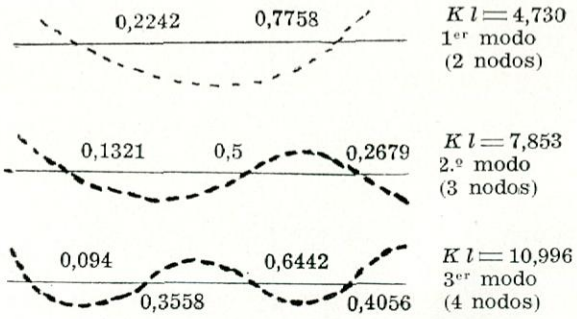
siendo A, B, C y D constantes que se determinan mediante las condiciones en los límites.

La hipótesis más aproximada cuando se trata del casco de un buque a flote, según demuestran las experiencias realizadas, es considerarlo como una viga con los extremos libres y solamente apoyado en los nodos. En consecuencia, en los 2 extremos, tanto el esfuerzo cortante como el momento flector serán iguales a cero.

Realizando estas condiciones, cuyos cálculos se omiten por brevedad, se llega a la ecuación de frecuencias, siguiente:

$$\cos K\,l\; Ch\, K\,l = 1$$

cuyas 3 primeras raíces son



y las constantes $A = C$, $B = D$. siendo $B/A = C_1$ $(Kl) = \alpha$ quedando para cada modo

$$\gamma(x) = A\,(\text{sen } K x + S\,h\, K x) + \alpha\, A\,(\cos K x + Ch\, K x \qquad [6]$$

y por lo tanto en definitiva

$$\gamma(x) = \gamma(x) \text{ sen } \omega t$$

Ahora bien, cuando la carga y la sección de la viga varían a lo largo de su longitud, el problema se complica extraordinariamente y el cálculo exacto de las frecuencias naturales llega a ser totalmente imposible, pero existen diversos métodos que dan una aproximación suficiente:

Citaremos, fundamentalmente, los siguientes:

El método de Rayleigh.

El método de Stodola o de Morrow.

El método de Myklestad-Holzer.

y desarrollaremos brevemente, como más interesante, el segundo de ellos, ya que puede aplicarse a nuestro problema usando métodos gráficos de integración u ordenadores electrónicos.

Para aplicar el método de Stodola o de Morrow a la viga anterior, consideramos, igual que antes, que el movimiento en cada punto de la viga es armónico, es decir que

$$\gamma\,(t_1\,x) = \gamma\,(x)\ \text{sen}\ \omega\,t$$

pero ahora, la masa y el momento de inercia de cada sección son variables a lo largo de la longitud de la viga, por lo que, la ecuación que nos define la forma modal de vibración será:

$$\frac{\delta^2}{\delta\,x^2}\left[E\,I\,\frac{\delta^2\,\gamma}{\delta\,x^2}\right] = m\,\omega^2\,\gamma \qquad [7]$$

Para la aplicación de este método, se actuará como sigue:

Se preparan en primer lugar dos curvas, una que muestre la distribución de la masa $m = f\,(x)$ y la otra, la variación del momento de inercia $I = f\,(x)$ a lo largo de la longitud de la viga.

Se selecciona una curva $\gamma_1 = f\,(x)$ para que nos represente la forma del modo de vibración buscado, de manera que cumpla lo mejor posible las condiciones de los extremos.

En los cálculos aplicados a los buques, se suele tomar como curva γ_1, la obtenida anteriormente para una viga con extremos libres y apoyada en los nodos, correspondiente al modo de vibración que queremos estudiar. Las ordenandas de esta curva representarán al mismo tiempo el perfil de la vibración y la aceleración en un instante cualquiera. Si multiplicamos, punto por punto, las ordenadas de la curva $\gamma_1 = f\,(x)$ y $m = f\,(x)$ obtendremos una curva que nos dará, a cierta escala, las cargas dinámicas en cada punto.

Si conociéramos el valor ω^2 e integráramos 4 veces, de forma gráfica por ejemplo, la curva $m\,\omega^2\,\gamma_1$, llegaríamos a la curva y que, en el supuesto que la curva γ_1 hubiera estado bien elegida, debería coincidir exactamente con ella.

Ahora bien, como no conocemos ω^2, partiremos de la curva $m\,\gamma_1$, que integrada 4 veces, nos conducirá a una curva γ_2 tal que sus ordenadas cumplirán, en todos sus puntos,
la relación

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = Cte$$

siempre en el supuesto anterior de que la curva de partida γ_1 hubiera estado bien elegida. El valor de la *Cte* es, precisamente ω^2.

Si la relación anterior

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = Cte$$

no se cumple para todos los puntos de la viga, significa que el perfil adoptado para la curva γ_1 no es el correcto, por lo que puede repetirse todo el cálculo, tomando como curva de partida la γ_2 obtenida, ya que el proceso es convergente, en el primer modo.

Aunque para mayor claridad de exposición no lo hemos indicado anteriormente, es evidente que al hacer la tercera integración anterior, hay que tener en cuenta que I es variable, por lo que habrá que hacer uso de la curva $I = f\,(x)$ que se habrá preparado previamente.

En la aplicación del método, si γ_{max} es la amplitud en los extremos libres de la viga buque, la carga dinámica se suele poner de la siguiente forma:

Carga dinámica

$$= \frac{\rho}{g}\,\omega^2\,\gamma_{max}\left(\frac{\gamma}{\gamma_{max}}\right)$$

siendo ρ el peso por unidad de longitud y eligiendo la escala de aceleración tal que

$$\omega^2\,\gamma_{max} = g$$

tendremos que la carga dinámica será igual a

$$\rho\left(\frac{\gamma}{\gamma_{max}}\right) = \rho\,\gamma_1'$$

Si continuamos el método anterior con esta carga dinámica, la curva que obtengamos, γ_2 deberá coincidir exactamente con la curva γ_1 lo que evidentemente es más sencillo de comprobar que el que γ_1/γ_2 sea constante en todos los puntos. Más adelante indicaremos como, siguiendo este procedimiento, podemos encontrar, a partir de estas curvas, la y por lo tanto, la frecuencia de vibración.

Al llegar a este punto, ya tenemos las bases matemáticas suficientes para poder abordar el problema de cálculo de las frecuencias naturales del buque, que, en definitiva, es una viga de masa e inercia variable, y vamos a ver a continuación cuáles son los métodos de cálculo que debemos emplear, para poder convertir nuestro buque en esta viga y poder aplicar, en definitiva, aquellas bases matemáticas.

2.112. *Masa a considerar en los cálculos.*

Al realizar de forma teórica, siguiendo el procedimiento anterior, los cálculos de las frecuencias naturales de un buque, se encontró que al haber considerado la curva $m = f\,(x)$ solamente la masa del buque, la frecuencia calculada tenía valores mucho

más bajos que la frecuencia medida experimentalmente en los buques.

Investigado este hecho, se llegó a la conclusión de que era necesario tener en cuenta la energía que la viga en vibración transmitía al agua y para calcular dicha energía se llevaron a cabo una gran cantidad de experiencias hidrodinámicas con cuerpos de las formas más variadas.

Considerando únicamente el caso de un cilindro de infinita longitud y radio b, moviéndose a la velocidad U según una dirección perpendicular al eje en un fluido de masa específica igual a ρ, la energía transmitida al fluido, por unidad de longitud del cilindro es

$$E.\,C. = \frac{1}{2}\,\rho\,\pi\,b^2\,U^2 = \frac{1}{2}\,M_1\,U^2$$

siendo

$$M_1 = \rho\,\pi\,b^2$$

Entonces, si consideramos que el cilindro se mueve en el seno del fluido bajo la acción de una fuerza X, siendo M la masa del cilindro por unidad de longitud, la ecuación del movimiento vendrá dada por:

$$\frac{\delta}{\delta\,t}\left(\frac{1}{2}\,M\,U^2 + \frac{1}{2}\,M_1\,U^2\right) = X\,U$$

que podrá ponerse en cualesquiera de las dos formas siguientes:

a)

$$M\,\frac{\delta\,U}{\delta\,t} = X - M_1$$

b)

$$(M + M_1)\,\frac{\delta\,U}{\delta\,t} = X$$

Por lo tanto, el efecto del fluido alrededor del elemento vibrante, puede considerarse de dos formas

a) o bien produce una fuerza resistente al movimiento, igual a

$$M_1\,\frac{\delta\,U}{\delta\,t}$$

b) o bien produce un aumento de la masa del cuerpo, igual a M_1.

Normalmente se considera de esta segunda forma llamándose a M_1 "masa virtual arrastrada o añadida" y a $M_T = M + M_1 =$ masa virtual total.

Esta masa virtual total es la que debe hacerse intervenir en los cálculos, por lo que nos ocuparemos a continuación de su cálculo con detalle, para conocer no sólo su valor total, sino también su distribución a lo largo de la eslora del buque y tener así la curva $M_T = f\,(x)$ con la que entraremos en los cálculos, como hemos indicado anteriormente.

Vamos a calcular a continuación la curva $M_1 = f\,(x)$, de la masa virtual añadida a lo largo de la eslora del buque.

2.113. *Cálculo de la masa virtual añadida.*

El método que vamos a emplear, para conocer el reparto de la masa añadida a lo largo del buque, es dividir el buque en un determinado número de rebanadas transversales y calcular la masa añadida para cada una de ellas.

Si volvemos al caso antes citado, del cilindro circular de longitud infinita, la masa añadida, por unidad de longitud, hemos visto que era igual a

$$m = \rho\,\pi\,b^2$$

siendo b el radio del cilindro o bien, en peso

$$\rho = m\,g = \delta\,\pi\,b^2$$

fórmulas que podemos tomar como base de partida, para calcular la masa añadida correspondiente a una rebanada del buque, aplicando las correcciones correspondientes.

Los factores que diferencia al buque del cilindro anterior son los siguientes:

1.º) Las formas de cada sección del buque no son ya circulares.

2.º) El buque se encuentra a flote, teniendo solamente sumergida la parte por debajo de su línea de flotación, mientras que el cilindro se encuentra totalmente sumergido.

3.º) El movimiento del fluido, en el caso de la vibración del buque es tridimensional, mientras que en el caso del cilindro se ha considerado solamente el movimiento bidimensional de las partículas del fluido arrastrado.

Para tener en cuenta el segundo factor (Lewis) emitió la hipótesis, cuya veracidad fue confirmada por investigadores posteriores, de que el peso añadido en la vibración de un buque a flote es la mitad del correspondiente a la parte sumergida del buque y su imagen, tomando como superficie de reflexión la superficie del agua.

Teniendo en cuenta esta hipótesis, trazó varias series de secciones para diferentes valores de

$$H = \frac{b}{\delta} = \frac{\text{semi-manga}}{\text{calado}}$$

y dedujo experimentalmente para cada sección, los valores de los coeficientes correctores C_v, para la obtención de la masa o peso del agua arrastrada, que entonces sería igual a

$$C_v\,\delta\,\pi\,b^2$$

Posteriormente y para tener en cuenta el tercer factor citado anteriormente se realizaron nuevos expe-

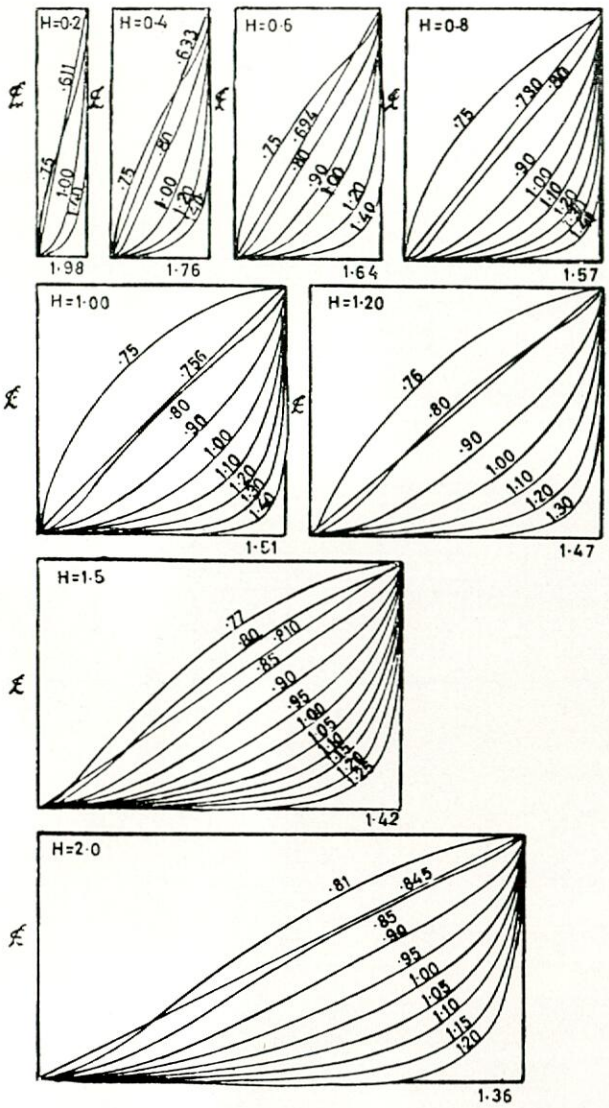


Fig. 3.—Secciones de Lewis para calcular el coeficiente C_v

rimentos, que llevaron a la adopción de un nuevo coeficiente corrector J definido como sigue:

$$J = \frac{\text{Energía cinética del fluido arrastrado (tridim.)}}{\text{Energía cinética del fluido arrastrado (bidim.)}}$$

$$J = \frac{\text{Peso del agua arrastrada (mov. tridimensional)}}{\text{Peso del agua arrastrada (mov. bidimensional)}}$$

por lo que, en definitiva, el peso del agua arrastrada en cada rebanada del buque es igual a

$$p = C_v \, J \, \delta \, \pi \, b^2$$

La forma de aplicar esta fórmula a cada una de las rebanadas del buque, es la siguiente:

Coeficiente C_v.

Existen dos trabajos fundamentales para calcular este coeficiente, de los que citaremos en primer lugar el de Lewis, cuyas familias de curvas se presentan en la figura 3.

En este caso para encontrar el coeficiente C_v es necesario calcular, para cada sección del buque, el valor de

$$H = \frac{b}{\delta} = \frac{\text{semi-manga}}{\text{calado}}$$

y ya, en la familia de curvas correspondientes, localizar una forma lo más parecida posible a la forma de la sección del buque en cuestión.

El segundo trabajo a que nos referimos es el de Prohaska, que en cierto modo complementa el anterior, ya que siguiendo el mismo camino de Lewis, aplicó los cálculos y realizó experimentos sobre las formas más complejas de las zonas de proa y popa de los buques, llegando a las siguientes conclusiones:

1.º) Las formas en V dan valores de C_v en 10 por 100 superiores a las formas en U.

2.º) En las formas entrantes, a efectos de calcular el agua arrastrada, se pueden suprimir dichos en-

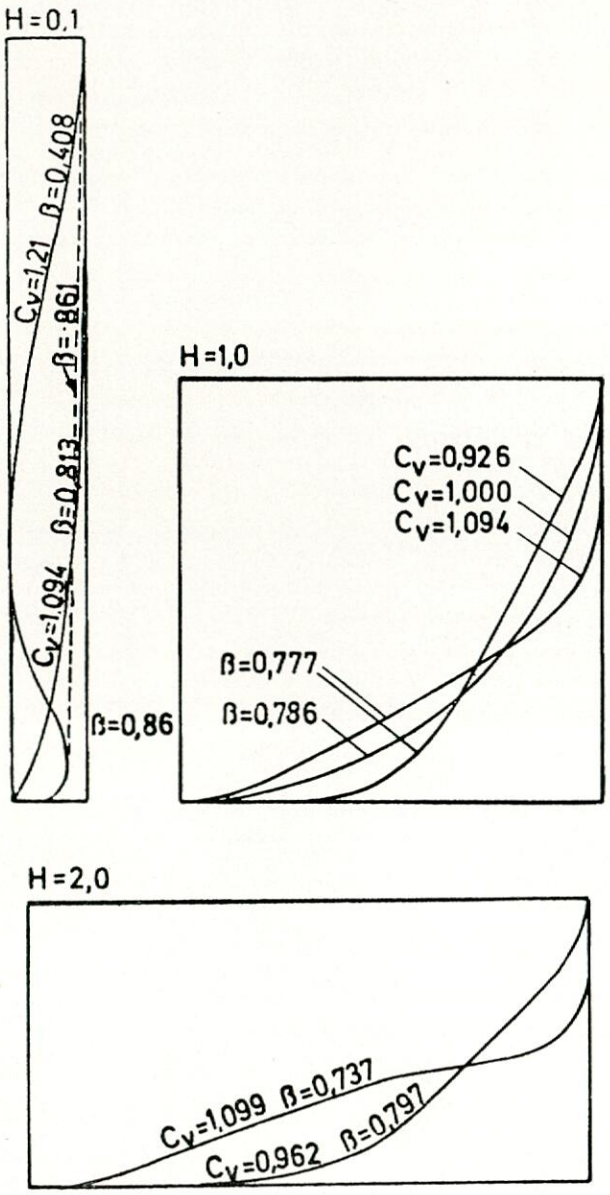


Fig. 4.—Secciones de Prohaska para calcular el coeficiente C_v

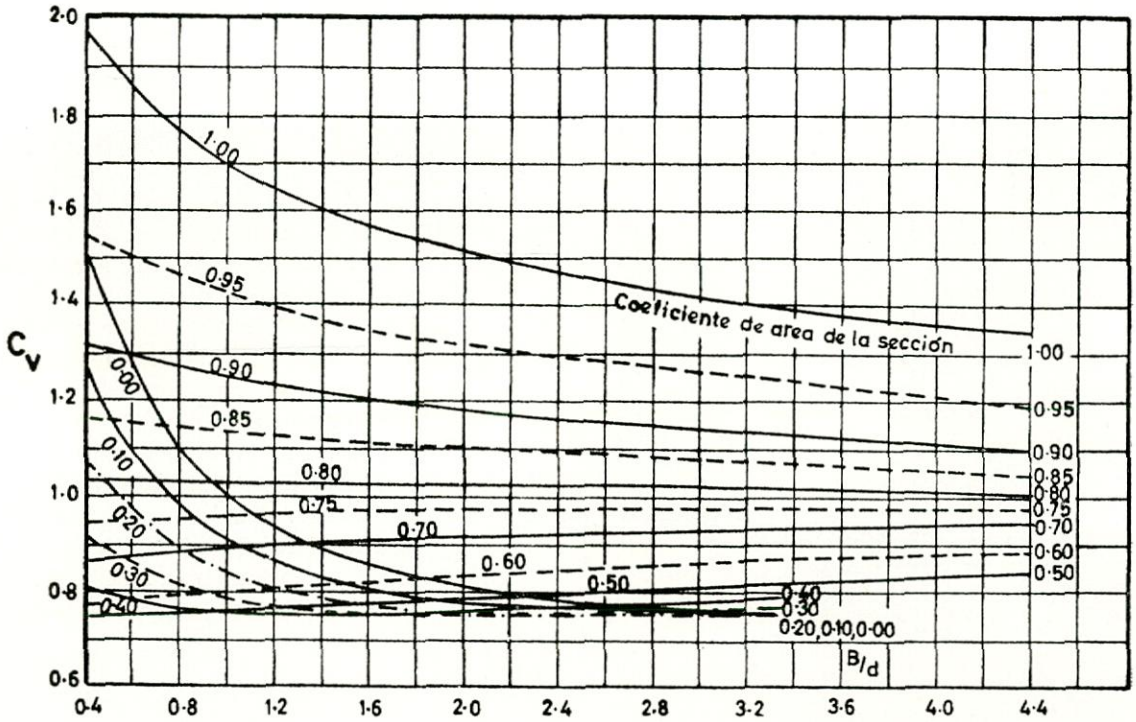


Fig. 5.—Gráfico de Todd para calcular el coeficiente C_v, partiendo de las secciones de Lewis

trantes trazando las correspondientes tangentes exteriores a las formas de la sección.

3.º) Dio los valores de C_v, para diversas formas de proa y popa, arbotantes, bulbos y henchimientos, presentando el resultado de sus trabajos de la misma forma que el trabajo de Lewis, como se ve en la figura 4.

Ahora bien, teniendo en cuenta el penoso trabajo de comparación de curvas a que estos procedimientos nos conducen, en un intento de facilitar la labor al proyectista. Todd demostró que los valores de C_v dependen fundamentalmente del coeficiente de área de la sección ($s/b\ \delta$) y de la relación b/δ) por lo que se pueden tabular o presentar gráficamente en forma de ábaco, dichos valores.

En la figura 5 se dan los valores de C_v, derivados de las curvas de Lewis, y en la figura 6 de los derivados de las curvas de Prohaska.

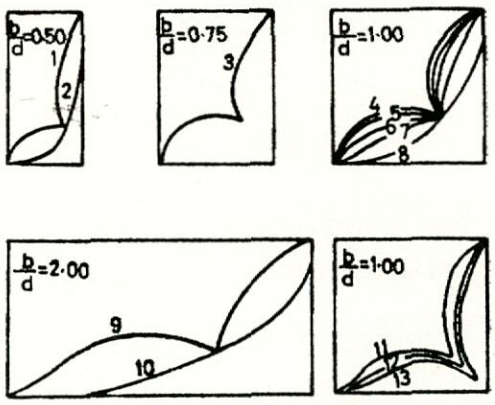
Como puede verse, el procedimiento simplificado de Todd es una aplicación mucho más rápida que la aplicación directa de las curvas de Lewis y Prohaska.

Coeficiente J.

El estudio del valor del coeficiente J fue realizado asimilando al buque un elipsoide conservando la misma relación de eslora a manga L/B.

Los estudios se realizaron siguiendo las dos hipótesis siguientes:

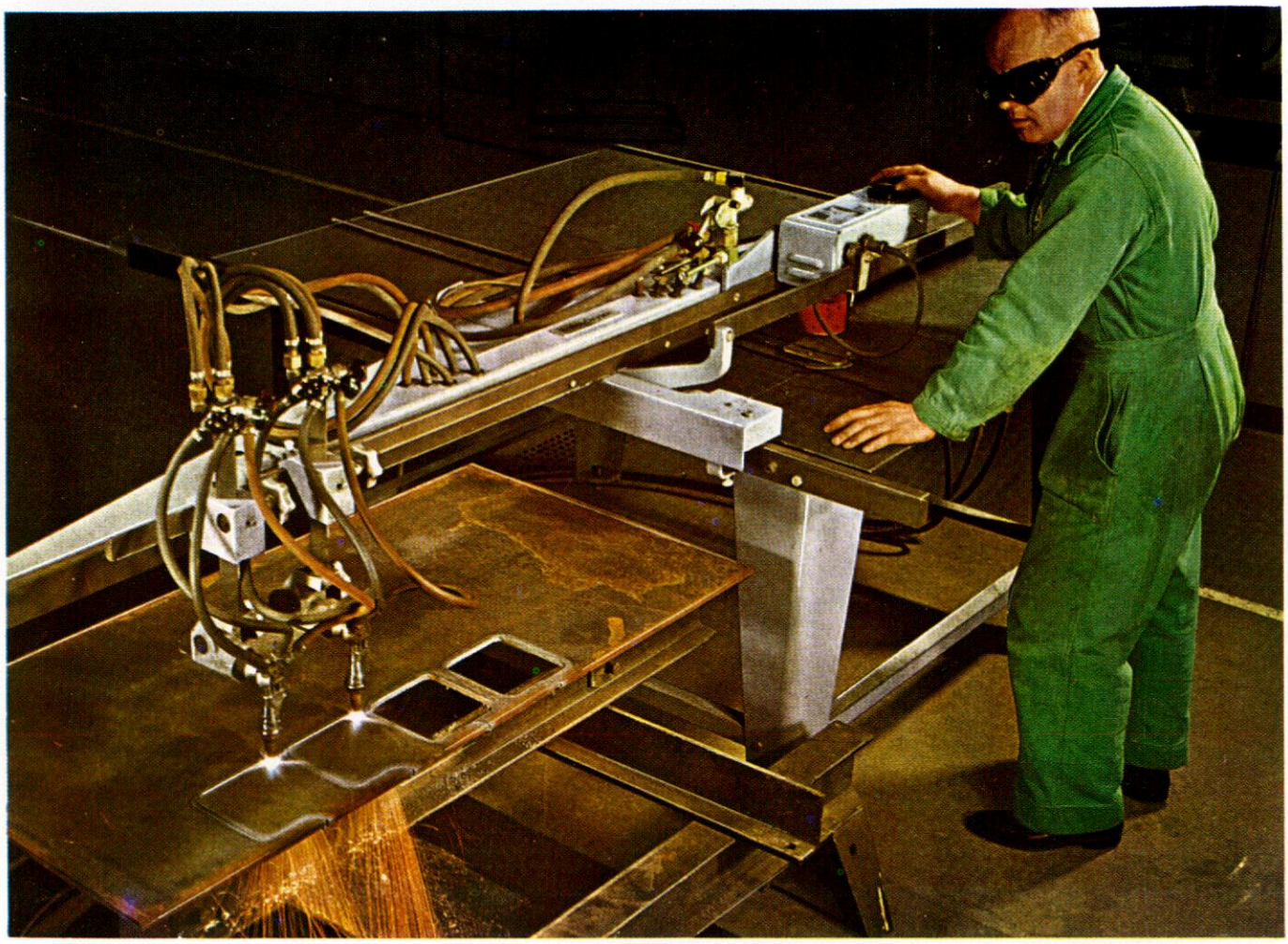
— Lewis supuso que la vibración del elipsoide se realizaba de tal forma que las secciones transversales se conservaban paralelas a sí mismas, esto es, que

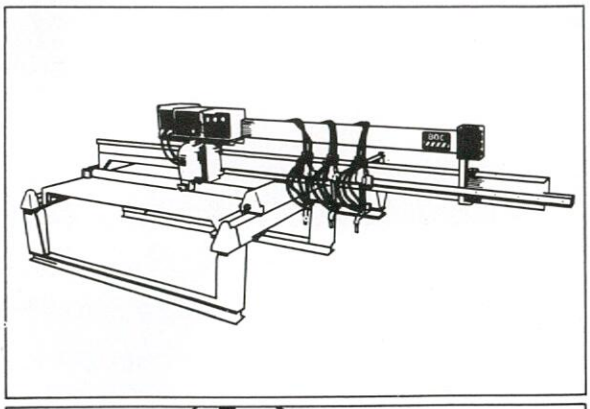


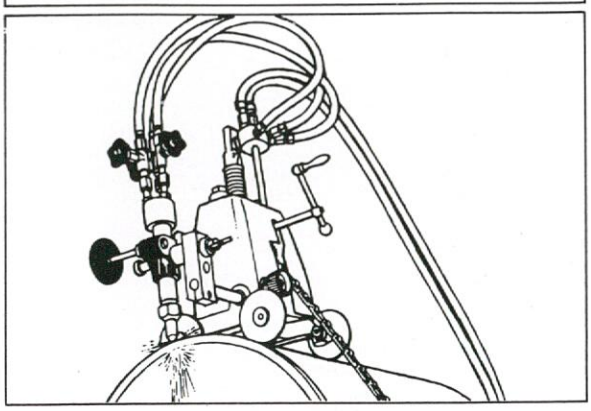
Secc. Nº	$\frac{b}{d}$	$\frac{B}{d}$	Coef. Area	C_v
1	0·5	1·0	0·601	0·875
2			0·809	1·045
3	0·75	1·50	0·558	0·875
4	1·0	2·0	0·515	0·875
5			0·533	0·878
6			0·603	0·884
7			0·700	0·973
8			0·816	1·045
9	2·0	4·0	0·601	0·906
10			0·809	1·022
11	1·0	2·0	0·620	0·988
12			0·707	1·100
13			0·750	1·520

Fig. 6.—Tabla para calcular el coeficiente C_v, partiendo de las secciones de Prohaska

Máquina de oxi-corte de precisión







1. "CUB MAJOR". Es una máquina de bajo costo, de funcionamiento seguro con carro transversal, que puede accionarse con cabezal magnético, cabezal de husillo o cabezal trazador de rueda.

Capacidades:

- Superficie de corte de 1.200 x 1.200 mm. ó 1.200 x 2.400 mm.
- Espesor de chapa de 3 a 150 mm.
- Velocidad, infinitamente variable entre 125 a 800 mm./min.
- Cortes en bisel hasta de 45°.
- Cortes en círculo desde 100 a 1.200 mm. de diámetro.

2. "MERLIN ACCIONADA POR RODILLO" ("ROLLER DRIVE MERLIN"). Una máquina de carro transversal totalmente automática, accionada por un cabezal explorador electrónico, que sigue planos de escala 1:1. Pueden montarse hasta 6 sopletes cortadores. Anchura de trazado de 2 m. Anchura de corte de 3 m. Lleva compensación de la sangría del corte.

3. MAQUINA DE CORTE DE TUBOS P. P. C. B. M. Una máquina portátil accionada manualmente, para el corte circunferencial rápido y con precisión de tubos de acero desde 100 mm. de diámetro, con espesores de pared hasta de 50 mm.

- Cortes en bisel hasta de 45°.
- No es necesaria preparación adicional para soldadura eléctrica.
- Pesa solamente 9,1 Kgs.

Para mayor información sobre éstas y muchas otras máquinas cortadoras para todas las aplicaciones, dirigirse a:

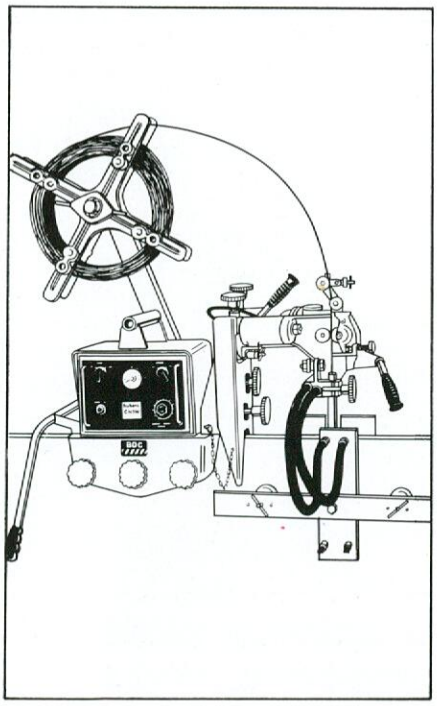
AUTOGENA MARTINEZ, S. A.

Representante-Concesionario de
THE BRITISH OXYGEN COMPANY

Departamento de Nuevos Procedimientos,
Arco de Ladrillo, 42 - Valladolid - Tel. 23 12 00
Casa Central: Vallehermoso, 15 - Madrid - Tel. 257 08 00

Sucursales: Alicante, Barcelona, Bilbao, Burgos, Gijón, La Coruña, Málaga, Mérida, Salamanca, San Sebastián, Santander, Sevilla, Valencia, Vigo, Vitoria y Zaragoza.

Máquinas de soldadura automática



1. MINISOLDADORA M. D. W. (MINI-DECKWELDER) DE CUBIERTAS DE BUQUES. Una máquina autopropulsada y autoguiada para uniones a tope y en rincón. Su pequeño tamaño permite resolver económicamente por soldadura automática trabajos de poca consideración, o en lugares poco accesibles. Pesa solamente 27 Kgs. (sin el rollo de consumible). Soldadura FUSARC, FUSARC/CO_2 y de arco sumergido, posibles sin cambio del cabezal soldador. Sencilla conversión a soldadura MIG. Panel de control sobre la máquina, permitiendo el empleo de fuente de energía remota. Para el funcionamiento, se sitúa la rueda de guía en la junta, presionando el botón de arranque.

2. MAQUINA CN1W DE ESCORIA ELECTROCONDUCTORA. Una unidad estacionaria con alimentación de alambre a través de una boquilla consumible para efectuar soldaduras verticales entre planchas con bordes escuadrados de espesores entre 20 mm. y 100 mm. La unidad está montada sobre la pieza, y el baño de fusión de la soldadura está contenido por diques refrigerados por agua, fijados ambos lados de la junta por sistemas magnéticos.

Para mayor información sobre estas máquinas, sus aplicaciones y sus equipos auxiliares, dirigirse a:

AMSA

AUTOGENA MARTINEZ, S. A.

Representante-Concesionario de
THE BRITISH OXYGEN COMPANY
Departamento de Nuevos Procedimientos,
Arco de Ladrillo, 42 - Valladolid - Tel. 23 12 00
Casa Central: Vallehermoso, 15 - Madrid - Tel. 257 08 00

Sucursales: Alicante, Barcelona, Bilbao, Burgos, Gijón, La Coruña, Málaga, Mérida, Salamanca, San Sebastián, Santander, Sevilla, Valencia, Vigo, Vitoria y Zaragoza

la vibración se realizaba por un movimiento de coste de las secciones adyacentes.

— Por su parte, Taylor supuso que las secciones no permanecían paralelas, sino que la vibración se realizaba por un movimiento de flexión del elipsoide, lo que parece más de acuerdo con la realidad.

Los valores de J, en los casos de vibración de 2 y 3 nodos, y para diferentes valores de L/B, se dan tabulados en la figura 7 para la hipótesis de Lewis y en la figura 8 para la hipótesis de Taylor.

L/B	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Vibración de 2 nodos	0,700	0,752	0,787	0,818	0,840	0,858	0,872	0,887	0,900	0.910	0,919
Vibración de 3 nodos	0,621	0,675	0,720	0,758	0,787	0,811	0,830	0,845	0,860	0,872	0,883

Fig. 7.—Tabla de Lewis para calcular el coeficiente J, en las vibraciones verticales

L/B	6	7	8	9	10
Vibración de 2 nodos	0,674	0,724	0,764	0,797	0,825
Vibración de 3 nodos	0,564	0,633	0,682	0,723	0,760

Fig. 8.—Tabla de Taylor para calcular el coeficiente J, en las vibraciones verticales

En la figura 9, se dan en forma de gráfico los valores de J según Lewis y Taylor, y puede observarse que los valores de Taylor son ligeramente inferiores a los correspondientes de Lewis.

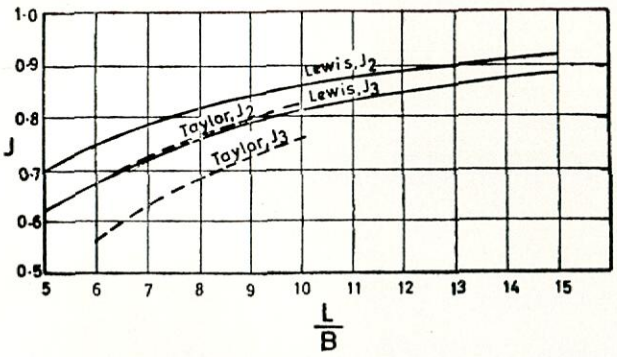


Fig. 9.—Gráfico para calcular el coeficiente J, según Lewis y Taylor, en las vibraciones verticales

Otras correcciones.

Aunque por razones de espacio no se van a tratar con detalle, conviene, sin embargo, mencionar la existencia de dos factores que pueden hacernos variar el peso virtual añadido y, en consecuencia, la frecuencia de vibracion del buque. Estos factores son los siguientes:

A — Existencia de las quillas de balance.
B — Navegación en aguas poco profundas.

A — Se ha demostrado que la existencia de las quillas de balance producen un aumento en el valor C_v que aumentará con la relación h/δ, siendo h la altura de la quilla de balance y "δ" el calado del buque. Cuando dicho valor es del 5 por 100, el aumento de C_v es mayor del 6 por 100 y la frecuencia puede llegar a reducirse en un 2 por 100, por lo que será interesante tomar en consideración este efecto, cuando al realizar los cálculos sin considerarlo, encontramos una frecuencia cuyo valor se encuentra en las cercanías del de la fuerzas perturbadoras o sus armónicos.

B — Igualmente, cuando un buque se mueve en poco profundas, la masa virtual aumenta y su frecuencia natural se hace más baja. Como en el caso anterior, este fenómeno se debe tener en cuenta cuando la frecuencia natural se encuentra en las proximidades de la de las fuerzas perturbadoras y el buque deba navegar en aguas poco profundas.

Tenemos ya los elementos para hacer el cálculo completo de la curva $M_1 = f(x)$, que suele realizarse en forma tabular como se indica en la figura 10.

Aunque no es necesario para los cálculos de detalle de la frecuencia, se ha obtenido en la columna (11), por el método de Simpson el peso total añadido, con lo que podamos obtener el factor de peso virtual $\Delta + \Sigma/\Delta$ que puede servirnos para la aplicación de fórmulas aproximadas de la frecuencia.

Debe señalarse que, como la masa virtual de agua correspondiente a cada rebanada depende del calado

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)
Secciones	b	d	S	$\frac{S}{b.d}$	$\frac{b}{d}$	C_v	$C_v b^2$	$\frac{1}{2}C_v \delta \pi b^2$	Factor de Simpson	(9)×(10)
1										
2										
3										
21										
										Σ

Fig. 10.—Tabla para calcular la masa virtual

según acabamos de ver, para cada estado de carga del buque en que nos interese conocer la frecuencia natural del casco, será necesario hacer todos los cálculos anteriores y conocer en cada caso la curva $M_1 = f(x)$.

Es conveniente precisar igualmente que dos estados de carga diferentes, aunque den lugar al mismo desplazamiento, darán origen a 2 curvas $M_1 = f(x)$

distintas, al ser diferentes los calados correspondientes a cada sección particular en cada estado de carga. Por eso es muy importante conocer la distribución de los calados a lo largo de la eslora del buque en el caso que estemos considerando, teniendo en cuenta que, como mencionaremos más adelante, la distribución de los pesos a considerar en nuestros cálculos (dentro de los cuales, el peso de agua añadida entra con una importancia comparable a la del peso propio del buque), es de la mayor importancia en la exactitud del valor de la frecuencia obtenida.

2.114. *Cálculo del peso del buque.*

La masa total que debemos hacer intervenir en los cálculos, que antes hemos denominado con la expresión "Masa virtual total", está compuesta, como hemos visto anteriormente, de los sumandos M (masa del casco) y M_1 (masa virtual añadida). Tratado ya este último sumando, vamos a ver como podemos hacer intervenir el primero.

Los procedimientos para obtener esta masa son los siguientes:

1.º) *Cálculo exacto de la distribución de pesos del buque a lo largo de su eslora.*

Este cálculo se realiza a partir de los planos de acero, pesos de maquinaria, capacidades de líquidos y situación y pesos de la carga.

Normalmente se suelen calcular los pesos del buque en rosca, dándolos, p. e. en 100 secciones separadas uniformemente, y para obtener cada condición de carga, para la que se quiera calcular la frecuencia, basta añadir a la curva anterior las cargas que determinen dicha condición, lo que suele hacerse por medio de castillos.

Naturalmente este es el procedimiento más exacto para el cálculo de la frecuencia, pero tiene el inconveniente de que se necesita tener perfectamente determinada la estructura del buque, lo que evidentemente no ocurre, si se quiere calcular la frecuencia en las primeras etapas de proyecto, por lo que en este caso debe utilizarse cualquiera de los dos procedimientos que se indican a continuación:

2.º) *Estimación del peso del buque por comparación con buques semejantes.*

En este caso, se hace únicamente la estimación del peso del casco por comparación del buque similar, a cuya curva se agregan los pesos de la maquinaria, capacidades de líquidos y pesos de la carga.

Para la estimación del peso del casco se supone que el coeficiente de acero del buque y la distribución del acero a lo largo de la eslora, son semejantes en el buque objeto del cálculo y en el buque-tipo.

Con este procedimiento se logra una aproximación bastante buena y debe recurrirse a él, cuando no se pueda realizar el cálculo exacto de la distribución de pesos.

3.º) *Utilización de reglas aproximadas. Biles. Prohaska. Cole.*

Cuando no podamos utilizar ninguno de los dos procedimientos anteriores, por estar el proyecto en su fase inicial y no disponer del buque-tipo adecuado, para la definición del peso del casco, podemos valernos de una cualquiera de las reglas aproximadas que citamos a continuación:

a) *Regla de Biles.*

Según esta regla, se representa el peso del casco desnudo, esto es, sin ejes, hélices, arboladura, cargas concentradas, etc., por medio de una figura trapezoidal (fig. 11), cuyas ordenadas, para buques de carga y buques de pasaje de tipo ordinario, guardan entre sí las siguientes proporciones.

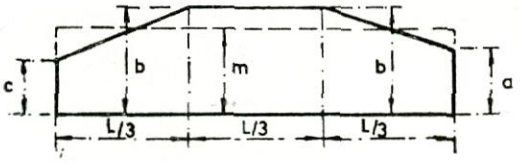


Fig. 11.—Regla de Biles, para estimar el peso del casco

$$\text{a proa } \frac{a}{m} = 0{,}566$$

$$\text{desde } \frac{1}{3} L \text{ a proa a } \frac{1}{3} L \text{ a popa} = \frac{b}{m} = 1{,}195$$

$$\text{a popa } \frac{c}{m} = 0{,}653$$

siendo m el peso por unidad de eslora.

b) *Regla de Prohaska.*

Prohaska da igualmente un reparto trapezoidal del peso del casco desnudo, pero supone que la distribución es simétrica con respecto a la cuaderna maestra, esto es $a = c$ (fig. 12), pero ampliando el estudio efec-

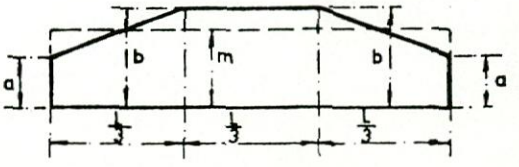


Fig. 12.—Regla de Prohaska, para estimar el peso del casco

tuado por Biles, da los valores a/m y b/m para diferentes tipos de buques, según puede verse en la tabla siguiente:

Tipo de buque	a/m	b/m
Petroleros	0,75	1,125
Cargueros de formas llenas sin apéndices	0,65	1,175
Cargueros de formas finas sin apéndices	0,60	1,20
Cargueros de formas llenas con apéndices	0,55	1,225
Cargueros de formas finas con apéndices	0,45	1,275
Pequeños buques de pasaje	0,40	1,30
Grandes buques de pasaje y buques de guerra	0,30	1,35

c) Regla de Cole.

En lugar del reparto trapezoidal que dan los dos investigadores anteriores, propone una regla parabólica, según se indica en la figura 13, cuyas ordenadas,

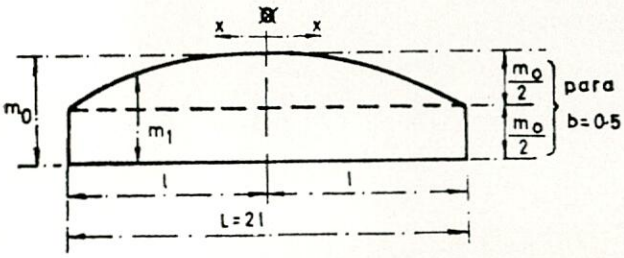


Fig. 13.—Regla de Cole, para estimar el peso del casco

en buques de forma ordinaria, se obtienen de la siguiente expresión::

$$m_1 = 1{,}2 \frac{\omega}{L} \left(1 - \frac{2\,x^2}{L^2} \right)$$

La distribución se supone simétrica, como en la regla de Prohaska, y las abcisas se empiezan a contar tanto hacia proa como hacia popa, a partir de la cuaderna maestra.

Una vez que, por cualquiera de los 3 procedimientos anteriores, hemos definido la curva del peso del casco, habremos de agregar los pesos de los restantes elementos, maquinaria, ejes y hélices, arboladura, apéndices (si no se incluyeron anteriormente), líquidos en las diferentes capacidades, y, por último, los pesos de la carga correspondiente al estado que estudiemos.

Todos estos pesos se consideran uniformemente repartidos en el espacio que ocupen, dando lugar a castillos que se agregan a la curva de pesos del casco anterior, para dar la curva de pesos total, $M = f(x)$.

Es muy importante que, en cada castillo, el centro de gravedad coincida exactamente, en posición longitudinal, con la posición real que tiene el centro de gravedad del peso del buque.

En efecto, se han hecho algunos experimentos fundamentalmente enfocados en conocer la posible repercusión que podía tener en la frecuencia una modificación de pesos posterior a la realización de los cálculos, con objeto de evitar el tener que repetirlos, y se encontró que influía tanto en la frecuencia la forma de la curva de pesos, que para tener la seguridad en el nuevo valor de la frecuencia, no podíamos partir del valor primitivo y modificarlo convenientemente, sino que era totalmente necesario la repetición de los cálculos de la frecuencia a partir de la nueva curva de pesos.

Concretamente se realizaron comparaciones entre la frecuencia calculada en un buque y la de una viga cuya masa total fuera el desplazamiento del buque, más la masa virtual añadida (esto es, la masa virtual total), considerando esta masa distribuída uniformemente a lo largo de la viga. Se encontró que en este último caso la frecuencia era un 25 por 100 más baja que la del buque con su correcta distribución de pesos.

2.115. *Distribución del momento de inercia.*

Vamos a considerar, a continuación, otro factor, que nos entra igualmente en los cálculos de frecuencia, y cuya distribución a lo largo de la eslora también necesitamos conocer. Se trata del momento de inercia de cada sección, con respecto al eje horizontal, en el caso de vibraciones verticales y según Todd, los elementos a considerar para su cálculo, son los siguientes:

1. *Buques con estructura transversal.*

Planchas de cubierta, fuera de la línea de escotilla.
Angular de trancanil.
Planchas del forro.
Techo del doble fondo, chapa de margen y angular de márgen (B. R.).
Quilla vertical y angulares de techo y fondo.
Brazolas de escotilla.
Esloras continuas bajo cubierta.
Palmejares continuos.
(No se incluyen los elementos longitudinales intercostales del doble fondo).

2. *Buques con estructura longitudinal.*

Planchas de cubierta y angular del trancanil.
Longitudinales de cubierta.
Planchas del forro y longitudinales de costado.
Planchas del fondo y longitudinales del fondo.
Mamparos longitudinales centrales y/o laterales.
Mamparos inclinados de los troncos y longitudinales.
Angulares de unión de los 2 tipos de mamparos anteriores a la cubierta y al costado (B. R.)

NOTA.—En buques remachados no se efectúa ningún descuento, para tener en cuenta los agujeros de los remaches.

Así como hemos insistido en que la distribución de pesos a lo largo de la eslora fuera lo más correcta posible, *señalaremos en cambio que la correcta distribución* de momentos de inercia es sólo relativamente importante.

Los estudios comparativos efectuados para un buque determinado se muestran en la figura 14 en donde puede verse:

Curva 1.—Reparto correcto de las inercias.

Curva 2.—Inercia constante en toda la eslora e igual al calculado en la cuaderna maestra.

Curva 3.—Inercia constante en toda la eslora e igual al valor medio.

Curva 4.—Inercia constante en la media eslora central e igual a la media de la inercia real en esa longitud, disminuyendo linealmente hasta cero, en cada extremo.

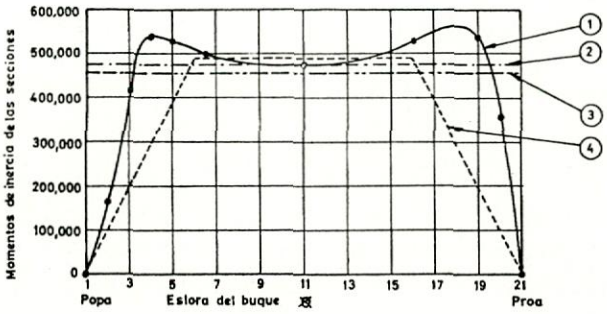


Fig. 14.—Estudio del efecto de la distribución del momento de inercia sobre la frecuencia

Las frecuencias calculadas en los casos 2, 3, 4, fueron ligeramente inferiores a la del casco real en un 2, 4, y 1,5 por 100 respectivamente, que como puede apreciarse, son valores muy pequeños e influyen realmente poco, dentro del grado de exactitud en que nos movemos en estos cálculos de frecuencia.

2.116. *Cálculo de la frecuencia natural del casco.*

Con los cálculos previos efectuados anteriormente, estamos ya en condiciones de proceder al cálculo de la frecuencia natural del casco, siguiendo el método aplicado anteriormente a una viga de carga y sección variable.

La forma de presentación de estos cálculos suele ser tabular, aunque para mayor facilidad de la exposición, vamos a hacer, en lo que sigue, la descripción del método a seguir a base de los gráficos correspondientes, *referidos en este caso, al modo fundamental.*

Se traza la curva 1, que indica la distribución de los pesos del buque, y la curva 2 que indica la distribución de la masa virtual de agua añadida. Estas curvas están calculadas o estimadas según los métodos indicados anteriormente. Cuando se presentan en forma tabular se procurará que las secciones que se consideren para el cálculo coincidan lo más posible con las líneas de puntos de la figura, que marcan precisamente los lugares en los que la curva de pesos presentan discontinuidades.

La suma de las curvas 1 y 2, nos dará una nueva curva que indicará la distribución de la masa virtual total a lo largo de la eslora.

Como vimos anteriormente, la ecuación que rige la forma de la vibración es de la forma

$$\frac{\delta^2}{\delta x^2}\left[E I \frac{\delta^2 \gamma}{\delta x^2} \right] = m \omega^2 \gamma = \frac{P}{g} \omega^2 \gamma$$

siendo ρ el peso por unidad de longitud.

Por lo tanto, la carga dinámica que actúa en cada punto será

$$q = \frac{P}{g} \omega^2 \gamma$$

Si llamamos γ_1 la amplitud en los extremos libres del buque, podremos poner

$$q = \frac{P}{g} \omega^2 \gamma_1 \left(\frac{\gamma}{\gamma_1} \right)$$

y tomando la escala de aceleraciones de forma que

$$\omega^2 \gamma_1 = g$$

nos quedará

$$q = \rho \left(\frac{\gamma}{\gamma_1} \right)$$

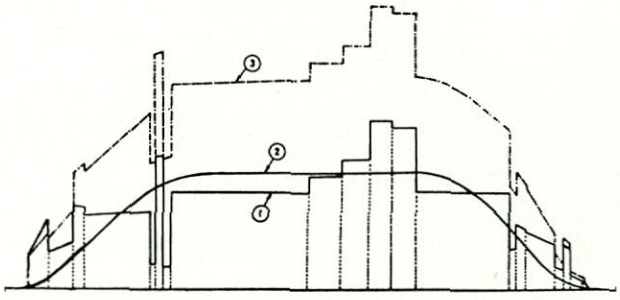


Fig. 15.—Curva de la masa virtual total

Se elige *como perfil de la vibración, la curva correspondiente* a la vibración de una viga uniforme, representada en la curva 1. Como la amplitud en los extremos de esta curva es precisamente la unidad, el cociente γ/γ_1 es igual a γ, por lo que la carga dinámica $q = \rho \cdot \gamma$, para cuya representación gráfica bastará multiplicar punto por punto la curva 3 de la figura 15 por la 1 de la figura 16, obteniendo así la curva 2, $q = f(x)$.

Si integramos $q = f(x)$, obtendremos la curva de esfuerzos cortantes (curva 3), $T = f(x)$. Si el perfil supuesto para la vibración (curva 1) hubiera estado bien elegido, el extremo derecho de la curva $T = f(x)$ debería ser 0, pues al ser extremo libre no puede existir esfuerzo cortante alguno.

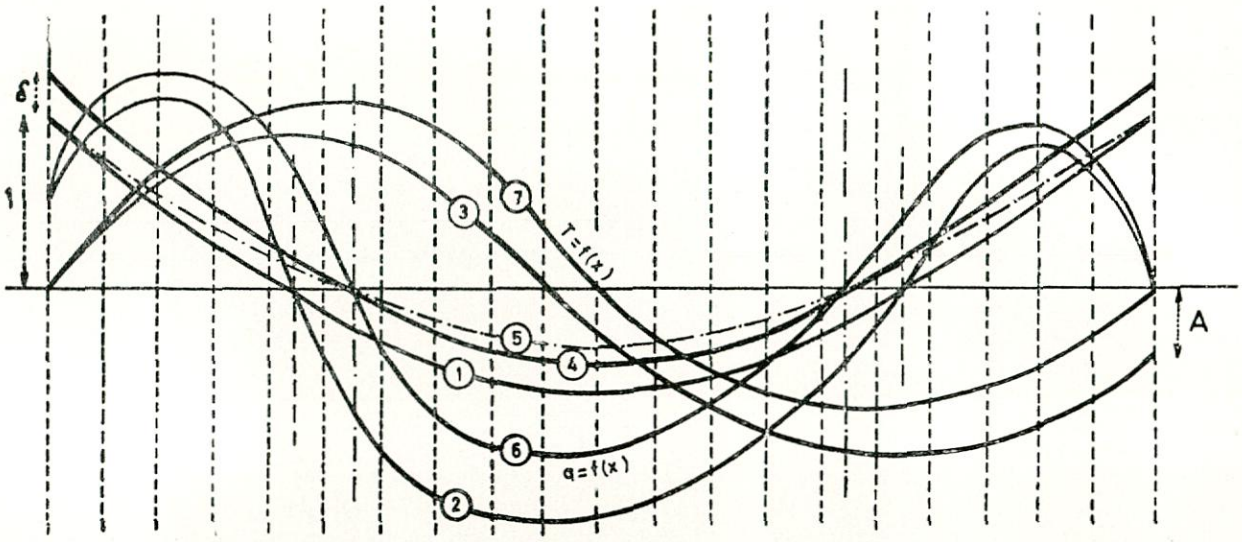


Fig. 16.—Curvas de la carga dinámica y esfuerzos cortantes

Observamos que en nuestro caso este valor no es cero, sino un valor determinado A, por lo que deberemos iniciar los cálculos con otra curva base calculada de la forma siguiente:

Se divide A por el peso virtual total P_T y se desplaza hacia arriba la curva 1, en la cantidad

$$\delta = \frac{A}{P_T}$$

obteniendo la curva 4, y para conservar, como antes, que la amplitud en los extremos de la curva base es la unidad, se traza la curva 5, proporcional a la 4, pero cuyos extremos valen la unidad; esta curva 5 es la nueva base a partir de la cual se calcula la nueva curva de carga dinámica, curva 6 de la que se vuelve a realizar la integración para obtener la nueva curva, $T = f(x)$ que representamos como curva 7.

Si integramos la curva $T = f(x)$ que acabamos de obtener, encontraremos la curva $M = f(x)$, que indica la distribución de los momentos flectores a lo largo de la eslora. Como en el caso anterior, esta curva debe tener el valor cero, en el extremo derecho. En el caso que no fuera así, podríamos hacer la corrección de la curva base por el método debido a Schadlofsky, que no describimos para no alargar el trabajo, o bien forzar la curva $M = (x)$ en el último tramo para hacerla llegar a cero. Esta última aproximación no produce mucho error en el resultado final, cuando el momento residual es pequeño.

En la figura 17 se representan igualmente la curva $I = f(x)$ de distribución de los momentos de inercia, calculada como se indicó anteriormente, así como la curva $M/I = f(x)$, resultado de dividir las dos anteriores.

A continuación se efectúa la integración de la curva M/I anterior, que podremos observar en la curva 1 de la figura 18. Se calculará igualmente el valor medio de $\int M/I \, d\,l$ y trasladaremos la curva 1, paralelamente a sí misma hacia abajo ese valor, de manera

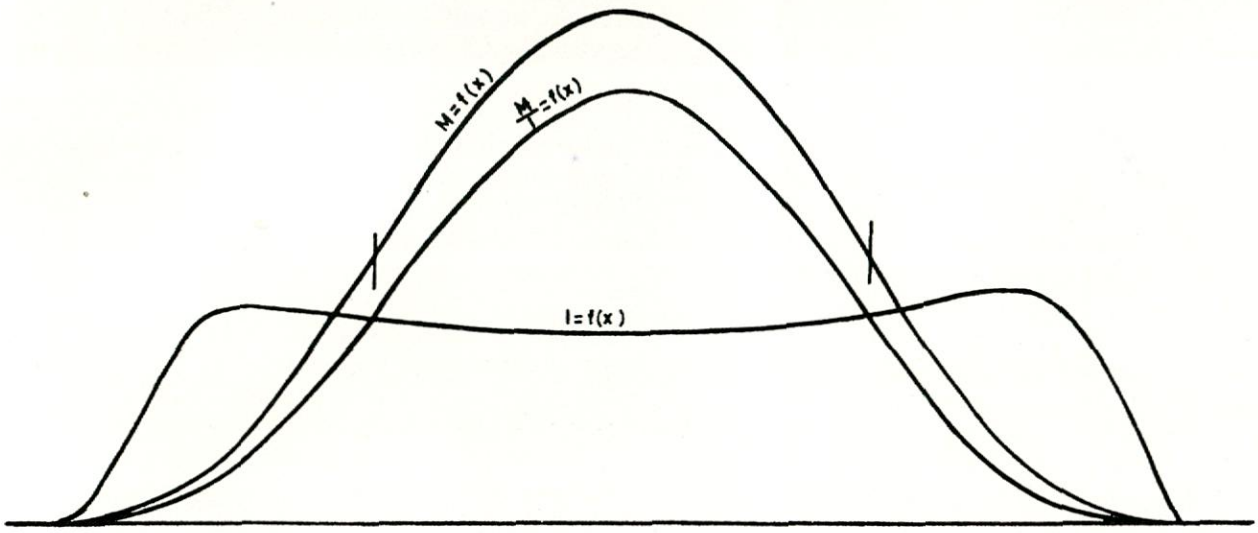


Fig. 17.—Curva de momentos flectores

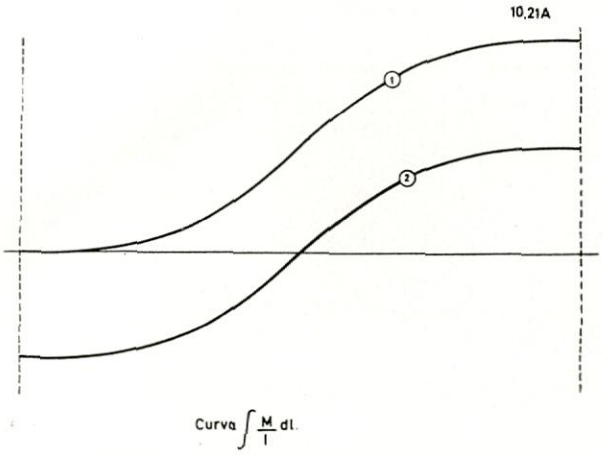


Fig. 18

que el área encerrada por la nueva curva, la línea base y la ordenada extrema de la derecha sea igual a la encerrada por la curva, la línea base y la ordenada extrema de la izquierda, esto es, que $A = B$. Obtendremos así la curva 2, base de partida del paso siguiente.

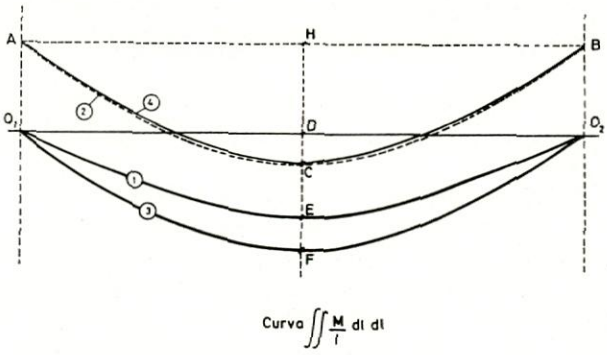


Fig. 19

Integrando la último curva calculada, obtendremos la curva 1, $\gamma = \int\int M/I\, d\,l\, d\,l$ que, gracias a la traslación efectuada en la figura 18, tendrá sus dos extremos iguales a cero.

Dibujamos en el mismo gráfico la curva de partida 5 de la figura 16, que denominaremos curva 2 de la figura 19, y con objeto de poder comparar estas dos curvas, efectuamos un cambio de escala de la curva 1, multiplicando sus ordenadas por γ_{max} supuesta/γ_{max} calculada $= C\,H/D\,E$ obteniendo así la curva 3. Trasladamos la curva 3 hacia arriba, la unidad, con lo cual obtendremos la curva 4, que tendrá los puntos A, B y C comunes con la curva 2.

Si la curva 4, obtenida por el procedimiento que acabamos de indicar y que denominaremos en lo sucesivo "curva derivada" coincide con suficiente exactitud con la curva 2, que denominaremos curva supuesta o curva de partida, podemos considerar que dichas curvas representan el modo real de vibración del buque.

Si no existiera tal coincidencia, entonces significaría que la curva de partida estaba mal elegida y se deberán repetir los cálculos considerando como nueva curva de partida, para el modo fundamental con 2 nodos, la curva 4, ya que el proceso es convergente.

Si se emplea este método de cálculo para modos superiores, y en el caso de no concordancia entre la curva supuesta y la curva derivada, al repetir el procedimiento, no podría emplearse esta última curva como nueve curva de partida, ya que al ser el proceso convergente como acabamos de indicar, el hacer esto nos aproximaría cada vez más al modo fundamental y no al modo cuya frecuencia deseáramos conocer.

Una vez que tenemos definida la curva representativa del modo fundamental, para conocer la frecuencia de vibración, se operará como se indica a continuación (fig. 19).

La ordenada máxima de la curva 1, $D\,E$ se divide por el módulo de elasticidad E, con lo que obtendremos la flecha máxima absoluta del buque, $f\,x$; la amplitud de vibración en los extremos, que será la máxima amplitud de la vibración, será igual a

$$\gamma_{max} = f_x \frac{A\,O_1}{D\,F} \qquad f_x = \frac{D\,E}{E}$$

Teniendo en cuenta que la escala de la curva de aceleración se escogió haciendo

$$\omega^2\,\gamma_{max} = g$$

entonces

$$\omega^2 = \frac{g}{\gamma_{max}}$$

y por tanto

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \sqrt{\frac{g}{4\,\pi^2\,\gamma_{max}}} = \sqrt{\frac{g}{4\,\pi^2} \times \frac{D\,F}{f_x\,.\,A\,O_1}}$$

$$f = \sqrt{\frac{g\,.\,E}{4\,\pi^2} \times \frac{D\,F}{D\,E \times A\,O_1}}$$

2.12. *Cálculo de la frecuencia mediante fórmulas empíricas.*

El procedimiento detallado que acabamos de indicar es de una gran exactitud, especialmente en los primeros modos, que como vimos anteriormente son los que más interés presentan, pero tiene los dos inconvenientes siguientes:

1. Es preciso que el proyecto del buque esté lo suficientemente desarrollado para permitirnos conocer con exactitud el reparto de pesos a lo largo de la eslora del buque.

2. El método es muy laborioso, tanto en el cálculo del reparto de la masa de agua arrastrada como en el cálculo en sí del perfil del modo de vibración considerado, pudiendo ocurrir que nos veamos obligados a repetir los cálculos varias veces hasta conseguir la suficiente exactitud en la frecuencia.

No obstante, la introducción de los ordenadores electrónicos han paliado considerablemente este segundo inconveniente.

En consecuencia, es muy conveniente el disponer de fórmulas empíricas que con un trabajo mucho menor, nos den el valor de las frecuencias con bastante aproximación, en las primeras etapas del proyecto del buque, a partir de unos parámetros básicos. Teniendo en cuenta, no obstante, la complejidad del método completo, no cabe esperar una buena aproximación al aplicar las fórmulas empíricas, más que en aquellos casos en que dispongamos de resultados reales, comprobados experimentalmente, de buques de características similares al que sea objeto de nuestro estudio, y con los que podamos comparar nuestros resultados.

Enumeraremos a continuación, las fórmulas que nos han parecido de mayor importancia y que marcan, cada una de ellas, un paso más con respecto a la anterior, en la historia del estudio de las vibraciones de casco. Indicamos sólo las fórmulas relativas al modo fundamental de las vibraciones verticales.

Fórmula de Schlick

$$f = \phi \sqrt{\frac{I}{\Delta L^3}}$$

siendo

I = Momento de inercia en la maestra.
Δ = Desplazamiento.
L = Eslora del buque.
ϕ = Coeficiente, función de las unidades elegidas, del modo de vibración considerado y del tipo del buque.

Esta fórmula, que es la primera que se propuso, conduce a resultados muy poco aproximados, al ignorarse entonces los dos hechos siguientes:

1. El efecto del agua arrastrada.
2. El efecto de las superestructuras.

Fórmula de Liddell.—Para tener en cuenta el efecto de la masa virtual, Liddell propuso la siguiente modificación a la fórmula de Schlick

$$f = \phi \sqrt{\frac{I}{\Delta_1 L^3}}$$

donde Δ_1 = Desplazamiento + peso del agua arrastrada.

Haciendo

$$\Delta_1 = \Delta \left(1{,}2 + \frac{1}{3} \frac{B}{\delta} \right)$$

siendo B y δ, la manga y el calado respectivamente con lo cual

$$f = \phi \sqrt{\frac{I}{\left(1{,}2 + \frac{1}{3} \frac{B}{\delta} \right) \Delta L^3}}$$

Fórmula de Tood.—Teniendo en cuenta que es posible que en las primeras etapas del proyecto, no se pueda determinar I, Todd sugirió reemplazar dicho valor en la fórmula de Schlick por

$$I = C_2 B D^3$$

siendo

D = Puntal a la cubierta continua más elevada.
C_2 = Coeficiente que depende de L/D y del tipo del buque.

con lo cual

$$f = \phi \sqrt{\frac{C_2 B D^3}{\Delta L^3}} = \beta \sqrt{\frac{B D^3}{A L^3}}$$

en la que β es un coeficiente que engloba C_2 y ϕ.

Haciendo a esta fórmula, la corrección de Liddell, queda definitivamente

$$f = \beta \sqrt{\frac{B D^3}{\Delta_1 L^3}} = \beta \sqrt{\frac{B D^3}{\left(1{,}2 + \frac{1}{3} \frac{B}{\delta} \right) \Delta L^3}}$$

Fórmula de Lündberg.—Para tener en cuenta la corrección por largas superestructuras, Lündberg propuso la siguiente modificación a la fórmula de Tod.

$$f = \beta \sqrt{\frac{B D_E^3}{\Delta_1 L^3}}$$

donde

$$D_E = \sqrt[3]{D^3 (1 - x_1) + D_1^3 (x_1 - x_2) + D_2^3 x_2}$$

pudiéndose ver el significado de los diferentes signos en la figura 20.

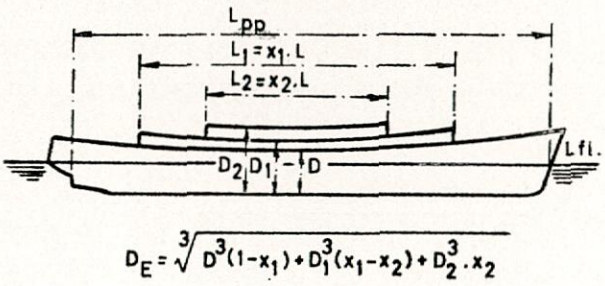


Fig. 20.—Cálculo del puntal equivalente

Fórmula de Johnson y Ayling.—Estos investigadores consideraron el efecto de las superestructuras, estudiando a fondo la distribución de los esfuerzos de ellas, definiendo un momento de ciencia efectivo I_E, aplicando la fórmula de Schlick, sustituyendo I por $K I$.

$$f = \phi \sqrt{\frac{K I}{\Delta_1 L^3}}$$

El coeficiente K se determinaba en cada caso, a partir de tablas y ábacos, en función de la longitud y altura de las superestructuras.

Fórmula de I. R. C. N.—(Instituto de Investigación de la Construcción Naval francés).

Después de hacer experimentos en más de cien buques, el I. R. C. N. propuso la siguiente fórmula.

$$j = 111{,}5 \left[\frac{K^2 I}{\Delta L^3 \left(1{,}2 + \frac{1}{3} \frac{B}{\delta} \right)} \right]^{0{,}405}$$

en donde K es un factor que varía con la disposición de las superestructuras del buque y su valor se da por la fórmula siguiente:

$$K = r_1 r_2 r_3$$

siendo

$$r_n = 1 + 2 x_n \left(\sqrt{\frac{I_n}{I_{fn-1}}} - 1 \right)$$

donde

x_n = es el porcentaje de eslora cubierto por superestructura.
I_n = inercia en la maestra, calculada hasta la n — sima cubierta.
I_{fn-1} = inercia ficticia, calculada hasta la cubierta $n - 1$.

Entonces

$$K = r_1 r_2 \ldots r_n$$

y

$$I_f = K^2 I_n = r_1^2 r_2^2 r_3^2 \ldots r_n^2 I$$

2.2. *Vibraciones horizontales.*

La teoría en que se basa el estudio de las vibraciones horizontales es exactamente la que acabamos de tratar, por lo que el método de cálculo a seguir, en caso en que nos interese calcular las frecuencias naturales en vibración transversal, será también, el mismo, con la excepción de que los coeficientes que empleemos serán diferentes de los anteriores, como vamos a indicar a continuación.

2.21. *Cálculo de la frecuencia por el método clásico.*

2.211. *Cálculo de la masa virtual añadida.*

Se empleará exactamente el mismo método anterior, para definir su distribución a lo largo de la eslora del buque utilizando la expresión

$$\frac{1}{2} C_H J' \pi d^2 \delta$$

para designar el peso virtual añadido por unidad de eslora, donde

d = calado del buque.
C_H = coeficiente que se obtiene de la figura 21, que representa las curvas obtenidas por Landwebwer, a partir de las secciones de Lewis.
J' = factor de corrección dado por Taylor, que se indica en la figura 22 en forma tabular o en la figura 23 en forma gráfica.

Para realizar el cálculo detallado de la distribución del peso virtual añadido a lo largo de la eslora, se puede emplear la misma forma tabular que se indicó en el caso de la vibración vertical.

2.212. *Cálculo de la frecuencia natural.*

Se sigue el mismo método anteriormente descrito, utilizando el peso virtual añadido que acabamos de calcular y teniendo en cuenta que el momento de inercia que debe emplearse se calculará con respecto al eje vertical que pasa por la línea centro del buque por lo que los elementos a tomar en consideración no serán los mismos que en el caso de vibración vertical.

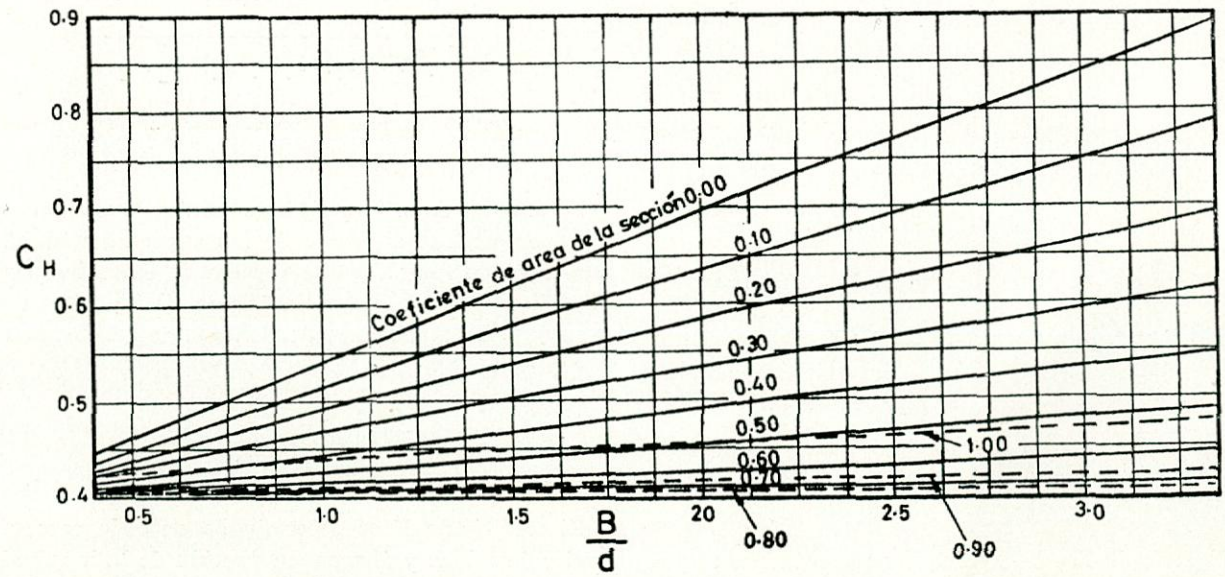
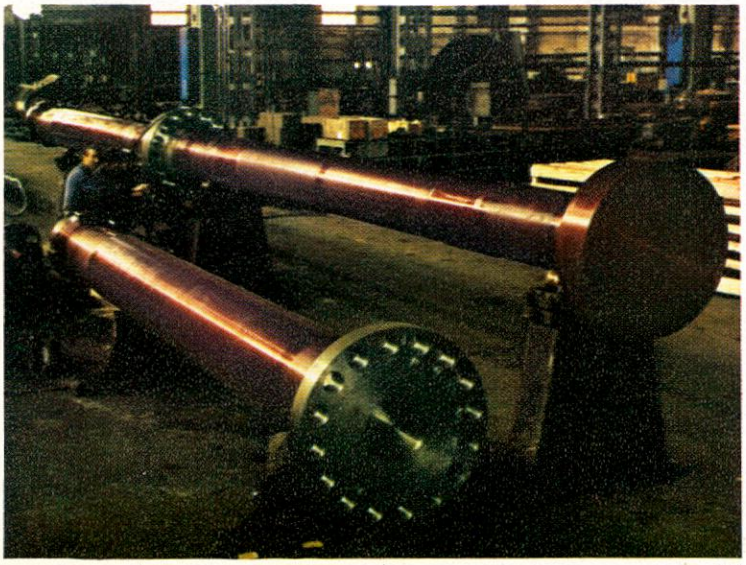


Fig. 21.—Gráfico de Landweber para calcular el coeficiente C_H, partiendo de las secciones de Lewis

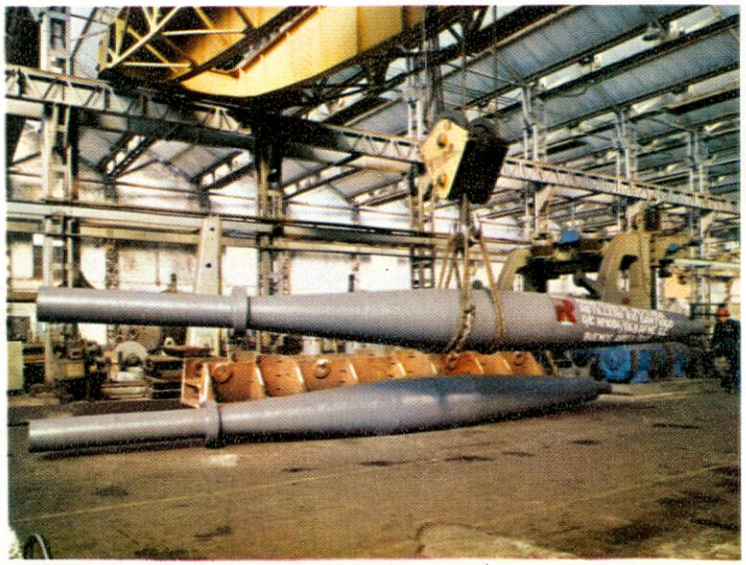
PIEZAS de ACERO FORJADO NAVAL-REINOSA para CONSTRUCCION NAVAL CASCO

16. Mecha de timón forjada para petrolero de 100.000 T. P. M.
17. Montaje de líneas de ejes para buque.
18. Mechas de timón para buques en construcción en Argentina.

16



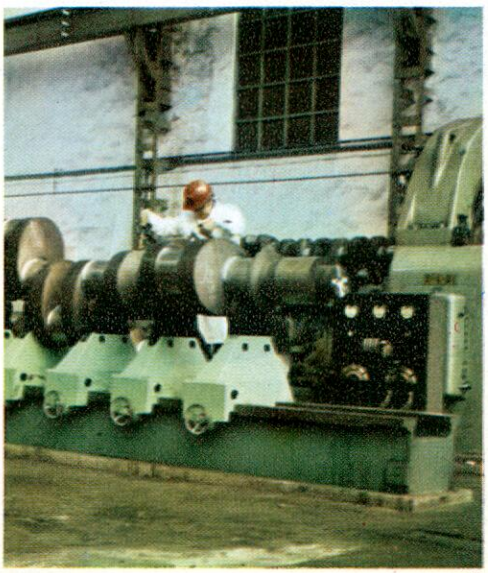
17



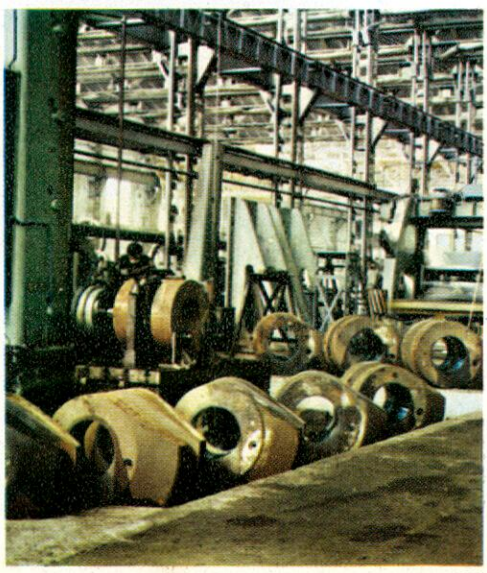
18

PIEZAS de ACERO FORJAD NAVAL-REINOSA para MOTORES DIES

19. Medio cigüeñal enterizo de 5 codos, mecanizando en terminación.
20. Acoplamiento de dos medios cigüeñales forjados para motor diesel marino.
21. Mecanizado en desbaste de un eje de empuje para motor diesel, tipo Sulzer RD-90.
22. Bancada de verificación y detectado de cigüeñales enterizos.
23. Grupo de cigüeñas forjadas tipo Sulzer RD-56 en terminación, para un cigüeñal armado.
24. Vástagos de biela para grandes motores diesel, Burmeister & Wain tipo K-98 y Sulzer tipo RD-90.
25. Mecanizado de cigüeña forjada Sulzer, tipo RD-90.
26. Ejes de empuje para motor Sulzer, tipo RD-76.



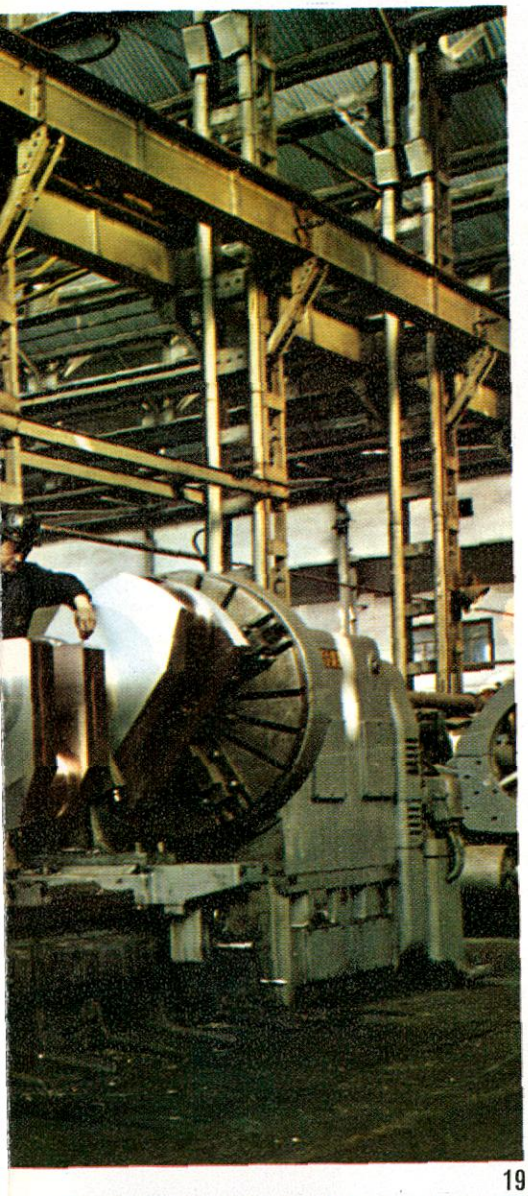
22



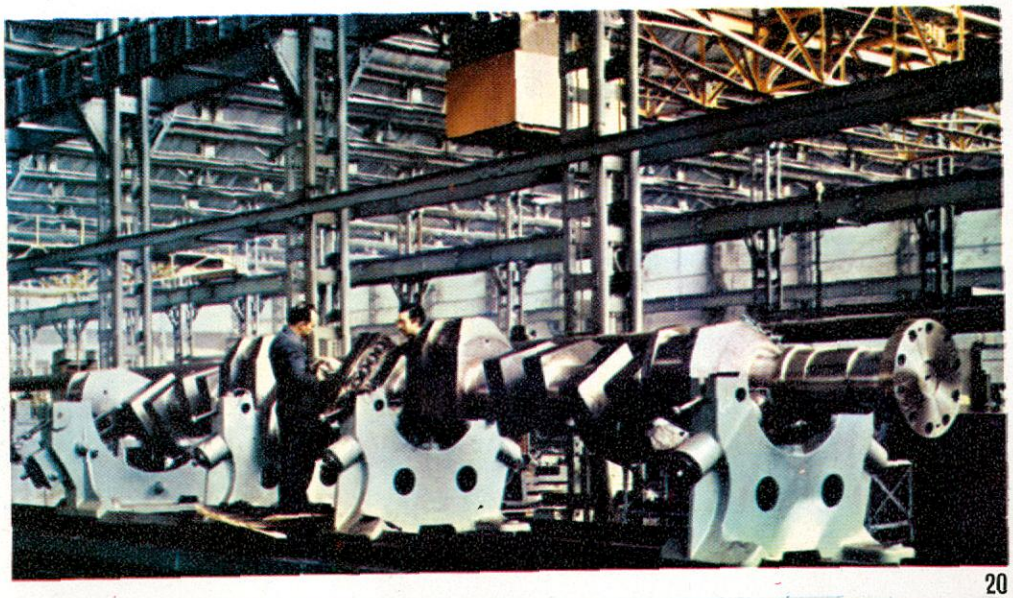
23

DO
A

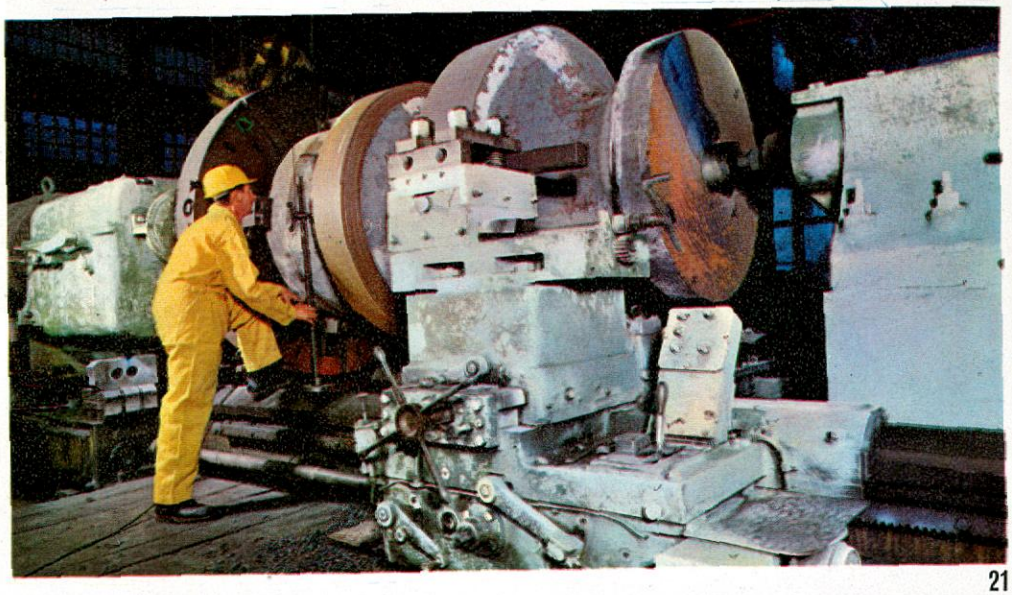
SEL MARINOS



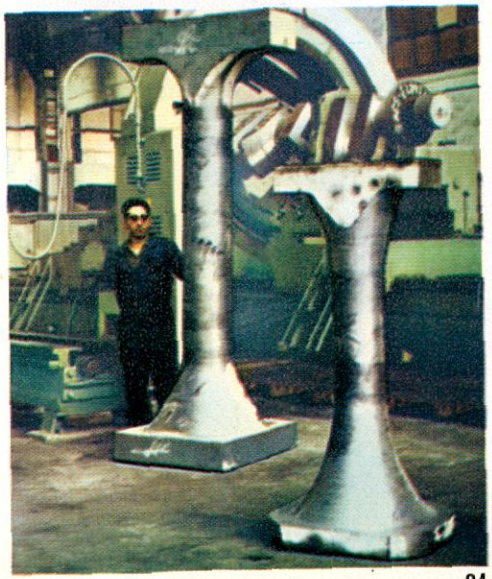
19



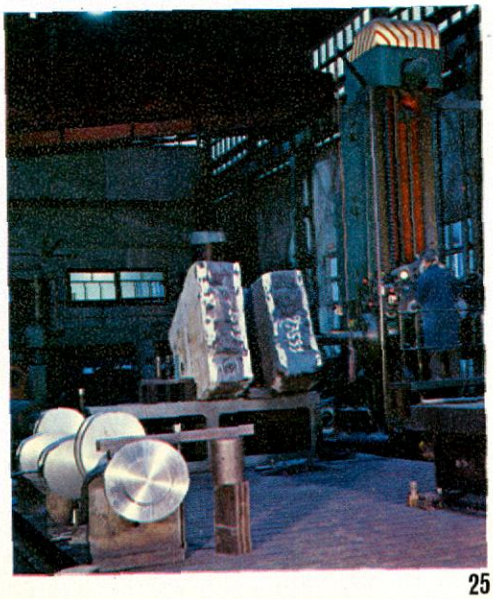
20



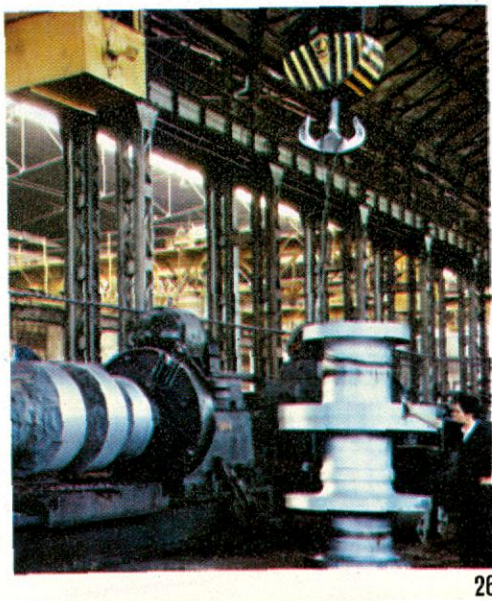
21



24

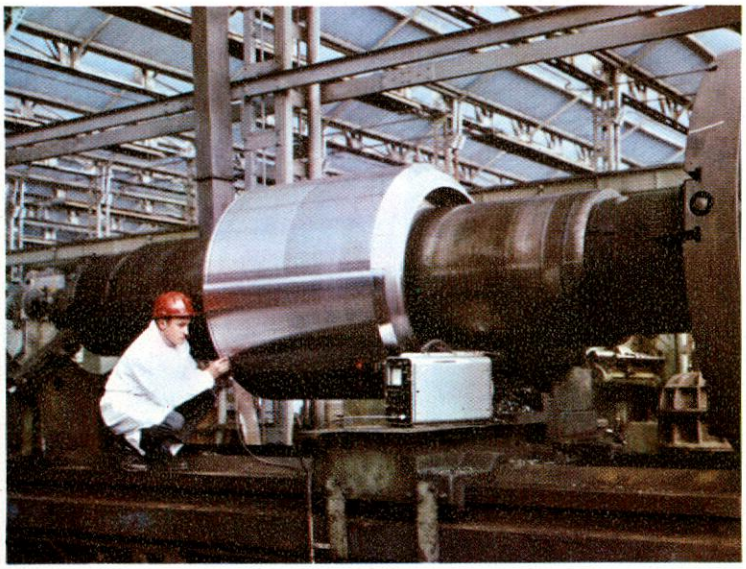


25



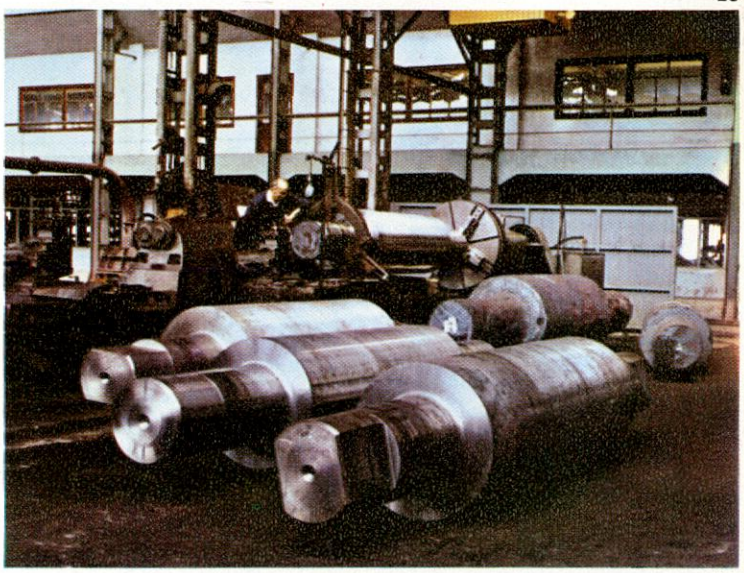
26

PIEZAS de ACERO FORJADO NAVAL-REINOSA para la INDUSTRIA SIDERURGICA



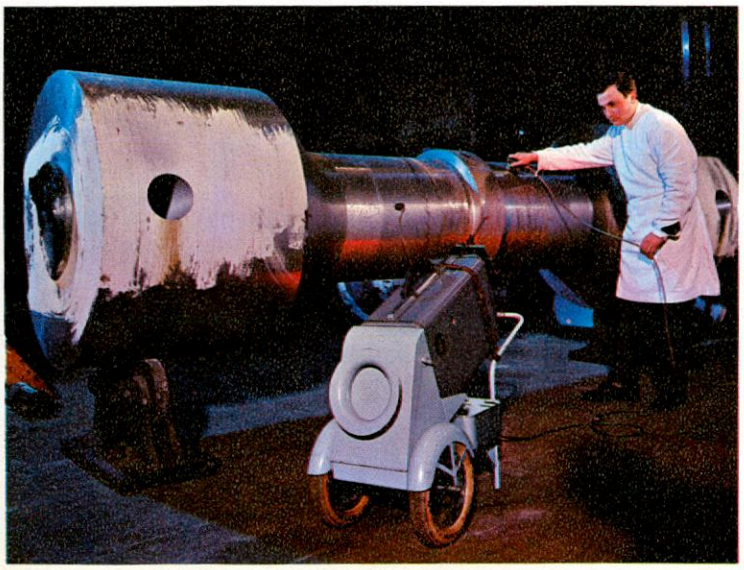
27

28



29

27. Cilindro de apoyo encamisado, para tren de laminación de chapa, detectando por ultrasonidos.
28. Mecanización de trefles y cabezas de unión de cilindros de laminación.
29. Cilindros de laminar de diversos tipos.
30. Alargadera en desbaste para tren Blooming.
31. Detectado por ultrasonidos de cilindros de laminación de 29 Tm. para tren Blooming-Slabbing.



30

31

L/δ	12	14	16	18	20
Vibración de 2 nodos	0,930	0,945	0,960	0,965	0,970
Vibración de 3 nodos	0,890	0,905	0,920	0,930	0,940

Fig. 22.—Tabla de Taylor para calcular el coeficiente en las vibraciones horizontales

2.22. *Cálculo de la frecuencia mediante fórmulas empíricas.*

Existen bastante menos fórmulas empíricas para determinar las frecuencias naturales en las vibraciones transversales que en las verticales, y todas derivan, más o menos directamente, de la fórmula de Schlick. Entre ellas citaremos las siguientes:

Fórmula de Brown:

$$f_H = \beta_H \sqrt{\frac{D B^3}{\Delta V L^3}}$$

siendo β_H y V, coeficientes que dio el autor, en forma de tablas y gráficos.

Fórmula de Johnson y Aurling.

Estos investigadores, ya citados anteriormente, dieron la siguiente fórmula, para la vibración fundamental.

$$f_H = 132.000 \sqrt{\frac{I_H}{\Delta_{1H} L^3}}$$

donde

$$\Delta_{1H} = \Delta + 0{,}016\, L\, d^2$$

en la que I_H, no incluye ninguna corrección por superestructuras.

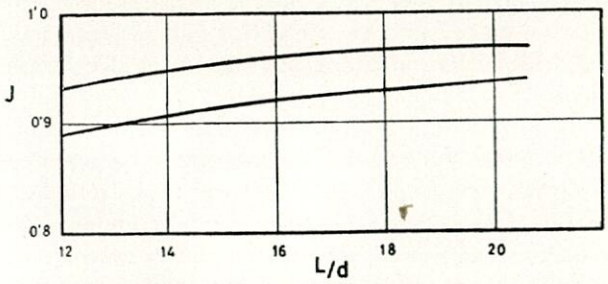


Fig. 23.—Gráfico para calcular el coeficiente J, según Taylor, en las vibraciones horizontles

Fórmula del I. R. C. N.—La fórmula empleada por este organismo, para la frecuencia de vibración del modo fundamental, es la siguiente:

$$f_H = 76\, K' \sqrt{\frac{I_H}{\Delta L^3 \left(1 + \frac{d}{B}\right)}} + 29$$

El coeficiente K' puede calcularse directamente como el coeficiente K empleado en las vibraciones verticales, pero también puede deducirse de éste, si se calculó previamente, mediante la expresión.

$$K - 1 = 3\,(K' - 1)$$

El I. R. C. N. ha empleado también fórmulas empíricas para la determinación de las frecuencias de modos superiores en vibración transversal.

En buque con grandes superestructuras, se aplica, igual que antes, un factor correctivo al coeficiente.

3. Vibraciones locales. Método de los elementos finitos.

Aunque la memoria se refiere fundamentalmente a las vibraciones de conjunto del buque, no queremos dejar de mencionar, aunque sea breve, las vibraciones locales, cuyas consecuencias, a veces de grave importancia, se dejan sentir en una gran cantidad de buques.

Como indicamos al principio de esta exposición, se cataloga como vibración local aquella cuya amplitud es grande en una zona o en un elemento determinado del buque, sin que sea prácticamente apreciable en el resto. El origen de todas estas vibraciones es la resonancia local, es decir, la concordancia de una de las frecuencias naturales de la zona en que se encuentra el elemento en vibración, con la frecuencia de las fuerzas perturbadoras o sus armónicos que actúan en dicha zona.

Las vibraciones locales podríamos clasificarlas en dos grandes grupos:

— las que afectan a un elemento de maquinaria o línea de ejes.

— las que afectan a un elemento de la estructura.

Las vibraciones del primer grupo, a las que pertenecen todas las vibraciones de líneas de ejes, han dado origen a estudios importantísimos sobre el particular, que no citaremos ya que se apartan completamente de la finalidad de esta exposición.

Las del segundo grupo, es decir, las que afectan a un elemento determinado de la estructura, pueden suprimirse normalmente mediante un refuerzo local que hace cambiar la frecuencia natural de la zona desplazando la resonancia.

Como ejemplo de este tipo de vibración podemos citar la que se produce frecuentemente en el piso del puente de gobierno, donde, si no está suficientemente apuntalado, se produce una vibración de membrana que se puede suprimir fácilmente mediante la colocación de un puntal en el lugar adecuado.

A este tipo también pertenecen las vibraciones de palos simples o pórticos, que se pueden también suprimir auque no sea con la facilidad del caso anterior, reforzando adecuadamente las zonas de empotramiento de dichos elementos en el casco.

Para poder predecir desde la etapa del proyecto si este tipo de vibraciones se va a presentar o no, y en

consecuencia, poder evitarlas antes de que nazcan, deberíamos seguir evidentemente el mismo camino que en las vibraciones de conjunto. Sin embargo, se nos presentan los dos problemas siguientes:

1. Determinación de las fuerzas perturbadoras.
2. Determinación de la frecuencia natural de la zona.

El primer problema no lo trataremos, por apartarse del tema de este trabajo y en cuanto al segundo debemos indicar que su dificultad es tal que lo hace prácticamente irresoluble desde el punto de vista teórico. En efecto, los pasos a dar en este estudio serían los siguientes:

a) A la vista del proyecto del buque deberíamos estimar o predecir las zonas en que se van a presentar las vibraciones locales y definir perfectamente sus límites, es decir los puntos o líneas de empotramiento en el resto de la estructura del buque considerada como totalmente rígida.

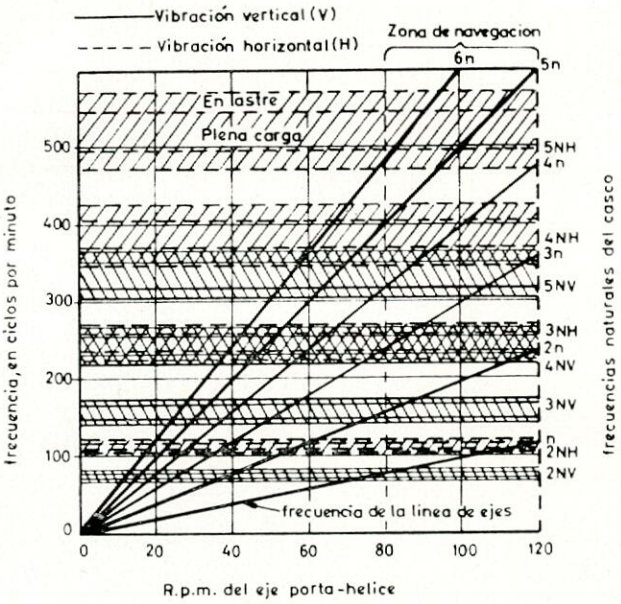


Fig. 24.—Gráfico de frecuencias

b) Una vez definida la zona o zonas anteriores se debería abordar el problema de calcular la frecuencia de la vibración natural de esa zona, problema que matemáticamente sería, en la mayoría de los casos irresoluble.

En consecuencia, no nos queda más remedio que detectar las vibraciones locales, una vez construído el buque, e intentar suprimirlas mediante el adecuado reforzado.

Si las vibraciones fueran solamente del tipo de las indicadas como ejemplo, anteriormente, el problema no tendría en sí, gran trascendencia. Desgraciadamente existen otras vibraciones locales de mayor importancia y que pueden no presentarse durante las pruebas del buque antes de ser entregado por el astillero, y aparecer posteriormente en determinadas condiciones de mar o de carga del buque, dando lugar a averías que pueden revestir un carácter grave.

Nos referimos aquí, a vibraciones locales tales como las que se producen en los lugares siguientes:

— En las estructuras en que se asienta la maquinaria propulsora.
— En las superestructuras consideradas como conjunto.
— En las zonas de popa, en voladizo, en los grandes buques pesqueros de arrastre por popa.

Las vibraciones locales en las primeras pueden ocasionar lo que pudiéramos llamar, una reacción en cadena; al vibrar con cierta amplitud los polines de

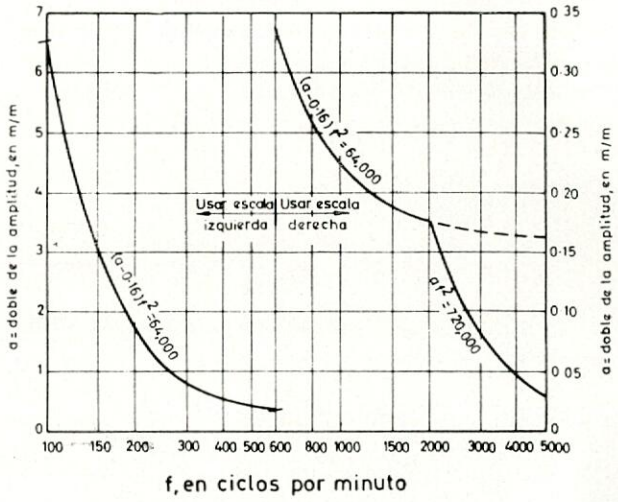


Fig. 25.—Gráfico de tolerancias de vibración, según Kjaer

asiento de la maquinaria propulsora, puede ocurrir una amplificación de las fuerzas perturbadoras, que producirán a su vez un incremento de la amplitud de vibración, aumentándose peligrosamente las consecuencias de la resonancia local.

La vibración de las superestructuras puede ocasionar el mal funcionamiento de los aparatos de navegación situados en el puente y, en cualquier caso, una manifiesta incomodidad en los camarotes del pasaje o de la tripulación.

Por último, la vibración en voladizo de la zona situada detrás del codaste, en los grandes pesqueros de arrastre por popa, puede provocar la aparición de grietas en las chapas del forro, desprendimiento de soldaduras de unión de varengas con el casco, etc., originando, en ocasiones, importantes vías de agua. Aunque en general no hemos tratado de las fuerzas perturbadoras, si queremos apuntar que en este caso, además de las que normalmente actúan en todos los buques en la zona del codaste, pueden provocar las vibraciones forzadas de esta parte en voladizo, los golpes de mar, de popa, que se transformarán en trenes de ondas amortiguados, y los impulsos provocados sobre cubierta por el cable de arrastre, al cobrar la red.

Para poder predecir estas importantes vibraciones locales y evitarlas o remediarlas en la etapa de proyecto, sería interesante disponer de un método aproximado que nos las anunciaran con suficiente aproximación, ya que según hemos visto, la resolución del problema siguiendo el método clásico, es prácticamente inabordable.

Aunque no vamos a extendernos sobre este tema, queremos señalar, sin embargo, que en la Sesión de 1968 de la Asociation Technique Maritime et Aeronautique, el Ingeniero S. Hylarides, del Canal de Experiencias de Wageningen, ha presentado una Memoria titulada: "Méthode des éléments finis pour le calcul des vibrations de la poutre-naviere", en la cual, se expone el principio de un método de cálculo de vibraciones de flexión del casco, teniendo en cuenta el carácter tridimensional de la estructura del buque. Para la aplicación de este método se considera al buque como un conjunto compuesto de placas y barras, ligados entre sí en los nudos. Mediante la aplicación del principio de los trabajos virtuales y partiendo de los desplazamientos de los nudos, se llega a un sistema de n ecuaciones con n incógnitas que define el movimiento del conjunto.

Aunque en la memoria no se hace más que la enunciación del método y se señalan algunas aplicaciones simples del mismo, el autor del trabajo lo presenta como un método más perfeccionado que los métodos clásicos, para la resolución de los problemas de vibraciones verticales de conjunto del buque. Es indu-

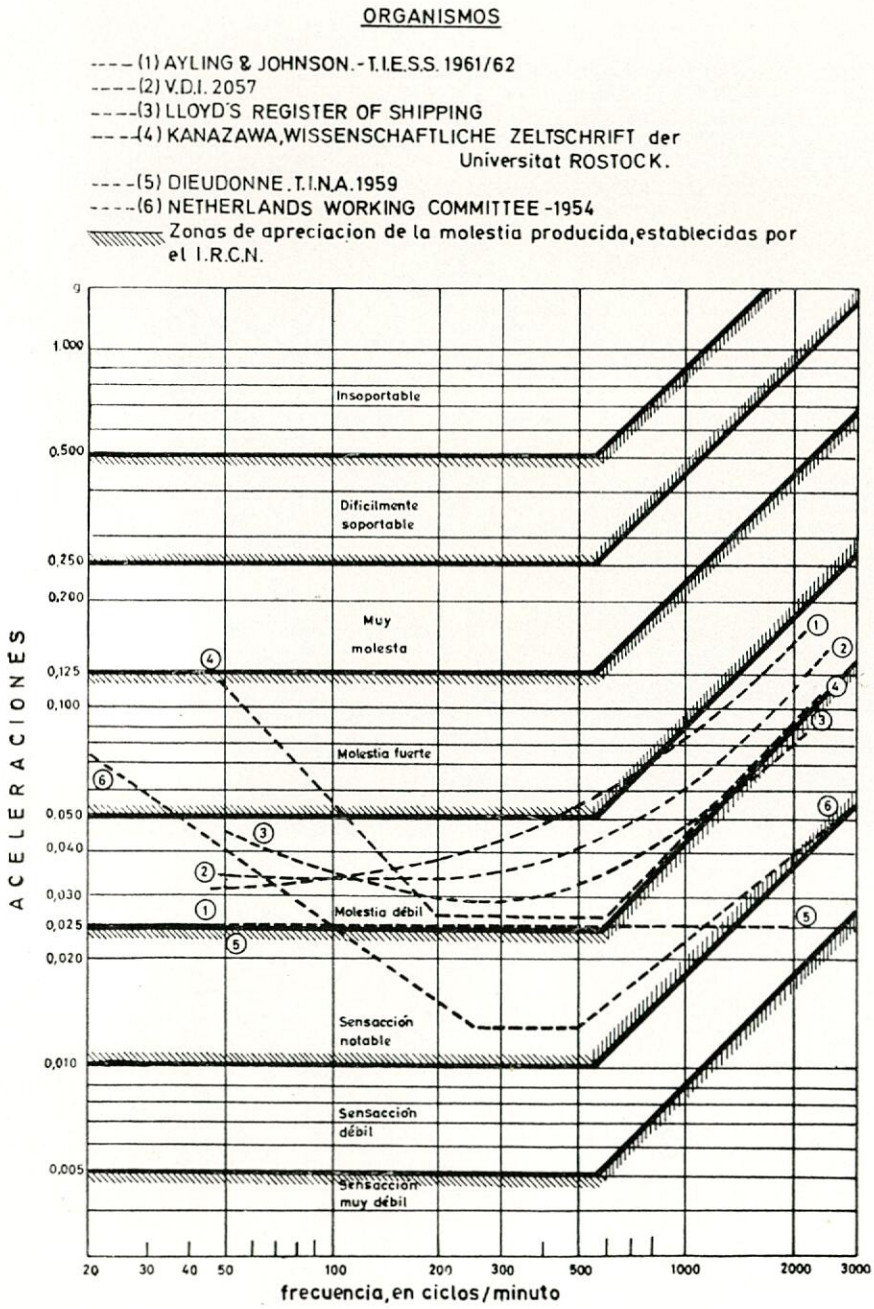


Fig. 26.—Límites para las vibraciones verticales

dable, sin embargo, que teniendo en cuenta el procedimiento y las hipótesis empleadas, es perfectamente factible que en investigaciones futuras pueda hacerse uso de este método de elementos finitos, para el cálculo de las frecuencias de las vibraciones locales de los elementos mencionados anteriormente.

4. Criterios de aceptabilidad de las vibraciones.

Hecha esta corta alusión a las vibraciones locales, volvamos nuevamente a lo que ha sido el tema fundamental de este trabajo, las vibraciones de conjunto del buque, para acabar el mismo, dando unas ideas sobre los criterios que se siguen actualmente para juzgar si una determinada vibración puede ser aceptable o no.

Una vez que hayamos calculado las frecuencias de los primeros modos de vibración horizontal y vertical de un buque, conviene representarlas de forma gráfica, en forma de carta, como se muestra en la figura 24.

En esta figura se pueden ver las bandas correspondientes a las frecuencias de cada modo de vibración, para los diferentes estados de carga de un buque. Como es lógico, las frecuencias propias aumentan con los modos de vibración y dentro de cada modo de vibración disminuyen al aumentar la carga.

Se suele delimitar, mediante dos rayas verticales,

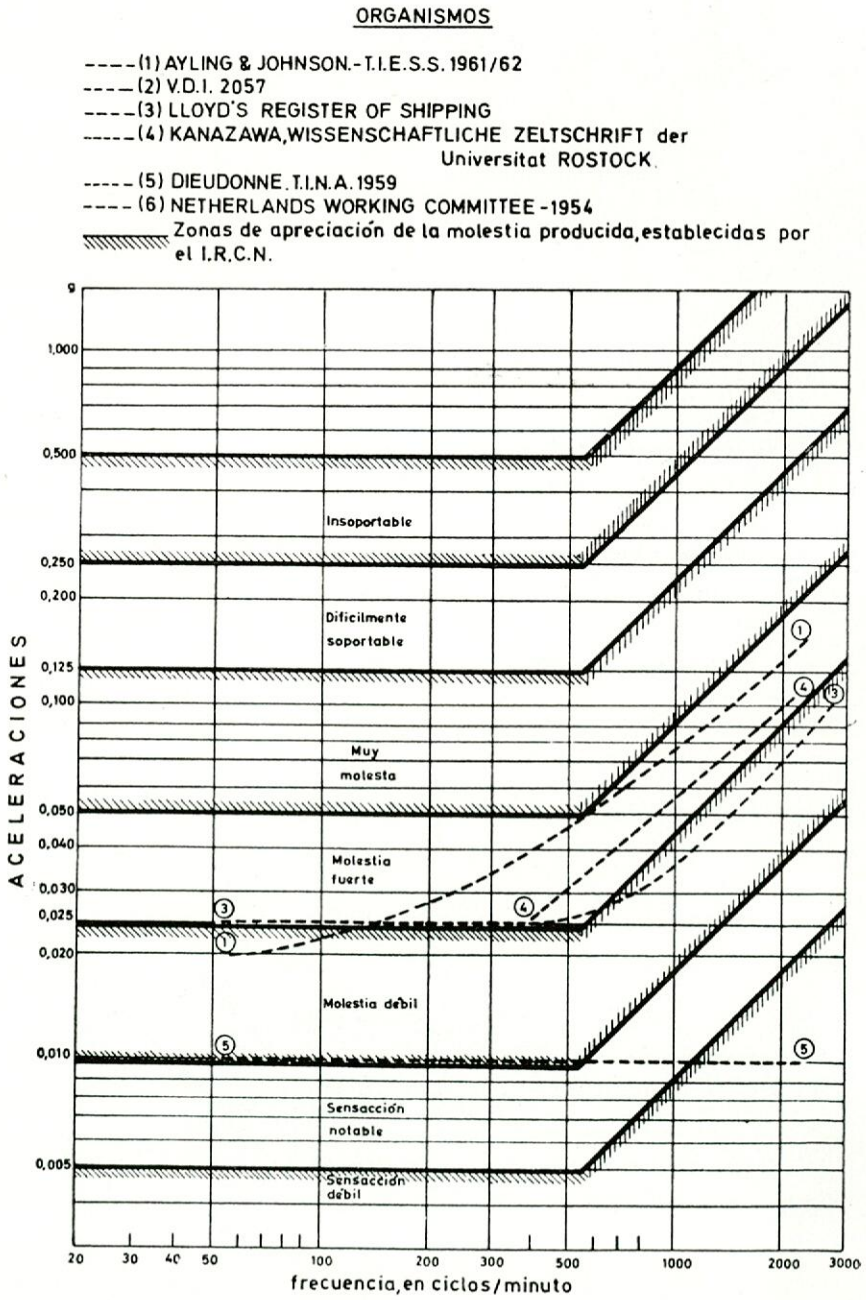


Fig. 27.—Límites para las vibraciones horizontales

la zona de navegación, indicando las r. p. m. máximas y mínimas, a que vaya a navegar el buque.

Por último, sobre el mismo gráfico, se trazan las líneas inclinadas correspondientes a las frecuencias de las fuerzas perturbadoras, n, $2\,n$, $3\,n$, etc., y en particular la $K\,n$, siendo K el número de palas de la hélice.

A continuación se localiza, dentro de la zona de navegación anterior, qué líneas horizontales representativas de las frecuencias naturales del buque, son cortadas por las líneas inclinadas, que representan las fuerzas perturbadoras.

Todos los puntos de cruce señalarán situaciones de resonancia, siempre, naturalmente, dentro de los límites de precisión de los métodos empleados.

Al encontrar un punto de resonancia, debe analizarse cuidadosamente el valor de la causa perturbadora y a partir de él, estudiarse el valor de la amplitud de la vibración para poder deducir si la vibración puede ser o no, aceptable.

Aunque por apartarse de los límites de este trabajo no entraremos en el estudio de las causas perturbadoras ni de la amplitud de la vibración forzada, indicaremos a continuación cuáles son los criterios actualmente en vigor para definir la aceptabilidad de la vibración.

Estos criterios están normalmente basados en la máxima aceleración del movimiento que, en un movimiento armónico, de frecuencias, está relacionada con la amplitud por la fórmula siguiente:

$$\text{máxima aceleración} = 4\,\pi^2\,f^2 \times \text{máxima amplitud.}$$

Como regla simple, Taylor propuso en 1930 como límite máximo permisible para aceleración vertical, 15 cm/seg^2. Kumai encontró que, a igualdad de aceleración, la incomodidad era mucho mayor en un movimiento horizontal que vertical.

Kjaer propuso las siguientes fórmulas, en buques de carga o de pasaje, para encontrar los límites máximos permisibles de vibración

$$(a - 0{,}16)\,f^2 = 64.000 \text{ cuando } f < 2.000 \text{ c. p. m.}$$
$$a\,f^2 = 720.000 \text{ cuando } f < 2.000 \text{ c. p. m.}$$

siendo a, el doble de la amplitud en milímetros. Estas fórmulas se representan gráficamente en la figura 25.

Por último, prestamos, cedidas amablemente por la Sección de Estudios e Investigaciones especiales del *B. V.* en las figuras 26 y 27, las curvas límites dadas por diferentes organismos, para las vibraciones verticales y horizontales. En estas curvas se indican también las zonas que señalan el grado de soportabilidad de la vibración, según el Instituto de Investigación de la construcción naval, de Francia.

Con ello, damos por acabado el presente trabajo señalando que teniendo en cuenta la amplitud del tema tratado, para no alargar de forma desmesurada su extensión, hemos omitido voluntariamente el entrar en detalles sobre temas como la influencia del esfuerzo cortante, cuya importancia nos ha parecido secundaria, al realizar los cálculos de las vibraciones de conjunto del buque.

Es evidente que en un trabajo riguroso, en el que se exige la mayor precisión posible, no podrán dejarse de tener en cuenta.

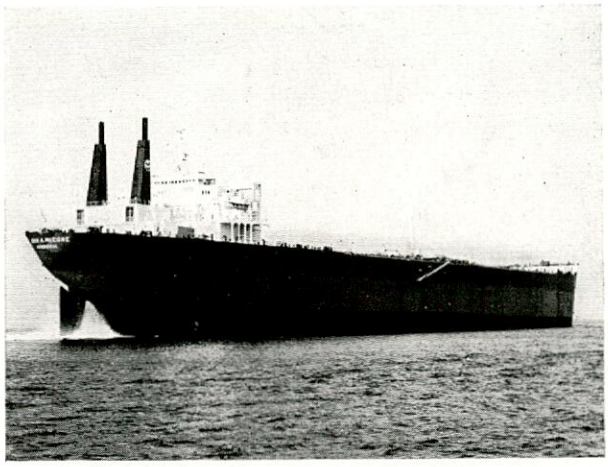
BIBLIOGRAFIA

F. H. Todd: "Ship Hull Vibration". Ed. *Arnold*, 1961.
F. Lafita y H. Mata: "Vibraciones mecánicas en Ingeniería". Ed. *Inta*, 1964.
S. Timoshenko: "Théorie des Vibrations". Ed. *Béranger*, 1947.
J. P. Den Hartog: "Mecánica de las Vibraciones". Ed. *Cecsa*, 1964.
J. Dieudonné: "Les Vibrations des Navires". Ed. *Atma*, 1958.
C. W. Prohasika: "Vibrations verticales du navire". Ed. *Atma*, 1947.
S. Hylarides: "Méthode des éléments finis pour le calcul des vibrations de la poutre navire". Ed. *Atma*, 1968.
G. Volcy: "Vibrations forcées de la coque et lignage rationnel de l'arbre porte-hélice". Ed. *Nouveautés Techniques Maritimes*, 1967.
"Vibration". Report of I. S. S. C. Committee 9, 1967.

INFORMACION DEL EXTRANJERO

PRUEBAS DEL PETROLERO "JOHN A. McCONE"

Este buque es el primer superpetrolero construido en el nuevo dique de construcción de Kockums Mekaniska Verkstads AB. Otro particularidad de este buque es que ha sido construido bajo el nuevo sistema de producción regulada por computadoras, recientemente inaugurado por el Astillero. El cálculo



de la estructura también ha sido realizado mediante un sistema basado en la sustitución de la estructura real por un modelo matemático que se analiza y desarrolla tridimensionalmente mediante calculadores electrónicos. Este sistema es el llamado DAISY, cuya aplicación al cálculo de estructuras de buques es conocido como proyecto Arizona.

La Compañía armadora es la Chevron Transport Corporation, de Monrovia.

Las principales características son las siguientes:

Eslora total	316,08 m.
Eslora entre perpendiculares	304,76 m.
Manga	48,77 m.
Puntal	24,50 m.
Peso muerto	212.010 t.
Capacidad de tanques de lastre.	34.092 t.
Capacidad de bombas	3×4.000 m^3/hora.
Velocidad	16 nudos.

Este buque está propulsado por un equipo de turbinas Kockum-Stal-Laval de triple reducción, con una potencia nominal de 30.000 S. H. P., a 831 revoluciones por minuto. Esta instalación está dirigida por control remoto desde el puente de mando.

El vapor es suministrado por dos calderas, cada una de las cuales tiene una capacidad de 71 Tm. de vapor/hora a 60,7 × cm^2 y 510º C. El consumo de fuel es aproximadamente de 205 gramos por caballo y por hora.

La hélice consta de cinco palas y tiene un diámetro total de 8,8 metros y un paso medio de 6,25 metros.

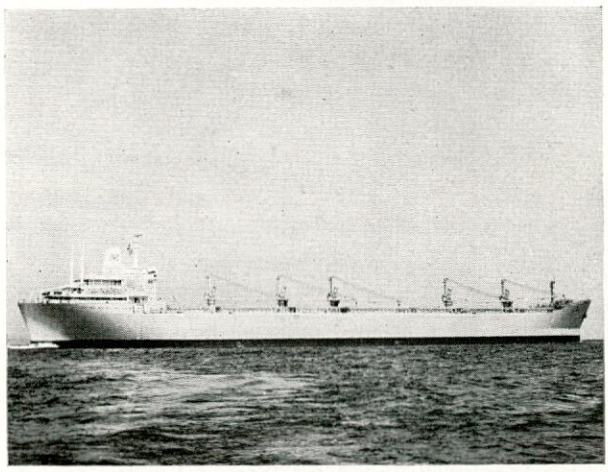
En su mayor parte, el diseño del buque está basado en las estructuras para petroleros utilizadas anteriormente por el Astillero, pero modificando y simplificando las líneas a fin de facilitar un sistema de construcción a base de bloques prefabricados con un peso de hasta 800 Tm.

Los valores estéticos han sido supeditados a una reducción de costes en la construcción, destacándose la superestructura, que está compuesta por una serie de bloques prefabricados de forma paralelipédica. La proa completamente cilíndrica y vertical contrasta con las ya familiares proas de bulbo de otros buque similares.

ENTREGA DEL BUQUE "BIANCA"

El 25 de julio del presente año fue entregado a sus armadores, A/S Mascot, de Oslo, el buque para el transporte de mineral y grano denominado "Bianca", construido bajo las normas del Norske Veritas por Burmeister & Wain.

Este buque es el quinto de una serie de diez, encargada por armadores noruegos, daneses y polacos.



Las principales características del "Bianca" son las siguientes:

Eslora total	218,85 m.
Eslora entre perpendiculares	205,00 m.
Manga	30,50 m.
Puntal	17,00 m.
Peso muerto	51.100 t.
Capacidad de grano	62.670 m^3.
Registro bruto	29.844 t.
Velocidad a plena carga en pruebas.	15,5 nudos.

El espacio de carga está dividido en siete bodegas; las correspondientes a números impares son cortas y los pares largas, destinándose estas últimas al transporte de carbón y grano. El mineral se carga en las bodegas impares, dejando las pares vacías. Los tanques laterales superiores pueden llevar grano o agua de lastre.

El sistema de manejo de carga está compuesto de diez grúas de 10 Tm. cada una.

La maquinaria propulsora consiste en un motor diesel Burmeister & Wain de ocho cilindros, de dos tiempos, sobrealimentado, tipo 74VT2BF-160, con un diámetro de pistón de 740 mm. y una carrera de 1.600 mm. Este motor desarrolla 13.200 B. H. P., a 119 r. p. m.

La maquinaria auxiliar consiste en tres motores diesel de seis cilindros y cuatro tiempos, marca Burmeister & Wain, sobrealimentados. Cada motor está acoplado a un generador de 575 KVA, que suministra corriente alterna a una tensión de 440 voltios.

Dispone de una caldera mixta para fuel y gas de exhaustación que está totalmente automatizada.

NUEVO LUBRICANTE SHELL PARA MOTORES MARINOS

SHELL ha desarrollado un nuevo lubricante, "Heavy Duty", de gran versatilidad, para la lubricación de motores diesel marinos, que se ha presentado al mercado con el nombre de Nuevo Shell Melina y sustituye al que hasta ahora se ha distribuído con el nombre de Shell Melina.

Este nuevo producto se ofrece en tres grados de viscosidad: SAE 20, 30 y 40, y es el primer lubricante marino para usos múltiples a escala mundial. Es el resultado de un racionalizado estudio de los requerimientos de lubricación de los motores principales y auxiliares y ha sido diseñado para emplearse en motores de alta, media y baja velocidad, así como en engranajes de transmisión, hélices de paso variable, servomotores, compresores de aire y otros elementos de maquinaria instalada a bordo de los buques. Es evidente la economía que supone el utilizar a bordo un único tipo de lubricante.

INFORME ANUAL 1968 DEL GERMANISCHER LLOYD

Ha sido recientemente publicado por la Sociedad de Clasificación Germanischer Lloyd el informe de sus actividades durante el pasado año 1968. Entre los apartados interesantes de este documento citamos los que llevan por título "Investigaciones sobre el comportamiento del buque en el mar", "Transporte de mercancías peligrosas en buques", "¿Están correctamente construídos los containers?" "Control de la maquinaria propulsora nuclear".

Una serie de fotografías de los buques clasificados por la Sociedad durante el pasado año ilustra el citado informe.

EXPLOTACION DE LOS AERODESLIZADORES

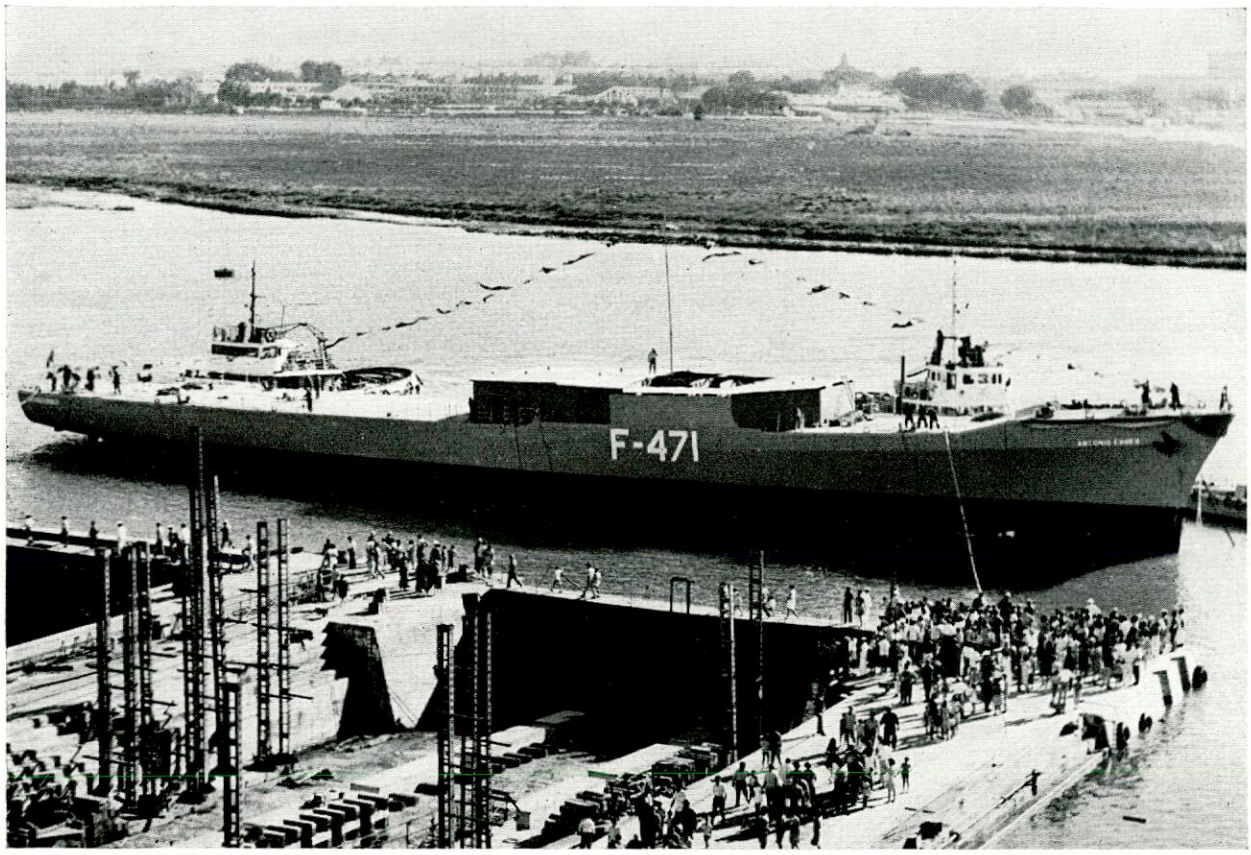
A la cabeza de las empresas comerciales que aplican a los servicios de transporte el moderno hovercraft se encuentran los Ferrocarriles Británicos, que disponen actualmente de una flota de cinco aerodeslizadores, de los cuales dos son del tipo SRN-6, de 38 asientos; otros dos HM-2, de costados rígidos, con capacidad para transportar 65 pasajeros, y, por último, un SRH-4, de 168 toneladas, que es el mayor hovercraft construido hasta la fecha y del que se va a construir una nueva unidad.

El servicio principal a que se destinan los aerodeslizadores de dicha compañía es el paso del canal de la Mancha, en el que invierten cuarenta minutos, es decir, menos de la mitad del tiempo invertido por los buques convencionales (noventa minutos).

CAJAS DE FIBRA VULCANIZADA PARA EL TRANSPORTE DE PESCADO

Una firma británica ha creado un nuevo tipo de caja para el pescado. Sustituye a la clásica caja de madera que se ha venido usando para llevar el pescado con hielo del muelle al mercado y de éste a las pescaderías. La caja puede tirarse después de usarla y en ella puede congelarse y transportarse la captura, prescindiéndose así de costosas bandejas congeladoras y reduciéndose el coste del personal. La caja es de cartón, revestido en ambos lados de papel kraft con una capa de polietileno. Después de estar totalmente sumergida en agua durante veinticuatro horas el cartón conserva su resistencia, pudiendo, por tanto, resistir condiciones de intensa humedad. Otra ventaja es que las cajas pueden enviarse plegadas para su uso inicial, reduciéndose así el coste del transporte y el espacio de almacenamiento. En el lugar de uso se pueden preparar mediante cosido o con grapas.

INFORMACION NACIONAL Y PROFESIONAL



BOTADURA DE LA CORBETA "ANTONIO ENNES", CON DESTINO A LA MARINA DE GUERRA PORTUGUESA

En la Factoría de San Fernando de la Empresa Nacional "Bazán" tuvo lugar el lanzamiento de la corbeta "Antonio Ennes", con destino a la Marina de Guerra portuguesa, siendo éste el segundo de una serie de tres unidades que la armada del país hermano ha encargado a la citada Empresa.

El acto fue presidido por el Almirante Jefe de Estado Mayor de la Armada, don Adolfo Batarone, a quien acompañaban el Almirante Jefe de la Jurisdicción Central, don Enrique Barbudo, y el Comandante General del Arsenal de La Carraca, Vicealmirante don Manuel Cervera.

Por parte de la Marina portuguesa asistieron el Director de Construcciones Navales, Comodoro de la Armada de Portugal don Rogelio Silva D'Oliveria, y el Agregado Naval de Portugal en España, Capitán de Navío don José Barahona, y por parte de la Marina española, además de las autoridades antes citadas, el Vicealmirante Director de Construcciones Navales Militares, don Nicolás Tuduri; el Jefe de Estado Mayor del Departamento Marítimo, don Pedro Español; el Agregado Naval de España en Portugal, Capitán de Navío don Jaime Gómez-Pablos, y el Capitán Ingeniero Jefe de la Inspección don Adolfo García-Abrines.

Por parte de la Empresa Nacional "Bazán" asistieron el Director Gerente, don José Ramón Barcón, y el Consejero de la misma, don Luis Delgado, así como el Director de la Factoría Naval y Fábrica de Artillería de San Fernando, don Antonio Villanueva, Subdirectores e Ingenieros de la misma.

Actuó de madrina doña María Lourdes Ferreira de Silva D'Oliveira, esposa del Director de Construcciones Navales de la Armada portuguesa, la cual fue obsequiada con un ramo de flores por el Director de la Factoría, pronunciándose previamente a la botadura emotivas palabras por el Director Gerente de la Empresa Nacional "Bazán" y por el Director de Construcciones Navales de la Armada de Portugal.

La nueva corbeta tiene una eslora de 85 metros y una manga de 10,30 metros, siendo su desplazamiento de 1.400 toneladas.

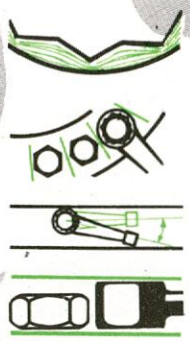
Este buque llevará instalado un moderno armamento antiáreo y antisubmarino, con dirección de tiro de la técnica más avanzada e irá dotado de apa-

❶ El doble hexágono, de aristas agudas, está forjado — la fibra ofrece homogeneidad. El resultado es: más fuerte que cualquier tornillo.

❷ A pesar de ello, aros fresados sumamente delgados para poder utilizar la llave en lugares angostos, tales como en equipos de alta presión, turbinas, etc., en donde no caben las llaves de boca fija ni las llaves de percusión con boca en estrella, de tipo usual en el comercio.

❸ Doble hexágono — actuación con mínimo ángulo (30°).

❹ El aro presenta mayor altura que las tuercas normalizadas. Por tanto, las llaves STABIL PERCUSION con boca en estrella nunca pueden quedar empotradas.



STAHLWILLE para tornillos grandes

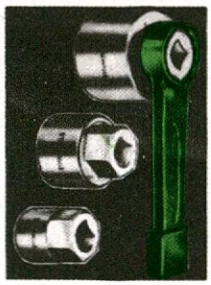
La operación de apretar o aflojar en forma rápida y segura los tornillos de grandes dimensiones no supone ya el menor problema con las herramientas STAHLWILLE de «percusión».

❶ Bocas «PERCUSION» núms. 61 + 62 — combinadas con los apropiados útiles de mando (véase la página 45) para el rápido apriete inicial.

❷ Llaves «PERCUSION» con boca en estrella núm. 8 — más fuertes que cualquier tornillo — para apretar y aflojar en condiciones rigurosas.

❸ Bocas «PERCUSION» núms. 61 + 62 — combinadas con la llave PERCUSION de boca en estrella núm. 8 para los tornillos de difícil acceso.

Las bocas «PERCUSION» número 61 tienen iguales los hexágonos interior y exterior. Enchufándolas una encima de otra, se las puede prolongar a voluntad. El sólido hexágono exterior permite la transmisión de fuerzas muy elevadas. A tal fin se acopla una llave «PERCUSION» con boca en estrella núm. 8 de la misma medida.



En las bocas «PERCUSION» núm. 62, el hexágono exterior tiene invariablemente 2" de entrecaras, de manera que la llave «PERCUSION» con boca en estrella núm. 8a del tamaño de 2" sirve para la totalidad de ellas.

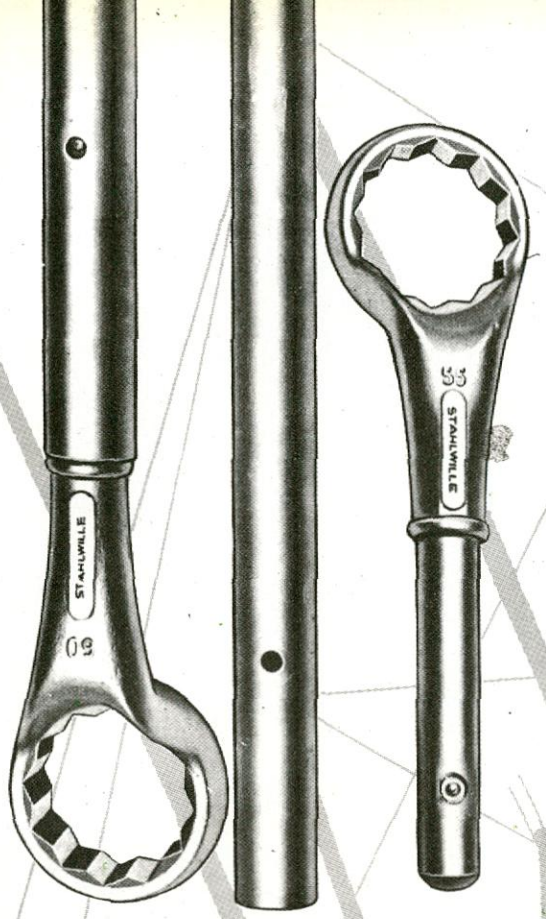
Un ejemplo de aplicación: en una empresa minera se aflojan mediante llaves «PERCUSION» con boca en estrella núm. 8 y un martillo neumático las tuercas agarrotadas de grandes dimensiones. ¡Improvisada herramienta accionadora por percusión! Pero incluso este enorme esfuerzo lo soportan las llaves «PERCUSION» con boca en estrella núm. 8.

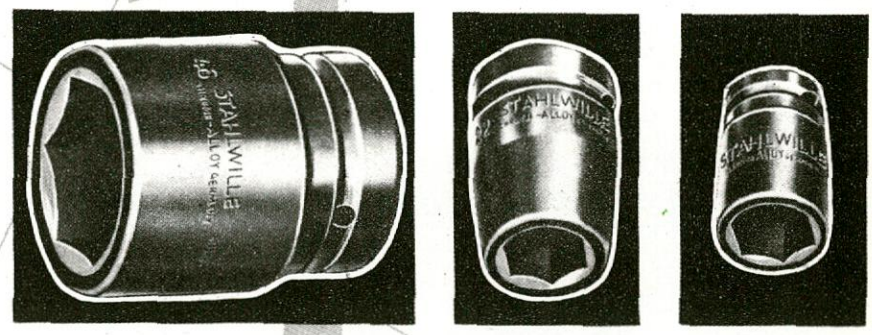
La ilustración muestra la única llave que consiguió aflojar los tornillos muy oxidados de una caldera de alta presión.

concesionarios exclusivos para España

AUTOMETAL S.A.

María de Guzmán, 55 - 57 Tel. 253 95 03 MADRID-3



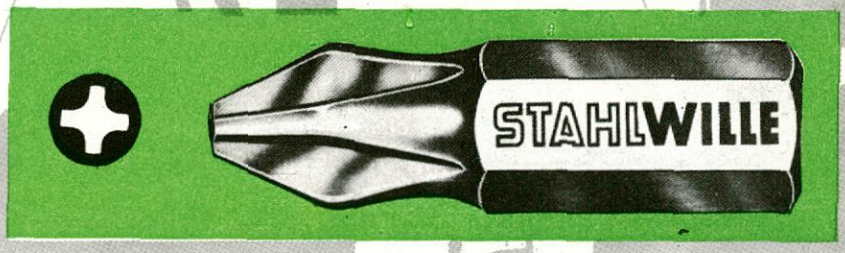


Las bocas corrientes, de accionamiento manual, no aguantan una solicitación máxima y permanente.
Fue menester fabricar bocas más robustas y más resistentes.
Las bocas STAHLWILLE IMPACT están concebidas y fabricadas expresamente para los martillos de percusión y se forjan de Chrome-Alloy-Steel, por lo que las fibras discurren sin solucion de continuidad. A pesar de ello, siguen presentando paredes delgadas, para los lugares angostos.

BOCAS DE IMPACTO
para martillos de percusión

LLAVES ESTRELLA

Una amplia gama de medidas, que llega hasta 100 milímetros ó 3,7/8", soluciona importantes problemas que a menudo se presentan en tuercas de grandes dimensiones.
El sistema de manerales intercambiables reduce su costo, al tiempo que economiza un considerable espacio en el taller.



Las puntas STAHLWILLE tipo Phillips están forjadas exactamente a la medida. En su perfil discurren las fibras de manera no interrumpida, lo que le asegura un menor desgaste, incluso con elevados momentos de torsión y bajo la incesante solicitación de los martillos percutores.
Las puntas se sujetan firmemente por medio de un anillo elástico y son fáciles de reemplazar.

PUNTAS BITS
tipo PHILLIPS

CONCESIONARIO
EXCLUSIVO
PARA ESPAÑA

AUTOMETAL S.A.
María de Guzmán, 55 - 57 Tel. 253 95 03 MADRID 3

ratos de detección aérea, submarina y de superficie. Constituirá una moderna y eficiente unidad que llevará incorporados los últimos adelantos técnicos para esta clase de buques y que muy pronto irá a engrosar la flota militar de la gran nación portuguesa, a la que tantos lazos nos unen.

La propulsión será realizada por dos motores diesel, con una potencia total de 10.560 HP, disponiendo de dos líneas de ejes y estando los mandos centralizados en una cabina situada dentro del mismo compartimento de máquinas.

La citada Factoría de San Fernando está especializada en la construcción de modernas unidades militares, como la corbeta botada, lanchas rápidas torpederas, etc., y su depurada técnica le permite acometer los más diversos tipos de construcciones especializadas de buques mercantes, como es el caso de los buques cementeros, con propulsión diesel-eléctrica, uno de ellos en servicio desde hace un año y distribuyendo el cemento desde la fábrica de Gijón a toda la región gallega; otro que en breve hará la distribución de este producto a toda la región canaria y el tercero, destinado a la República de Venezuela, actualmente en período de armamento. Dichos buques son los tres únicos barcos de carga o pasaje construidos hasta ahora en España con este interesante tipo de propulsión.

BOTADURA DEL BUQUE BULKCARRIER "JOVELLANOS"

El día 14 de agosto se efectuó, en la Factoría de Matagorda, de la Sociedad Española de Construcción Naval, la botadura del bulkcarrier "Jovellanos", construcción número 154, contratado por la Compañía Gijonesa de Navegación, S. A., de Madrid, y cuya quilla fue colocada en grada el día 17 de marzo de 1969.

Las características principales de este buque son las siguientes:

Eslora total	145,15 m.
Manga	22,70 m.
Puntal	13,10 m.
Calado	9,60 m.
Peso muerto	19.500 t.
Registro bruto aproximado	12.300 t.
Potencia propulsora	8.000 BHP.
Velocidad	14,1 nudos.

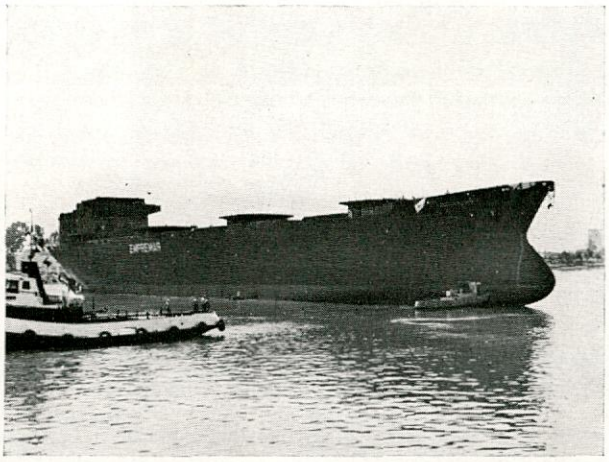
El equipo propulsor estará compuesto de un motor Naval-Sulzer, de 8.000 BHP, a 150 r. p. m., que se construye en la Factoría de Sestao, de esta misma Sociedad.

En la ceremonia de la botadura actuó de madrina la señora doña Elvira Oria, viuda de Ruiz de Velasco.

Al acto asistieron las primeras autoridades provinciales y locales.

BOTADURA DEL "LAGO LLANQUIHUE"

El pasado 25 de julio tuvo lugar, en la Factoría de Sevilla de Astilleros de Cádiz, S. A., la ceremonia del lanzamiento del nuevo buque "Lago Llanquihue", de 15.900 TPM, segundo de la serie de buques Freedon-Hispania que construye esta Factoría por encargo de la Empresa Marítima del Estado ("EMPREMAR), de Chile.



Las características principales del "Lago Llanquihue" son:

Eslora total	144,76 m.
Manga	20,65 m.
Puntal	12,73 m.
Calado	9,32 m.
Peso muerto	15.900 t.
Capacidad de bodegas de grano	20.630 m³.
Capacidad tanques de lastre	4.600 m³.
Autonomía	14.000 millas.
Velocidad a plena carga	16 nudos.

La fábrica de motores que la empresa constructora tiene en Manises (Valencia) ha suministrado el equipo propulsor, que está compuesto por un motor principal "Manises-Sulzer", tipo 6-RND-68, de 9.900 BHP, a 150 r. p. m.

También la Factoría de Manises ha construido otros equipos y elementos auxiliares para el buque, complementando así la labor principal realizada por el Astillero de Sevilla.

Como se sabe, el tipo de buque "Freedom-Hispania" es un buque de la máxima versatilidad, la cual es posible gracias a los tanques laterales altos, a las escotillas principales del entrepuente, de diseño especial, y a las escotillas auxiliares de trimado. Puede transportar cargas a granel, carga general, containers, vehículos, minerales, etc. y también granos sin necesidad de disponer mamparos de balance ni accesorios de ninguna clase. Algunos de los tanques laterales altos pueden ser usados para carga de granos además de las bodegas, así como también el tanque profundo de proa, y en estas condi-

ciones el buque alcanza su peso muerto máximo, con un coeficiente de estiba de aproximadamente 56 p. c/Tm. (con 100 por 100 de consumos a bordo).

La ceremonia del lanzamiento fue presidida por el Comandante de Marina de Sevilla, Ilmo. señor don Oscar Scharfhausen, siendo madrina la excelentísima señora doña Estela Gumucio de Sepúlveda, esposa del embajador de Chile en España. Acompañaron a la distinguida dama en la tribuna personalidades del Cuerpo Diplomático de Chile acreditado en España, autoridades civiles y militares e ilustres personalidades del mundo económico e industrial invitados especialmente.

Los invitados fueron atendidos por el Excmo. señor don Roberto Berga Méndez, Vicepresidente y Director Gerente de la Empresa constructora, Consejeros de la misma, Director de la Factoría de Sevilla, don José María Marco Fayrén, y alto personal directivo de la Sociedad.

REUNION DE OCEANOGRAFIA EN MADRID

Del 27 al 29 de octubre se celebrará en Madrid una reunión de oceanógrafos de todo el mundo para conmemorar el cincuentenario de la fundación de la Comisión Internacional para la Exploración Científica del Mediterráneo.

La Comisión, que fue creada a instancias del príncipe Alberto de Mónaco. Celebró su primera conferencia el año 1919, en la capital de España, y la de este año será presidida por su nieto, el príncipe Rainiero.

En esta conferencia se desarrollará una memoria de las actividades llevadas a cabo por los distintos organismos que pertenecen a la Comisión. Además se pretende poner en marcha una investigación masiva y profunda que se denominará "Estudio común del Mediterráneo", en el que se espera que participen más de una decena de países.

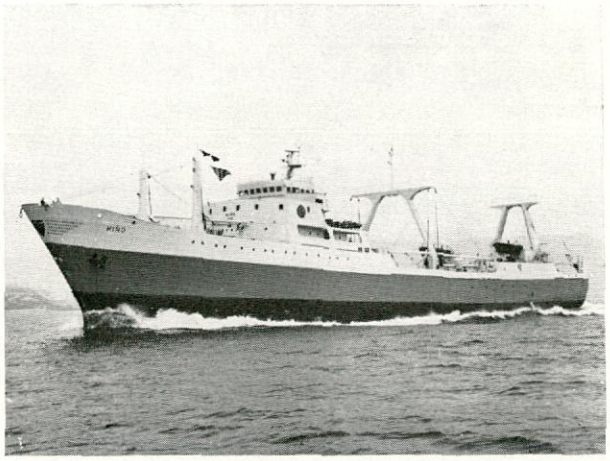
La reunión tendrá lugar en el Instituto Oceanográfico de Madrid. Entre las organizaciones que estarán presentes podemos citar: Comisión Oceanográfica Intergubernamental, patrocinada por la Unesco; Congreso General Pesquero del Mediterráneo, patrocinado por la FAO, y, por supuesto, la Comisión Internacional para la Exploración Científica del Mediterráneo.

REGLAMENTO SOBRE AUTOMACION

El Germanischer Lloyd ha publicado recientemente un nuevo capítulo de su Reglamento que trata sobre la Automación en buques. Actualmente se puede adquirir la edición en inglés dirigiéndose a la oficina que para nuestro país dicha Sociedad dispone en Bilbao. La edición en español de este Reglamento estará a punto a finales de este año.

ENTREGA DEL BUQUE CONGELADOR Y HARINERO "MIÑO"

El pasado día 15 de julio de 1969 se celebraron en la Ría de Vigo las pruebas oficiales de mar del buque congelador denominado "Miño", que se construyó en los Astilleros Hijos de J. Barreras, S. A. para los armadores Pescanova, S. A., de Vigo.



Este buque ha sido proyectado para transportar pescado congelado a la temperatura de —25° C, congelar pescado entero y en filetes (pescado por el propio buque o recogido de una flotilla de buques auxiliares) y transformar en harina de pescado los desperdicios y especies no aprovechables.

Sus características principales son las siguientes:

Eslora total	110,00 m.
Eslora entre perpendiculares	100,00 m.
Manga de trazado	15,75 m.
Puntal a la cubierta superior	9,00 m.
Puntal a la cubierta inferior	6,50 m.
Calado medio de trazado	5,75 m.
Tonelaje de registro bruto, aproximadamente	3.000 TRB.

Lleva instalado un motor propulsor Barreiros-Deutz, tipo BV12M350, de 4.000 CVe., a 430 r. p. m.

En las pruebas oficiales alcanzó la velocidad de 15,053 nudos.

La fábrica de harinas de pescado tiene una capacidad de 10 Tm/día. El buque lleva instalados tres grupos electrógenos principales, formados cada uno por un motor diesel, marca Bazán M. A. N., tipo V6V 16/18 TL., de cuatro tiempos, simple efecto, sobrealimentado, de funcionamiento completamente autónomo, de 865 CVe., a 1.500 r. p. m., y un alternador síncrono, tipo marino, de tensión constante, autoexcitado y autorregulado, marca Alconza, tipo SMS-4-100/57, de 670 KVA, a 1.500 r. p. m., corriente trifásica 400 V. 50 Hz.

Además se ha instalado un grupo electrógeno auxiliar, formado por un motor diesel, marca Bazán M. A. N., tipo R6V 16/18 TL, de cuatro tiempos,

simple efecto, sobrealimentado, de funcionamiento completamente autónomo, de 432 CVe., a 1.500 revoluciones por minuto, y un alternador síncrono, tipo marino, de tensión constante, autoexcitado y autorregulado, marca Alconza, tipo SMS-4-90/42, de 315 KVA, a 1.500 r. p. m., corriente alterna trifásica 400 V. 50 Hz.

También lleva instalada una maquinilla de pesca Barreras-Bruselle, tipo KMC III/5, de 15 Tm. de tracción nominal a 120 m/minuto, y un servomotor Barreras-Bruselle, tipo HS-200 R, de 16 tonelámetros. Dispone de dos túneles continuos para la congelación de pescado blanco entero; cada túnel tiene una capacidad de congelación de 20Tm/día y, además, lleva instalados dos armarios de placas horizontales capaces de congelar cada uno aproximadamente 10 Tm. de filetes de pescado en veinticuatro horas.

La temperatura de conservación en los espacios de carga será de unos — 25° C.

También lleva instalado dos generadores de hielo en escamas, con una capacidad de 10 Tm/día cada uno.

La capacidad neta de los espacios de carga refrigerada a — 25° C es de unos 3.750 m³, correspondiendo 1.150 m³ a la bodega número 1, 1.250 m³ a la bodega número 2, 750 m³ al entrepuente de carga (incluido el espacio para víveres congelados), 600 m³ a la bodega número 3, acondicionada también para el almacenamiento de harinas de pescado.

ENTREGA DEL BUQUE "PUMARIN"

El pasado 17 de julio tuvieron lugar las pruebas oficiales y entrega del buque "Pumarin", construido por la Factoría Basse Sambre-Corcho, S. A., para la Naviera Andrés Ruiz de Velasco, S. A.

Las características principales de dicho buque son las siguientes:

Eslora total	73,30 m.
Eslora entre perpendiculares	66,00 m.
Manga	11,60 m.
Puntal	5,20 m.
Calado	4,60 m.
Peso muerto	1.900 t.
Registro bruto	1.060 TRB.

El buque está propulsado por un motor marca Deutz-Barreras, tipo R V B 6 M-358, de 1.250 cv., a 250 r. p. m.

PRUEBAS DEL BUQUE "CAMPEADOR"

El día 22 de julio de 1969 realizó las pruebas oficiales de mar el buque petrolero "Campeador", número 149 de las construcciones efectuadas en la Factoría de Matagorda, de la Sociedad Española de Construcción Naval, para la Compañía del Monopolio de Petróleos, S. A., de Madrid.

La velocidad media alcanzada en estas pruebas, en situación de plena carga, ha sido de 16,34 nudos.

El buque está proyectado para el transporte de petróleo a granel.

Sus características principales son:

Eslora total	207,80 m.
Eslora entre perpendiculares	192,00 m.
Manga de trazado	26,50 m.
Puntal de trazado	14,00 m.
Calado en carga	10,72 m.
Desplazamiento a plena carga.	44.100,00 t.
Peso muerto	35.470,00 t.
Arqueo bruto	20.452,57 t.
Potencia propulsora	13.800 BHP.
Velocidad en pruebas	16,34 nudos.
Capacidad total tanques de carga	38.922,36 m³.
Tripulación	41 hombres.

El buque está propulsado por un motor diesel Naval-Burmeister & Wain, tipo 684VT2BF180, de 13.800 BHP, a 114 r. p. m., construido en la Factoría de Sestao, de la S. E. de C. N., bajo la Inspección del Lloyd's Register of Shipping.

Dos calderas acuotubulares, con una producción máxima de vapor de 12.000 Kg/hora cada una, a 12 Kg/cm², satisfacen las necesidades de vayor del buque.

Para las operaciones de carga y descarga dispone de tres turbobombas de carga de 1.000 Tm/h. a 10 Kg/cm² y una turbobomba de lastre limpio de 1.000 Tm/h., a 1.750 r. p. m.

Se han instalado dos molinetes monoanclas para cadena de 73 mm. de diámetro, grado U-2, combinados con chigres de tensión constante de 8 Tm., accionados a vapor.

El servomotor es electrohidráulico, de cuatro cilindros, tipo N-125-4.2, accionado por dos grupos motobombas de 60 CV.

PROPUESTAS DE NORMAS

En el número de junio último se ha continuado la publicación de Normas para Construcción Naval. Estas Normas han sido redactadas por la Asociación de Investigación de la Construcción Naval y posteriormente revisadas y adoptadas como propuestas UNE por la C. T. T. 27 del Instituto Nacional de Racionalización del Trabajo.

Con su publicación quedan sometidas a información pública por un período de tres meses, durante cuyo plazo cuantas observaciones, enmiendas o mejoras se estimen oportunas pueden ser comunicadas a la citada Asociación de Investigación, sita en la Escuela de Ingenieros Navales, Ciudad Universitaria, Madrid-3, para que, trasladadas a la Comisión 27, puedan ser corregidas antes de ser propuestas definitivamente como Normas oficiales al citado Instituto.

Las propuestas entonces publicadas son las siguientes:

27132. Gualderas para motones de amantillo.
27177. Ganchos de ojal.
27178. Accesorios de penol para plumas de carga ligera.
27179. Cadenillas de seguridad.
27181. Pasadores cónicos de ojo.
27186. Ganchos de disparo rápido.
27187. Trincas para ganchos de disparo rápido.
27188. Eslabones cortos para ganchos de disparo rápido.
27189. Eslabones de cierre para ganchos de disparo rápido.
27190. Soportes de motón de amantillo (cargas ligeras).
27191. Cuerpos para soportes de motón de amantillo.
27192. Ejes para soportes de motón de amantillo.
27193. Cáncamos para soportes de motón de amantillo.
27194. Arandelas para soportes de motón de amantillo.
27195. Soportes de coz.
27196. Pinzotes para soportes de coz.
27197. Soportes de pinzotes.
27198. Anillos con ojo para soportes de coz.
27199. Piezas de distancia para soportes de coz.

La primera de las Normas citadas corresponde al grupo publicado en el número de abril del pasado año.

En este número se continúa la publicación de normas relacionadas con la jarcia y equipo de carga y descarga.

Las propuestas de norma que en él se incluyen son las siguientes:

27070. Mordazas para cables de acero (perrillos).
27077. Cables de acero para construcción naval. Generalidades.
27078. Cables de acero A+6 (1+6) para construcción naval.
27079. Cables de acero A+6 (1+6+12) para construcción naval.
27080. Cables de acero A+6 (a+9+15) para construcción naval.
27081. Cables de acero A+6 (1+6+12+18) para construcción naval.
27082. Cables de acero (1+6)+6 (+6) para construcción naval.
27083. Cables de acero (1+6+12)+6 (1+6+12) para construcción naval.
27084. Cuadernales fijos de dos roldanas.
27085. Cuadernales fijos de tres roldanas.
27086. Cuadernales fijos de cuatro roldanas.
27087. Cuadernales fijos de cinco roldanas.
27088. Cuadernales giratorios de dos roldanas.
27089. Cuadernales giratorios de tres roldanas.
27090. Cuadernales giratorios de cuatro roldanas.
27091. Cuadernales giratorios de cinco roldanas.
27092. Piezas de suspensión para cuadernales fijos.
27093. Piezas de suspensión para cuadernales giratorios.
27094. Ejes para cuadernales con lubricación por grasa consistente.
27095. Pernos para cuadernales.
27096. Gualderas para cuadernales de acero.

Septiembre 1.967

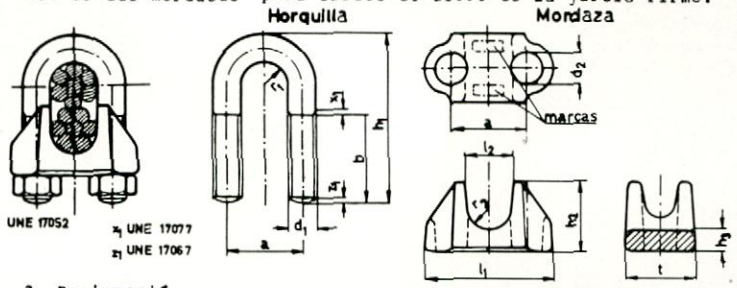
Mordazas para cables de acero (Perrillos)

Propuesta UNE 27 070

Medidas en mm.

1. Objeto

El objeto de esta norma es definir las características y dimensiones de las mordazas para cables de acero de la jarcia firme.



2. Designación

Designación de una mordaza para un cable de acero de 22mm. de diámetro.

Mordaza 22 UNE 27 070

3. Características

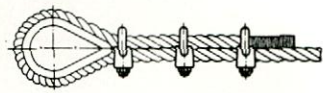
Diámetro nominal del cable	a	b	d_1	d_2	h_1	h_2	h_3	l_1	l_2	r_1	r_2	t	Longitud de la cabilla
8	16	19	M 6	7	34	15	5	30	10	5	4	14	71
9	19	22	M 8	9	40	17	6	36	11	5,5	4,5	20	82
10	20	22	M 8	9	42	19	7	37	12	6	5	20	87
11	21	22	M 8	9	44	20	7	38	13	6,5	5,5	20	92
12	24	30	M10	11	53	22	8	43	14	7	6	25	105
14	27	30	M10	11	57	25	8	46	16	8,5	7	25	119
16	30	33	M12	14	63	28	10	52	18	9	8	28	131
18	32	35	M12	14	72	30	10	54	20	10	9	28	150
20	34	42	M12	14	82	34	12	58	22	11	10	32	170
22	38	44	M14	16	85	35	12	64	24	12	11	35	178
24	40	45	M14	16	90	38	12	66	26	13	12	35	188
26	42	45	M14	16	95	38	13	68	28	14	13	38	200
28	44	48	M14	16	105	43	13	70	30	15	14	38	230
32	52	52	M16	18	115	48	14	84	36	18	16	42	245
36	56	58	M16	18	130	54	16	90	40	20	18	45	275
40	60	60	M16	18	140	58	16	95	44	22	20	48	298
44	68	66			152	64	18	113	48	24	22	52	315
48	72	70			162	68	18	117	52	26	24	56	336
52	76	74	M20	22	172	72	20	121	56	28	26	58	360
56	80	78			192	78	20	125	60	30	28	58	400
60	85	80			196	82	20	130	65	32,5	30	58	410

(Continúa)

4. Materiales

Horquilla; Acero F-211 UNE 36 021
Mordaza; Fundición maleable F-2A UNE 36 113
Tuercas; Acero F-211 UNE 36 021, galvanizadas

5. Ejemplo de aplicación



Diámetro del cable	Nº de perrillos mínimo
De 8 a 16	3
De 16 a 20	4
De 20 a 26	5
De 26 a 40	6
De 40 a 60	8

La primera mordaza se colocará pegado al guardacabos, si el guardacabos es de forma circular se colocará a una distancia de dos veces el diámetro de este.
La distribución de las mordazas será tal que entre ellas quede una distancia constante igual al menos al ancho de las mismas
La posición de las mordazas será, siempre, según se indica en el dibujo.

5. Marcas

En todas las mordazas, y en el lugar indicado para las marcas, debe figurar en relieve el diámetro nominal del cable y la marca del fabricante, si este desea ponerla.

6. Observaciones

Las mordazas objeto de esta norma, no se emplearán en la construcción civil ni en las gruas.
Se redondearán las aristas que puedan rozar con el cable.

Mayo 1.967

Cables de acero para construcción naval
Generalidades

Propuesta
UNE 27 077

1. Objeto

El objeto de esta norma es establecer los tipos de cables de acero para construcción naval, asi como sus características fisicas y mecánicas y las pruebas a que han de ser sometidos.

2. Definiciones

2.1 Alambre.-Es el hilo de acero que al torcerse con otros análogos, por capas, alrededor de uno o varios de ellos o bien de un núcleo textil, forma el cordón.

2.2 Cordón.-Es uno de los ramales de alambres que, al torcerse con otros análogos forma el cable.

2.3 Filástica.-Es cada uno de los ramales que constituyen el alma cuando ésta sea textil.

2.4 Alma.-Es el núcleo central, alrededor del cual se tuercen los cordones para formar el cable y, cuando existen almas secundarias, los núcleos alrededor de los cuales se tuercen los alambres para formar los cordones.

2.5 Diámetro nominal.- El diámetro nominal es el que aparece en las diferentes normas de cables, define el tamaño de estos y se emplea para su designación.

2.6 Diámetro real.-Es el obtenido midiendo sobre cada par de cordones opuestos, utilizando un calibre apropiado. Las medidas se toman en tres puntos distanciados entre si 1,5m como minimo y se toma como diámetro real el valor medio de estas medidas.

3. Designación

Para designar la composición de un cable hay que precisar el número de sus cordones, el número, naturaleza y disposición de los alambres de cada uno de aquellos, y el número de almas textiles.

Una "A" significa que el cable tiene alma textil, y una"a" que los cordones tienen alma textil.

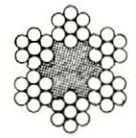
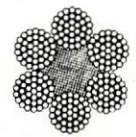
Por tanto para designar la composición de un cable se empezará por escribir una "A" seguida del signo+ si el cable tiene alma textil. A continuación,el número de cordones del cable, seguido de un paréntesis en el que separados por signos + se escribirán el número de alambres de las sucesivas capas del cordón en el sentido del centro a la periferia, si el cordón tiene alma textil el primer sumando del paréntesis será una "a".

Si el cable tiene alma de acero,en vez de una "A" se escribirá entre paréntesis la composición del cordón que constituye el alma, continuandose del mismo modo que si el cable tuviese alma textil.

Se podrá utilizar una designación abreviada, sustituyendo las sumas indicadas de los alambres de cada cordón por su número total. En el caso de que el cable tenga alma de acero,esta designación abreviada consistirá en el número total de cordones,incluida el alma, por el número de alambres de cada uno de ellos.
En el apartado siguiente se dan para cada caso ambas designaciones

(Continúa)

4. Sinópsis

Composición	Designación y norma	Empleo
	Design. completa: A+6(1+6) Design. abreviada: A+6×7 UNE 27 078	Jarcia firme:Obenques,tirantes, retenidas, vientos, ostas, etc.
	Design. completa: A+6(1+6+12) Design. abreviada: A+6×19 UNE 27 079	Jarcia firme:Obenques, retenidas, estays, etc. Jarcia de labor: Amantillo inmovil bajo carga, ostas, pesca de arrastre, remolques.
	Design. completa: A+6(a+9+15) Design. abreviada: A+6×(a+24) UNE 27 080	Jarcia de labor: Amante, amantillo, aparejo de osta, etc. Amarras y remolques.
	Design. completa: A+6(1+6+12+18) Design. abreviada: A+6×37 UNE 27 081	Jarcia de labor:Amante,amantillo, aparejo de osta,etc. Amarras y remolques, tirantes y vientosno instalados permanentemente.
	Design. completa: (1+6)+6(1+6) Design. abreviada: 7×7 UNE27 082	Jarcia firme:Obenques, tirantes, retenidas, estays, etc.
	Design. completa: (1+6+12)+6(1+6+12) Design. abreviada 7×19 UNE 27 083	Jarcia firme: Obenques, tirantes, retenidas, estays, etc.

(Continúa)

5. Alambres

Los alambres para la fabricación de los cables se obtendrán por el procedimiento de estirado, de acero procedente de hornos Martin Siemens, de solera ácida o básica, o de horno eléctrico. Tanto el contenido de azufre como el de fósforo , no será mayor de 0,04%.
Los alambres serán cilíndricos, de un acabado liso y uniforme, libres de rebabas , grietas, escamas y otros defectos.
En general los alambres deberán tener una tensión mínima de rotura a la tracción entre 140Kgf/mm^2 y 159Kgf/mm^2 excepto aquellos destinados a la manufactura de cables del tipo A+6 (1+6+12+18), en cuyo caso dicha tensión de rotura deberá estar comprendida entre 160Kgf/mm^2 y 179Kgf/mm^2, aunque en caso necesario puedan emplearse alambres cuya tensión mínima de rotura sea superior a las indicadas.
Los diámetros normales, tolerancias, secciones en mm^2 y pesos de los alambres empleados en la fabricación de cables de acero para usos navales, figuran en el cuadro siguiente:

Diámetro Medida Nominal	Diferencias admisibles para ejecución Galvanizado ligero	Galvanizado fuerte	Sección en mm^2	Peso 7,85Kg/dm^3 Kg/1000m
0,37	±0,015	±0,025	0,108	0,844
0,40			0,126	0,986
0,42	±0,02	±0,03	0,138	1,08
0,45			0,159	1,25
0,50			0,196	1,54
0,55			0,238	1,87
0,60			0,283	2,22
0,65			0,332	2,60
0,70			0,385	3,02
0,75			0,442	3,47
0,80	±0,025	±0,04	0,503	3,95
0,85			0,567	4,45
0,90			0,636	4,99
0,95			0,709	5,56
1,00			0,785	6,17
1,05			0,866	6,80
1,10			0,950	7,46
1,15			1,04	8,15
1,20			1,13	8,88
1,25	±0,03	±0,06	1,23	9,63
1,30			1,33	10,4
1,35			1,43	11,2
1,40			1,54	12,1
1,45			1,65	13,0
1,50			1,77	13,9
1,55			1,89	14,8
1,60			2,01	15,8

Diámetro Medida Nominal	Diferencias admisibles para ejecución Galvanizado ligero	Galvanizado fuerte	Sección en mm^2	Peso 7,85Kg/dm^3 Kg/1000m
1,70	±0,03	±0,06	2,27	17,8
1,80			2,54	20,0
1,90			2,84	22,3
2,00			3,14	24,7
2,10			3,46	27,2
2,20			3,80	29,8
2,30			4,15	32,6
2,40	±0,04	±0,1	4,52	35,5
2,50			4,91	38,5
2,60			5,31	41,7
2,70			5,73	44,9
2,80			6,16	48,3
2,90			6,61	51,9
3,00			7,07	55,5
3,10	±0,05	±0,1	7,55	59,2
3,20			8,04	63,1
3,40			9,08	71,3
3,60			10,2	79,9
3,80			11,3	89,0
3,90			11,9	93,4
4,00			12,6	98,6
4,20			13,9	109
4,40			15,2	119
4,60			16,6	130
4,80			18,1	142
5,00			19,6	154

(Continúa)

6. Fabricación del cordón y del cable

El arrollamiento helicoidal de los alambres para formar el cordón, y de éstos para fabricar el cable, será igual, firme y uniforme, en lo que se refiere al tamaño y solidez, y libre de defectos, cocas, alambres sueltos, cordones flojos etc. Los extremos estarán eficazmente asegurados.
La torsión de los cordones para formar el cable será "derecha" (Z), mientras que el arrollamiento o torsión de los alambres en cada cordón será en sentido contrario, "torsión ordinaria", a no ser que se indique expresamente lo contrario.

Fig 1
Torsión ordinaria a derecha

Fig 2
Torsión ordinaria a izquierda

Todos los cordones que forman el cable, deberán tener el mismo número de alambres y de igual grueso, sin que al exterior se note ningún filamento del alma central o de la de los cordones, si es el caso.

7. Empalme de los alambres

En la manufactura de cables de acero se evitará en lo posible el empalme de alambres.
Cuando dichos empalmes sean necesarios debido a la longitud del cable se procurará que no los haya en su exterior, y que no haya más de un empalme en una longitud de 10m. Se empleará soldadura de latón o soldadura fuerte.

8. Galvanizado

El alambre para cables se suministrará galvanizado, pudiendo realizarse *ésta operación mediante el proceso de baño en caliente* o por el procedimiento electrolítico.
El alambre galvanizado tendrá una capa de cinc contínua y uniforme, cuyo peso no será menor que el dado en la tabla siguiente.

Diámetro del alambre galvanizado, en mm.	Peso de la capa de cinc gr/m^2 Galvanizado fuerte	Galvanizado ligero
De 0,4 a menor de 0,5	75	40
" 0,5 " " " 0,6	90	50
" 0,6 " " " 0,8	110	60
" 0,8 " " " 1	130	70
" 1 " " " 1,2	150	80
" 1,2 " " " 1,5	165	90
" 1,5 " " " 1,9	180	100
" 1,9 " " " 2,5	205	110
" 2,5 " " " 3,2	230	125
" 3,2 " " " 4	250	135

(Continúa)

9. Alma

Los cables para jarcia de labor tendrán un alma central textil exceptuando las ostas y otros cables que no tengan que pasar por una polea, o ligarse a una cornamusa o accesorio analogo, que podrán tener alma textil o de acero.
El diámetro y consistencia del alma serán tales que proporcione un soporte adecuado a los cordones del cable.
El alma estará completamente saturada de un lubricante adecuado.
La sustancia lubricante utilizada será quimicamente neutra, no teniendo acidez ni alcalinidad apreciable y no deberá dañar a los alambres ni al alma del cable.
Los cables para jarcia firme podrán tener alma de acero ó textil, prefiriendose en general que sea de acero.

10 Especificación de ensayos

10.1 Ensayo de rotura por tracción para cables

Se someterá a este ensayo una muestra del cable para determinar su carga real de rotura.
Antes de cortar el trozo de cable que servirá de muestra para el ensayo, se sujetará fuertemente por los extremos, para evitar que al cortar deslicen los alambres en su interior.
La longitud de la muestra no debe ser inferior a 36 veces el diámetro del cable, y en ningún caso será menor de 150mm.
Una vez cortada la muestra, se destrenzan los extremos y se les hace una terminación cónica con metal fundido para poder sujetarlos con las mordazas de la máquina.
Las 4/5 partes de la carga nominal de rotura, se aplican de un modo rápido.incrementando luego lenta y progresivamente la carga aplicada hasta que se rompa la muestra.
Cuando el cable se rompa en las proximidades de alguna de las mordazas,la prueba puede, a opción del fabricante, no ser tenida en cuenta.
La carga de rotura no debe ser menor que la especificada en la norma correspondiente al cable que se está ensayando.

10.2 Ensayo de rotura por tracción para alambres

Si no existe posibilidad de realizar el ensayo indicado en el apartado 10.1, la carga real de rotura del cable se podrá determinar siguiendo las instrucciones siguientes.
Se cortará un trozo del cable ya terminado y se destrenzará enderezando a continuación los alambres.teniendo cuidado de no dañarlos.
En las máquinas accionadas a mano, los 9/10 de la carga de rotura se aplican de un modo rápido. El último 10% de la carga ocupará 5 segundos de tiempo en su aplicación. El tiempo total transcurrido desde que el alambre se somete a carga hasta su rotura debe ser de unos 10 segundos.
En las máquinas accionadas mecánicamente, la carga se aplica progresivamente. La velocidad de separación de las mordazas no debe ser mayor de 10cm por minuto.
La carga de rotura del cable será la suma de las cargas de rotura de sus alambres individuales, menos un porcentaje de deducción por colchado, que no debe ser menor que el indicado a continuación.

Composición del cable	Porcentaje de deducción
A+6(1+6)	10
A+6(1+6+12)	13
A+6(a+9+15)	13
A+6(1+6+12+18)	17,5
(1+6)+6(1+6)	15
(1+6+12)+6(1+6+12)	18

(Continúa)

10.3 Ensayo de rotura por torsión para alambres

Se cortará un trozo de cable ya terminado y se destrenzará, enderezándose a continuación los alambres, teniendo cuidado de no dañarlos.Se someterán a este ensayo el 5% de los alambres del cable, siendo el mínimo a ensayar seis; tomándose igual cantidad de alambres de entre los restantes para someterlos al ensayo de adherencia de la capa de cinc.
La longitud de la muestra será la necesaria para permitir una distancia entre mordazas de la máquina de 100 veces el diámetro del alambre. Los extremos de la muestra se sujetan en las dos mordazas de la máquina,en el mismo eje. Una de ellas queda libre para moverse longitudinalmente durante la prueba.
La muestra se tuerce por el giro de una o de las dos mordazas hasta la rotura,debiendo disponerse de un medio para contar el número de torsiones.
La velocidad del ensayo para una longitud de 100 veces el diámetro no excederá de los siguientes valores:

Diámetro del alambre galvanizado, en mm	Velocidad maxima vueltas por minuto
Menor de 1,5	90
De 1,5 a menor de 3	60
De 3 a menor de 5	30

Para que el alambre esté tirante debe aplicarse una carga de tracción que no exceda del 2% de la carga de rotura.
El alambre resistirá, en una longitud igual a 100 veces el diámetro, el número de torsiones que se indican a continuación:

Diámetro del alambre galvanizado, en mm.	Número de torsiones	
	Galvanizado fuerte	Galvanizado ligero
Menor de 1,3	13	24
De 1,3 a menor de 2,3	13	23
De 2,3 a menor de 3	12	20
De 3 a menor de 4	10	18

10.4 Ensayo de la adherencia de la capa de cinc

Este ensayo se realizará, sobre el 5% de los alambres del cable, como mínimo seis, que se habrán apartado para este fin según se dice en 10.3.
La adherencia de la capa de cinc, se probará enrollando la muestra de alambre alrededor de una horma cilíndrica, dando diez vueltas completas. La relación entre el diámetro de la horma y el del alambre debe ser la siguiente:

Diámetro del alambre galvanizado, en mm.	Galvanizado fuerte	Galvanizado ligero
Menor de 1,5	4	2
De 1,5 en adelante	6	3

(Continúa)

Despues de enrollado sobre la horma apropiada, el revestimiento de cinc no debe haberse fisurado ni desconchado de tal manera, que pueda desprenderse algún trozo de cinc al frotar con los dedos desnudos, sin usar las unas.

10.5 Ensayo para comprobar el peso de la capa de cinc

Este ensayo consiste en disolver, en una solución de ácido clorhídrico, el revestimiento de cinc de una muestra de alambre de dimensiones determinadas. La masa de cinc asi disuelta se determina por diferencia de masa de la muestra antes y después de la disolución del revestimiento o por medida del volumen de hidrógeno separado de la disolución una vez disuelta la capa de cinc. Dividiendo la masa de cinc por la superficie de la muestra de alambre después de la disolución del revestimiento se obtiene la masa de cinc depositada por unidad de superficie.
Se harán diez ensayos por cable y la longitud de la muestra a emplear es la siguiente:

Diámetro del alambre galvanizado en mm.	Longitud de la muestra en mm.
Menor de 1	300
De 1 a 1,49	150
De 1,5 a 3	100
Mayor de 3	50

Se añadirá en la solución de ácido clorhídrico un inhibidor apropiado, por ejemplo, hexametilenotetramina, tricloruro de antimonio o trióxido de antimonio.
En el caso de realizar este ensayo por medida del volumen de hidrógeno separado, se hará a la temperatura de 20±2°C, estando la presión atmosférica comprendida entre 740 y 780 mm. En este caso la masa de cinc depositada Z, vendrá expresada por la fórmula.

$$Z = \frac{2720\ X}{\pi d l}\ gr/m^2$$

Donde d es el diámetro del alambre después del ensayo, en mm, l la longitud de la muestra de alambre en mm, y X el volumen medio de hidrógeno en centimetros cúbicos, desprendido en cada uno de los diez ensayos.
Cuando la presión atmosférica P este fuera de los limites indicados, se multiplicará la fórmula anterior por el factor P/760.
El peso del revestimiento Z, no será menor que el valor dado en el cuadro del apartado 8.

10.6 Ensayo para comprobar la continuidad y uniformidad de la capa de cinc

Este ensayo consiste en someter una muestra de alambre a una o varias inmersiones sucesivas, de duración determinada, en una solución saturada de sulfato de cobre que disuelve progresivamente el revestimiento de cinc y revela los defectos eventuales de este revestimiento.
La muestra, cuya longitud será de 250mm, se limpiará con benceno o tricloroetileno para quitarle la grasa, a continuación se lavará con agua destilada y finalmente se secará.
El reactivo empleado es una solución de sulfato de cobre, preparada a partir de sulfato de cobre cristalizado(SO_4 $Cu.5H_2O$), a razón de 360 gr. de sal como mínimo por litro de agua destilada, a la temperatura de 20±2°C. Se neutralizará la solución mediante un exceso de óxido de cobre químicamente puro a razón de un gramo

(Continúa)

por litro de disolución y se dejará reposar la solución durante 24 horas.
A continuación se indica el número de inmersiones de un minuto de duración a que hay que someter cada muestra de alambre.

Diámetro del alambre galvanizado, en mm.	Número de inmersiones de un minuto de duración	
	Galvanizado fuerte	Galvanizado ligero
De 0,4 a menor de 0,5	1/2	-
" 0,5 " " " 0,6	1/2	-
" 0,6 " " " 0,8	1	1/2
" 0,8 " " " 1	1	1/2
" 1 " " " 1,2	1 1/2	1
" 1,2 " " " 1,5	1 1/2	1
" 1,5 " " " 1,9	2	1
" 1,9 " " " 2,5	2	1 1/2
" 2,5 " " " 3,2	2 1/2	1 1/2
" 3,2 " " " 4	3	2

Después de cada inmersión se eliminará el cobre depositado pero no adherente, sumergiendo la muestra en una corriente de agua y frotando con algodón hidrófilo.
Con objeto de ahorrar tiempo, se pueden hacer seis ensayos simultáneos, siempre que las muestras no se toquen.
La solución utilizada se renovará cuando la concentración llegue a ser de 5 gr de cinc por litro de reactivo.
Después de realizar las inmersiones indicadas, se lava y se seca la muestra, la cual no debe presentar ningún depósito brillante y adherente de cobre de color rojo salmón, indicando que el acero ha quedado al descubierto en ese lugar. No se tendrá en cuenta ningún depósito de cobre metálico situado a menos de 25mm de la extremidad sumergida.

11. Tolerancias

11.1 Diámetro

Las diferencias entre el diámetro real del cable antes de tensarlo, medido según 2.6 y su diámetro nominal estarán comprendidas entre -3% y +7% de dicho diámetro nominal

11.2 Longitud

La longitud de un cable con uno o ambos extremos libres, no será menor que la indicada en el pedido ni superior a ella en más del 2,5%
La longitud de un cable con accesorios acoplados en ambos extremos deberá estar de acuerdo con lo especificado en el pedido.

11.3 Peso

Se permitirá una diferencia por exceso, respecto del peso especificado en la norma correspondiente, del 5% en cables de diámetro mayor o igual a 20mm y del 7,5% en cables de diámetro menor de 20mm.

12 Marcado

Los rollos o carretes de cable llevarán, una chapa metálica, donde se especifique la fecha de elaboración, la clase de material, el diámetro, el peso, la carga de rotura, la longitud del cable, la composición del cable y el tipo de galvanizado. A bordo se inscribirán en placas fijadas en lugar próximo a los cables la carga de trabajo, asi como el diámetro y composición de los mismos.

Mayo 1967

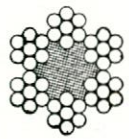
Cables de acero A+6(1+6)
para construcción naval

Propuesta
UNE
27 078

Medidas en mm.

1. Objeto

El objeto de esta norma es definir las características de los cables de acero, de composición A+6(1+6) y designación abreviada A+6×7, que se emplean en construcción naval para obenques, tirantes, retenidas, vientos, ostas, etc.



2. Designación

La designación de un cable podrá realizarse de una forma completa o abreviada. Así, la designación de un cable de acero de 22mm. de diámetro y composición A+6(1+6) podrá ser:

Designación completa: Cable 22 A+6(1+6) UNE 27 078
Designación abreviada: Cable 22 A+6×7 UNE 27 078

3. Características

Diámetro nominal del cable d	Diámetro del alambre δ	Sección metálica del cable en mm^2	Carga de rotura en Kgf.	Peso aprox. en Kg/m
8	0,85	23,82	3150	0,22
9	0,95	29,75	3950	0,28
10	1,05	36,34	4800	0,34
11	1,15	43,58	5800	0,41
12	1,30	55,71	7400	0,52
14	1,50	74,18	9800	0,69
16	1,70	95,28	12600	0,89
18	1,90	119,02	15700	1,11
20	2,20	159,57	20200	1,42
22	2,40	189,80	24100	1,69
24	2,60	222,87	28400	1,99
26	2,80	258,48	33000	2,32
28	3,00	296,73	39300	2,76
32	3,40	381,13	50400	3,64
36	3,80	501,47	64700	4,64
40	4,40	638,29	78900	5,64

4. Materiales

Alambre de acero galvanizado, cuya tensión mínima de rotura estará comprendida entre 140 Kgf/mm^2 y 159 Kgf/mm^2.

(Continúa)

5. Observaciones

Los cables objeto de esta norma pueden suministrarse con galvanizado fuerte o ligero, debiendo indicarse en el pedido cúal de ellos se desea.
La torsión del cable será ordinaria y a derecha, a no ser que en el pedido se indique otra cosa.
La carga de trabajo de estos cables será siempre menor o igual que 1/5 de su carga de rotura.

6. Correspondencia con otras normas

Tolerancias y pruebas, tanto para los alambres como para el cable terminado, según UNE 27 077
Esta norma concuerda con el tipo I de la Recomendación ISO/R346.

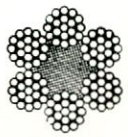
Cables de acero A+6(1+6+12) para construcción naval

Propuesta UNE 27 079

Medidas en mm.

1. Objeto

El objeto de esta norma es definir las características de los cables de acero de composición A+6(1+6+12) y designación abreviada A+6×19, que se emplean para amantillo inmovil bajo carga, ostas, pesca de arrastre, amarras, remolques y obenques, retenidas, estays, etc.



2. Designación

La designación de un cable podrá realizarse de una forma completa o abreviada. Así, la designación de un cable de acero de 14mm. de diámetro y composición A+6(1+6+12) podrá ser:

Designación completa: Cable 14 A+6(1+6+12) UNE 27 079
Designación abreviada: Cable 14 A+6×19 UNE 27 079

3. Características

Diámetro nominal del cable d	Diámetro del alambre δ	Sección metálica del cable en mm²	Carga de rotura en Kgf.	Peso aprox. en Kg/m
8	0,50	22,37	2850	0,20
9	0,60	32,21	4100	0,29
10	0,65	37,80	4800	0,35
11	0,70	43,85	5500	0,40
12	0,80	57,27	7250	0,52
14	0,90	72,48	9200	0,66
16	1,05	98,66	12500	0,90
18	1,15	118,35	15000	1,08
20	1,30	151,23	19200	1,38
22	1,40	175,40	22300	1,60
24	1,55	214,99	27300	1,96
26	1,70	258,62	32800	2,36
28	1,80	289,94	36800	2,65
32	2,10	394,65	47800	3,44
36	2,30	473,40	60000	4,32
40	2,60	604,95	76800	5,52
44	2,90	752,61	92300	6,64
48	3,10	859,89	110600	7,95
52	3,40	1034,60	127600	9,18
56	3,60	1159,79	147500	10,61

(Continúa)

4. Materiales

Alambre de acero galvanizado cuya tensión mínima de rotura estará comprendida entre 140 Kgf/mm² y 150 Kgf/mm².

5. Observaciones

Los cables objeto de esta norma pueden suministrarse con galvanizado ligero o fuerte, debiendo indicarse en el pedido cúal de ellos se desea.
La torsión del cable será ordinaria y a derecha, a no ser que en el pedido se indique otra cosa.
La carga de trabajo de estos cables será siempre menor o igual que 1/5 de su carga de rotura.

6. Correspondencia con otras normas

Tolerancias y pruebas, tanto para los alambres como para el cable terminado, según UNE 27 077
Esta norma concuerda con el tipo III de la Recomendación ISO/R346

Mayo 1967

Cables de acero A+6(a+9+15)
para construcción naval

Propuesta
UNE 27 080

Medidas en mm.

1. Objeto

El objeto de esta norma es definir las características de los cables de acero, de composición A+6(a+9+15) y designación abreviada A+6×(a+24), que se emplean para amantes, amantillos, aparejos de osta, amarras y remolques, etc.

2. Designación

La designación de un cable podrá realizarse de una forma completa o abreviada. Así, la designación de un cable de acero de 14mm. de diámetro y composición A+6(a+9+15) podrá ser:

Designación completa: Cable 14 A+6(a+9+15) UNE 27 080
Designación abreviada: Cable 14 A+6×(a+24) UNE 27 080

3. Características

Diámetro nominal del cable d	Diámetro del cable δ	Sección metálica del cable en mm²	Carga de rotura en Kgf.	Peso aprox. en Kg/m
8	0,45	22,89	2900	0,22
9	0,50	28,26	3550	0,27
10	0,55	34,19	4300	0,32
11	0,60	40,69	5100	0,38
12	0,65	47,75	6000	0,45
14	0,75	63,58	8000	0,60
16	0,90	91,56	11500	0,86
18	1,00	113,04	14300	1,06
20	1,10	136,77	17300	1,29
22	1,20	162,77	20500	1,53
24	1,30	191,03	24100	1,80
26	1,45	237,66	30000	2,24
28	1,55	271,57	34300	2,56
32	1,80	366,24	43700	3,26
36	2,00	452,16	57000	4,26
40	2,20	547,11	69000	5,15
44	2,40	651,11	82200	6,13
48	2,70	824,06	100200	7,47
52	2,90	950,66	115900	8,64
56	3,10	1086,31	132700	9,90

(Continúa)

4. Materiales

Alambre de acero galvanizado, cuya tensión mínima de rotura estará comprendida entre 140 Kgf/mm² y 159 Kgf/mm²

5. Observaciones

Los cables objeto de esta norma pueden suministrarse con galvanizado fuerte o ligero, debiendo indicarse en el pedido cúal de ellos se desea.
La torsión del cable será ordinaria y a derecha a no ser que en el pedido se indique otra cosa.
La carga de trabajo de estos cables será siempre menor o igual que 1/5 de su carga de rotura.

6. Correspondencia con otras normas

Tolerancias y pruebas, tanto para los alambres como para el cable terminado, segun UNE 27 077.
Esta norma concuerda con el tipo IV de la Recomendación ISO/R346

Mayo 1.967

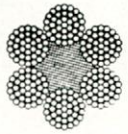
Cables de acero A+6(1+6+12+18)
para construcción naval

Propuesta
UNE
27 081

Medidas en mm.

1.Objeto

El objeto de esta norma es definir las características de los cables de acero, de composición A+6(1+6+12+18) y designación abreviada A+6×37, que se emplean para amarras, remolques, tirantes, vientos no instalados permanentemente, amantes, amantillos aparejos de osta etc.



2. Designación

La designación de un cable podrá realizarse de una forma completa o abreviada. Así, la designación de un cable de acero de 20mm. de diámetro y composición A+6(1+6+12+18) podrá ser:

Designación completa: Cable 20 A+6(1+6+12+18) UNE 27 081
Designación abreviada: Cable 20 A+6×37 UNE 27 081

Diámetro nominal del cable d	Diámetro del alambre ó	Sección metálica del cable en mm^2	Carga de rotura en Kgf	Peso aprox. en Kg/m
8	0,37	23,85	3250	0,23
9	0,42	30,74	4200	0,30
10	0,45	35,28	4800	0,34
11	0,50	43,56	5950	0,42
12	0,55	52,71	7200	0,51
14	0,65	73,62	10000	0,71
16	0,75	98,02	13400	0,95
18	0,85	125,91	17200	1,22
20	0,95	157,27	21450	1,52
22	1,05	192,13	26200	1,86
24	1,10	210,86	28800	2,04
26	1,20	250,94	34300	2,43
28	1,30	294,51	40200	2,85
32	1,50	392,10	53500	3,79
36	1,70	503,64	68800	4,87
40	1,90	629,11	81400	5,77
44	2,10	768,53	100100	7,09
48	2,30	921,88	120700	8,55
52	2,40	1003,79	137100	9,71
56	2,60	1178,06	160900	11,39

(Continúa)

4. Materiales

Alambre de acero galvanizado cuya tensión mínima de rotura estará comprendida entre 160 Kgf/mm^2 y 179 Kgf/mm^2.

5. Observaciones

Los cables objeto de esta norma pueden suministrarse con galvanizado fuerte o ligero, debiendo indicarse en pedido cual de ellos se desea.
La torsión del cable será ordinaria y a derecha, a no ser que en el pedido se indique otra cosa.
La carga de trabajo de estos cables será siempre menor o igual que 1/5 de su carga de rotura.

6. Correspondencia con otras normas

Tolerancias y pruebas, tanto para los alambres como para el cable, terminado segun UNE 27 077
Esta norma concuerda con el tipo V de la Recomendación ISO/R346

Mayo 1.967

Cables de acero (1+6)+6(1+6)
para construcción naval

Propuesta
UNE 27 082

Medidas en mm.

1. Objeto

El objeto de esta norma es definir las características de los cables de acero, de composición (1+6)+6(1+6) y designación abreviada 7×7, que se emplean para obenques, tirantes, retenidas, estays, ect

2. Designación

La designación de un cable podrá realizarse de una forma completa o abreviada. Así, la designación de un cable de acero de 12mm. de diámetro y composición (1+6)+6(1+6), podrá ser:

Designación completa: Cable 12 (1+6)+6(1+6) UNE 27 082
Designación abreviada: Cable 12 7×7 UNE 27 082

3. Características

Diámetro nominal del cable d	Diámetro del alambre δ	Sección metálica del cable en mm²	Carga de rotura en Kgf.	Peso aprox. en Kg/m
10	1,05	42,40	5300	0,38
11	1,15	50,86	6400	0,45
12	1,30	64,99	8200	0,58
14	1,50	86,53	10900	0,77
16	1,70	111,14	14000	0,99
18	1,90	138,84	17500	1,23
20	2,20	186,14	22400	1,58
22	2,40	221,52	26800	1,89
24	2,60	259,98	31500	2,23
26	2,80	301,52	36700	2,59
28	3,00	346,14	43600	3,08
32	3,40	444,59	56000	3,95
36	3,90	584,97	71800	5,07

4. Materiales

Alambre de acero galvanizado, cuya tensión mínima de rotura estará comprendida entre 140 Kgf/mm² y 159 Kgf/mm².

5. Observaciones

Los cables objeto de esta norma pueden suministrarse con galvanizado fuerte o ligero, debiendo indicarse en el pedido cuál de ellos se desea.

La torsión del cable será ordinaria y a derecha, a no ser que en el pedido se indique otra cosa.

La carga de trabajo de estos cables será siempre menor o igual que 1/5 de su carga de rotura.

6. Correspondencia con otras normas

Tolerancias y pruebas, tanto para los alambres como para el cable terminado, segun UNE 27 077

Esta norma concuerda con el tipo VIII de la Recomendación ISO/R346

Mayo 1.967

Cables de acero (1+6+12)+6(1+6+12)
para construcción naval

Propuesta
UNE 27 083

Medidas en mm.

1. Objeto

El objeto de esta norma es definir las características de los cables de acero, de composición (1+6+12)+6(1+6+12) y composición abreviada 7×19, que se emplean para obenques, tirantes, retenidos, estaya etc.

2. Designación

La designación de un cable podrá realizarse de una forma completa o abreviada. Así, la designación de un cable de 22mm. de diámetro y composición (1+6+12) +6(1+6+12) podrá ser:

Designación completa: Cable 22(1+6+12)+6(1+6+12) UNE 27 083
Designación abreviada: Cable 22 7×19 UNE 27 083

3. Características

Diámetro nominal del cable d	Diámetro del alambre δ	Sección metálica del cable en mm²	Carga de rotura en Kgf.	Peso aprox. en Kg/m
14	0,90	84,56	10350	0,74
16	1,05	115,10	14100	1,01
18	1,15	138,06	16900	1,21
20	1,30	176,43	21600	1,55
22	1,40	204,62	25000	1,80
24	1,55	250,82	29500	2,12
26	1,70	301,71	36900	2,65
28	1,80	338,25	41400	2,97
32	2,10	460,40	53700	3,86
36	2,30	552,27	67600	4,85
40	2,60	705,74	86400	6,20
44	2,90	878,00	103800	7,45
48	3,10	1003,28	122700	8,80
52	3,40	1206,86	143500	10,30
56	3,60	1353,02	165700	11,89
60	3,90	1587,92	189400	13,59

4. Materiales

Alambre de acero galvanizado, cuya tensión mínima de rotura estará comprendida entre 140 Kgf/mm² y 159 Kgf/mm².

(Continúa)

5. Observaciones

Los cables objeto de esta norma pueden suministrarse con galvanizado fuerte o ligero, debiendo indicarse en el pedido cúal de ellos se desea.
La torsión del cable será ordinaria y a derecha, a no ser que en el pedido se indique otra cosa.
La carga de trabajo de estos cables será siempre menor o igual que 1/5 de su carga de rotura.

6. Correspondencia con otras normas

Tolerancias y pruebas, tanto para los alambres como para el cable terminado, *segun UNE 27 077*
Esta norma concuerda con el tipo IX de la Recomendación ISO/R346

Junio 1967

Cuadernales fijos de 2 roldanas

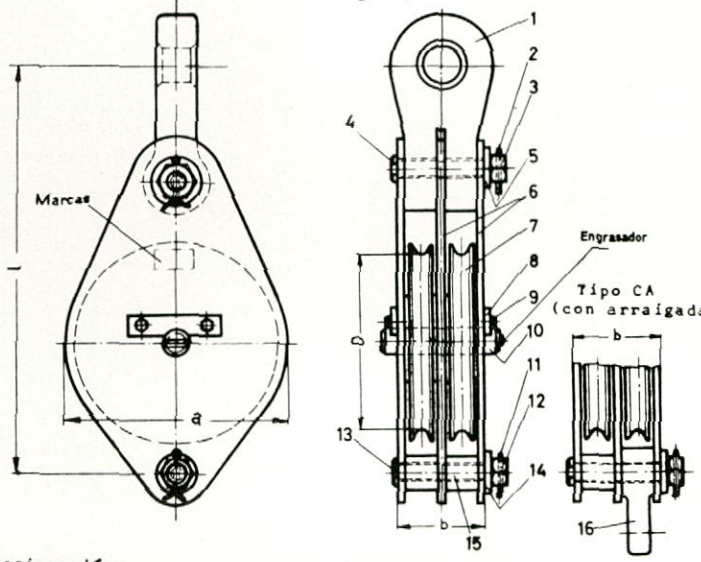
Propuesta UNE 27 084

Medidas en mm.

1. Objeto

Objeto de esta norma es definir las dimensiones y características de los cuadernales fijos de dos roldanas.

Tipo SA (sin arraigada)



2. Designación

Designación de un cuadernal fijo de dos roldanas con arraigada y una tracción en el cable de 3200 Kgf.

Cuadernal fijo de dos roldanas CA 32 UNE 27 084

3. Características

Tracción en el cable en Kgf.	Carga máx. de trabajo en Kgf.		a	b	D	l ≈	Peso aprox. Kg.
	Tipo CA	Tipo SA					
1.000	4.000	3.300	210	73	170	422	
2.000	8.000	6.600	280	92	224	547	
3.200	12.500	10.600	340	113	280	665	
5.000	20.000	16.500	460	142	375	865	
8.000	32.000	26.500	550	176	450	1050	

(Continúa)

4. Materiales

Todos los elementos del cuadernal serán de acero, indicándose la clase en la norma correspondiente a cada elemento.

5. Lista de piezas

Marca	Nº de piezas Tipos CA	SA	Designación: Denominación	Designación: Despiece	Tracción en el cable en Kgf.
1	1	1	Pieza de suspensión	2× 4 2× 8 2×12,5 UNE27 092 2×20 2×32	1000 2000 3200 5000 8000
2	1	1	Pasador abierto	6,3×56 8 ×71 8 ×80 UNE 17 059 10 ×100 13 ×112	1000 2000 3200 5000 8000
3	1	1	Tuerca exagonal	M20 M27 M33 UNE 934 M42 M56	1000 2000 3200 5000 8000
4	1	1	Perno	22× 97 32×124 40×149 UNE 27 095 50×187 65×235	1000 2000 3200 5000 8000
5	1	1	Arandela negra	23 33 42 DIN 1441 52 68	1000 2000 3200 5000 8000
6	3	3	Gualdera	1 a 8 AICN 27 096	1000 a 8000
7	2	2	Roldana	1 a 8 UNE 27 117	1000 a 8000
8	1	1	Pieza de fijación	20×50	1000
	2	2		25×60 25×75 UNE 27 168 30×90 30×100	2000 3200 5000 8000
9	4	4	Tornillo de cabeza exagonal	M10×8 M10×10 M10×10 DIN 933 M12×12 M12×15	1000 2000 3200 5000 8000

(Continúa)

Marca	Nº de piezas Tipos CA	SA	Designación: Denominación	Designación: Despiece	Tracción en el cable en Kgf.
10	1	1	Eje	22×87 32×124 40×145 UNE 27 094 50×184 65×218	1000 2000 3200 5000 8000
11	1	1	Pasador abierto	5×50 6,3×56 6,3×63 UNE 17 059 8×80 10×90	1000 2000 3200 5000 8000
12	1	1	Tuerca exagonal	M14 M20 M24 DIN 934 M30 M39	1000 2000 3200 5000 8000
13	1	1	Perno	16×91 22×117 28×141 UNE 27 095 36×178 45×219	1000 2000 3200 5000 8000
14	1	1	Arandela negra	17 23 29 DIN 1441 37 47	1000 2000 3200 5000 8000
15	1	2	Tubo de distancia	26,9×2,6×29 33,7×3,2×36 42,4×3,2×44 UNE 27 650 48,3×3,2×56 60,3×3,6×70	1000 2000 3200 5000 8000
16	1	-	Arraigada	1 a 8 UNE 27 139	1000 a 8000

6. Observaciones

Los cuadernales, objeto de esta norma se suministrarán con lubricación por grasa consistente si en el pedido no se indica otra cosa.

Junio 1.967

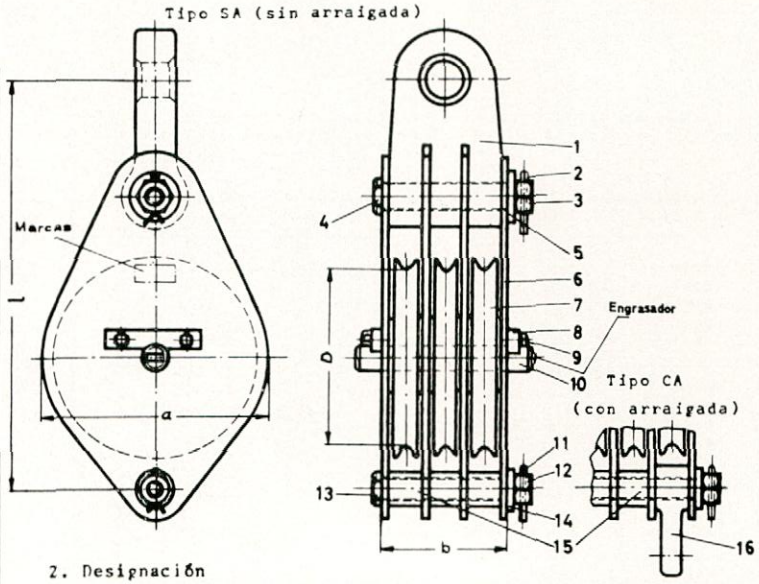
Cuadernales fijos de 3 roldanas

Propuesta
UNE
27 085

Medidas en mm.

1. Objeto

Objeto de esta norma es definir las dimensiones y características de los cuadernales fijos de tres roldanas.



2. Designación

Designación de un cuadernal fijo de tres roldanas sin arraigada y una tracción en el cable de 5.000 Kgf.

Cuadernal fijo de tres roldanas SA 5 UNE 27 085

3. Características

Tracción en el cable en Kgf.	Carga máx. de trabajo en Kgf.		a	b	D	l ≈	Peso aprox. en Kg.
	Tipo CA	Tipo SA					
1.000	5.000	4.600	210	107	170	432	
2.000	10.000	9.200	280	134	224	555	
3.200	16.000	14.800	340	164	280	685	
5.000	25.000	23.000	460	208	375	880	
8.000	40.000	37.000	550	258	450	1055	

(Continúa)

4. Materiales

Todos los elementos del cuadernal serán de acero, indicándose la clase en la norma correspondiente a cada elemento.

5. Lista de piezas

Marca	Nº de piezas Tipos CA	Nº de piezas Tipos SA	Designación: Denominación	Designación: Despiece		Tracción en el cable en Kgf.
1	1	1	Pieza de suspensión	3×5 3×10 3×16 3×25 3×40	UNE 27 092	1000 2000 3200 5000 8000
2	1	1	Pasador abierto	6,3×56 8 ×71 8 ×80 10 ×100 13 ×112	UNE 17 059	1000 2000 3200 5000 8000
3	1	1	Tuerca exagonal	M20 M27 M33 M42 M56	DIN 934	1000 2000 3200 5000 8000
4	1	1	Perno	22×131 32×166 40×200 50×253 65×317	UNE 27 095	1000 2000 3200 5000 8000
5	1	1	Arandela negra	23 33 42 52 68	DIN 1441	1000 2000 3200 5000 8000
6	4	4	Gualdera	1 a 8	UNE 27 096	1000 a 8000
7	3	3	Roldana	1 a 8	UNE 27 117	1000 a 8000
8	1	1	Pieza de fijación	20×50		1000
	2	2		25×60 25×75 30×90 30×100	UNE 27 168	2000 3200 5000 8000
9	4	4	Tornillo de cabeza exagonal	M10×8 M10×10 M10×10 M12×12 M12×15	DIN 933	1000 2000 3200 5000 8000

(Continúa)

Marca	Nº de piezas Tipos CA	SA	Designación: Denominación	Designación: Despiece	Tracción en el cable en Kgf.
10	1	1	Eje	22×121 32×166 40×196 UNE 27 094 50×250 65×300	1000 2000 3200 5000 8000
11	1	1	Pasador abierto	5×50 6,3×56 6,3×63 UNE 17 059 8×80 10×90	1000 2000 3200 5000 8000
12	1	1	Tuerca exagonal	M14 M20 M24 DIN 934 M30 M39	1000 2000 3200 5000 8000
13	1	1	Perno	16×125 22×159 28×192 UNE 27 095 36×244 45×301	1000 2000 3200 5000 8000
14	1	1	Arandela negra	17 23 29 DIN 1441 37 47	1000 2000 3200 5000 8000
15	2	3	Tubo de distancia	26,9×2,6×29 33,7×3,2×36 42,4×3,2×44 UNE 27 650 48,3×3,2×56 60,3×3,6×70	1000 2000 3200 5000 8000
16	1	-	Arraigada	1 a 8 UNE 27 194	1000 a 8000

6. Observaciones

Los cuadernales, objeto de esta norma se suministrarán con lubricación por grasa consistente si en el pedido no se indica otra cosa.

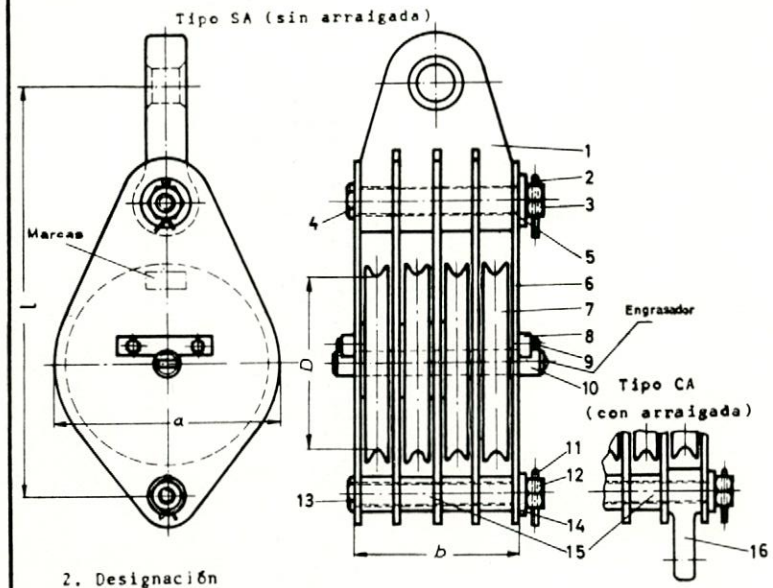
Cuadernales fijos de 4 roldanas

Propuesta UNE 27 086

Medidas en mm.

1. Objeto

Objeto de esta norma es definir las dimensiones y características de los cuadernales fijos de cuatro roldanas.



2. Designación

Designación de un cuadernal fijo de cuatro roldanas con arraigada y una tracción en el cable de 5.000 Kgf.

Cuadernal fijo de cuatro roldanas CA 5 UNE 27 086

3. Características

Tracción en el cable en Kgf.	Carga máx. de trabajo en Kg.: Tipo CA	Tipo SA	a	b	D	l ≈	Peso aprox. en Kgf.
1.000	6.300	5.750	210	142	170	458	
2.000	12.000	11.500	280	178	224	565	
3.200	20.000	18.400	340	218	280	695	
5.000	32.000	28.500	460	277	375	890	
8.000	50.000	46.000	550	344	450	1080	

(Continúa)

4. Materiales

Todos los elementos del cuadernal serán de acero, indicándose la clase en la norma correspondiente a cada elemento.

5. Lista de piezas

Marca	Nº de piezas Tipos CA	SA	Designación: Denominación	Designación: Despiece		Tracción en el cable en Kgf.
1	1	1	Pieza de suspensión	4× 6,3 4×12,5 4×20 4×32 4×50	UNE 27 092	1000 2000 3200 5000 8000
2	1	1	Pasador abierto	6,3×56 8 ×71 8 ×80 10 ×100 13 ×112	UNE 17 059	1000 2000 3200 5000 8000
3	1	1	Tuerca exagonal	M20 M27 M33 M42 M56	DIN 934	1000 2000 3200 5000 8000
4	1	1	Perno	22×166 32×210 40×254 50×322 65×403	UNE 27 095	1000 2000 3200 5000 8000
5	1	1	Arandela negra	23 33 42 52 68	DIN 1441	1000 2000 3200 5000 8000
6	5	5	Gualdera	1 a 8	UNE 27 096	1000 a 8000
7	4	4	Roldana	1 a 8	UNE 27 117	1000 a 8000
8	1	1	Pieza de fijación	20×50		1000
	2	2		25×60 25×75 30×90 30×100	UNE 27 168	2000 3200 5000 8000
9	4	4	Tornillo de cabeza exagonal	M10×8 M10×10 M10×10 M12×12 M12×15	DIN 933	1000 2000 3200 5000 8000

(Continúa)

Marca	Nº de piezas Tipos CA	SA	Designación: Denominación	Designación: Despiece		Tracción en el cable en Kgf.
10	1	1	Eje	22×156 32×210 40×250 50×319 65×386	UNE 27 094	1000 2000 3200 5000 8000
11	1	1	Pasador abierto	5×50 6,3×56 6,3×63 8×80 10×90	UNE 17 059	1000 2000 3200 5000 8000
12	1	1	Tuerca exagonal	M14 M20 M24 M30 M39	DIN 934	1000 2000 3200 5000 8000
13	1	1	Perno	16×160 22×203 28×246 36×313 45×387	AICN 27 095	1000 2000 3200 5000 8000
14	1	1	Arandela negra	17 23 29 37 47	DIN 1441	1000 2000 3200 5000 8000
15	3	4	Tubo de distancia	26,9×2,6×29 33,7×3,2×36 42,4×3,2×44 48,3×3,2×56 60,3×3,6×70	UNE 27 650	1000 2000 3200 5000 8000
16	1	-	Arraigada	1 a 8	UNE 27 189	1000 a 8000

6. Observaciones

Los cuadernales, objeto de esta norma se suministrarán con lubricación por grasa consistente si en el pedido no se indica otra cosa.

Septiembre 1 967

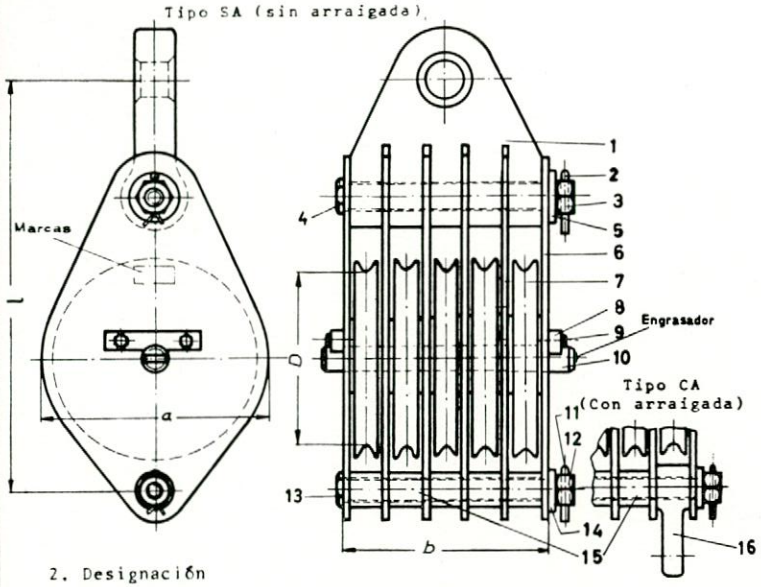
Cuadernales fijos de 5 roldanas

Propuesta UNE 27 087

Medidas en mm.

1. Objeto

Objeto de esta norma es definir las dimensiones y características de los cuadernales fijos de cinco roldanas.



2. Designación

Designación de un cuadernal fijo de cinco roldanas con arraigada y una tracción en el cable de 5.000 Kgf.

Cuadernal fijo de cinco roldanas CA 5 UNE 27 087

3. Características

Tracción en el cable en Kgf.	Carga max. de trabajo en Kgf.		a	b	D	l	Peso aprox. Kgf.
	Tipo CA	Tipo SA					
1.000	8.000	7.500	210	177	170	445	
2.000	16.000	15.000	280	222	224	580	
3.200	25.000	24.000	340	272	280	710	
5.000	40.000	37.500	460	346	375	915	
8.000	63.000	60.000	550	430	450	1105	

(Continúa)

4. Materiales

Todos los elementos del cuadernal serán de acero, indicándose la clase en la norma correspondiente a cada elemento.

5. Lista de piezas

Marca	Nº de piezas Tipos CA	SA	Designación: Denominación	Designación: Despiece		Tracción en el cable en Kgf.
1	1	1	Pieza de suspensión	5×8 5×16 5×25 5×40 5×63	UNE 27 092	1000 2000 3200 5000 8000
2	1	1	Pasador abierto	6,3×56 8 ×71 8 ×80 10 ×100 13 ×112	UNE 17 059	1000 2000 3200 5000 8000
3	1	1	Tuerca exagonal	M20 M27 M33 M42 M56	DIN 934	1000 2000 3200 5000 8000
4	1	1	Perno	22×201 32×254 40×308 50×391 65×489	UNE 27 095	1000 2000 3200 5000 8000
5	1	1	Arandela negra	23 33 42 52 68	DIN 1441	1000 2000 3200 5000 8000
6	6	6	Gualdera	1 a 8	UNE 27 096	1000 a 8000
7	5	5	Roldana	1 a 8	UNE 27 117	1000 a 8000
8	1	1	Pieza de fijación	20×50		1000
	2	2		25×60 25×75 30×90 30×100	UNE 27 168	2000 3200 5000 8000
9	4	4	Tornillo de cabeza exagonal	M10×8 M10×10 M10×10 M12×12 M12×15	DIN 933	1000 2000 3200 5000 8000

(Continúa)

Marca	Nº de piezas Tipos CA	SA	Designación: Denominación	Designación: Despiece	Tracción en el cable en Kgf.
10	1	1	Eje	22×191 32×254 40×304 UNE 27 094 50×388 65×472	1000 2000 3200 5000 8000
11	1	1	Pasador abierto	5×50 6,3×56 6,3×63 UNE 17 059 8×80 10×90	1000 2000 3200 5000 8000
12	1	1	Tuerca exagonal	M14 M20 M24 DIN 934 M30 M39	1000 2000 3200 5000 8000
13	1	1	Perno	16×195 22×247 28×300 UNE 27 095 36×382 45×473	1000 2000 3200 5000 8000
14	1	1	Arandela negra	17 23 29 DIN 1441 37 47	1000 2000 3200 5000 8000
15	4	5	Tubo de distancia	26,9×2,6×29 33,7×3,2×36 42,4×3,2×44 UNE 27 650 48,3×3,2×56 60,3×3,6×70	1000 2000 3200 5000 8000
16	1	-	Arraigada	1 a 6 UNE 27 139	1000 a 8000

6. Observaciones

Se suministrarán con lubricación por grasa consistente si no se indica otra cosa en el pedido.

Cuadernales giratorios de 2 roldanas

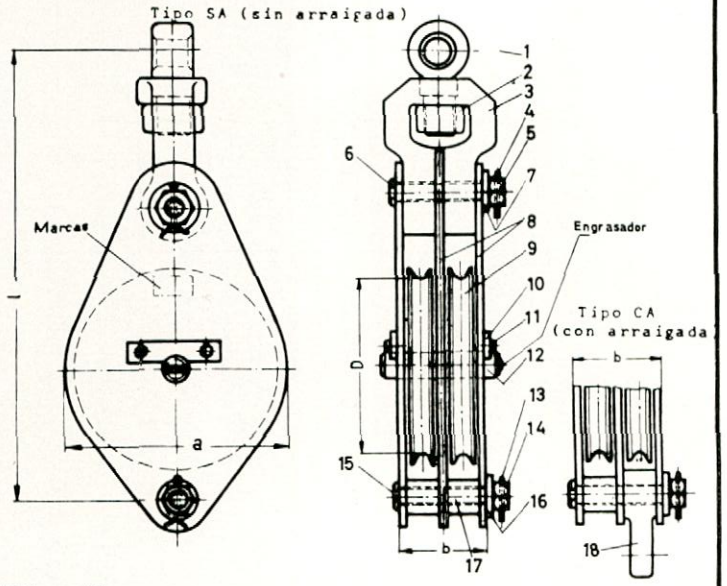
Propuesta UNE 27 088

Medidas en mm.

1. Objeto

Objeto de esta norma es definir las dimensiones y características de los cuadernales giratorios de dos roldanas.

Tipo SA (sin arraigada)



2. Designación

Designación de un cuadernal giratorio de dos roldanas con arraigada y una tracción en el cable de 5000 Kgsf.

Cuadernal giratorio de dos roldanas CA 5 UNE 27 088

3. Características

Tracción en el cable en Kgf.	Carga máx. de trabajo en Kgf. Tipo CA	Tipo SA	a	b	D	l ≈	Peso aprox. en Kg.
1.000	4.000	3.300	210	73	170	543	
2.000	8.000	6.600	280	92	224	701	
3.200	12.500	10.600	340	113	280	862	
5.000	20.000	16.500	460	142	375	1080	
8.000	32.000	26.000	550	176	450	1285	

(Continúa)

4. Materiales

Todos los elementos del cuadernal serán de acero, indicándose la clase en la norma correspondiente a cada elemento.

5. Lista de piezas

Marca	Nº de piezas Tipos CA	SA	Designación: Denominación	Designación: Despiece	Tracción en el cable en Kgf.
1	1	1	Cáncamo giratorio con ojo redondo.	4 8 12,5 UNE 27 097 20 32	1000 2000 3200 5000 8000
2	1	1	Tuerca circular para aparejos de carga.	M36 M48 M60 UNE 27 104 M72×6 M90×6	1000 2000 3200 5000 8000
3	1	1	Pieza de suspensión	2× 4 2× 8 2×12,5 UNE 27 093 2×20 2×32	1000 2000 3200 5000 8000
4	1	1	Pasador abierto	6,3×56 8 ×71 8 ×80 UNE 17 059 10 ×100 13 ×112	1000 2000 3200 5000 8000
5	1	1	Tuerca exagonal	M20 M27 M33 DIN 934 M42 M56	1000 2000 3200 5000 8000
6	1	1	Perno	22×97 32×124 40×149 UNE 27 095 50×187 65×235	1000 2000 3200 5000 8000
7	1	1	Arandela negra	23 33 42 DIN 1441 52 68	1000 2000 3200 5000 8000
8	3	3	Gualdera	1 a 8 UNE 27 096	1000 a 8000
9	2	2	Roldana	1 a 8 UNE 27 117	1000 a 8000

(Continúa)

Marca	Nº Piezas Tipos CA	SA	Designación: Denominación	Designación: Despiece	Tracción en el cable en Kgf
10	1	1	Pieza de fijación para ejes.	20× 50	1000
	2	2		25× 60 25× 75 30× 90 UNE 27 168 30×100	2000 3200 5000 8000
11	4	4	Tornillo de cabeza exagonal.	M10×8 M10×10 M10×10 DIN 933 M12×12 M12×15	1000 2000 3200 5000 8000
12	1	1	Eje	22×87 32×124 40×145 UNE 27 094 50×184 65×218	1000 2000 3200 5000 8000
13	1	1	Pasador abierto	5×50 6,3×56 6,3×63 UNE 17 059 8×80 10×90	1000 2000 3200 5000 8000
14	1	1	Tuerca exagonal	M14 M20 M24 DIN 934 M30 M39	1000 2000 3200 5000 8000
15	1	1	Perno	16×91 22×117 28×141 UNE 27 095 36×178 45×219	1000 2000 3200 5000 8000
16	1	1	Arandela negra	17 23 29 DIN 1441 37 47	1000 2000 3200 5000 8000
17	1	2	Tubo de distancia	26,9×2,6×29 33,7×3,2×36 42,4×3,2×44 UNE 27 650 48,3×3,2×56 60,3×3,6×70	1000 2000 3200 5000 8000
18	1	-	Arraigada	1 a 8 UNE 27 139	1000 a 8000

6. Observaciones

Los cuadernales, objeto de esta norma se suministrarán con lubricación por grasa consistente si en el pedido no se indica otra cosa.

Junio 1967

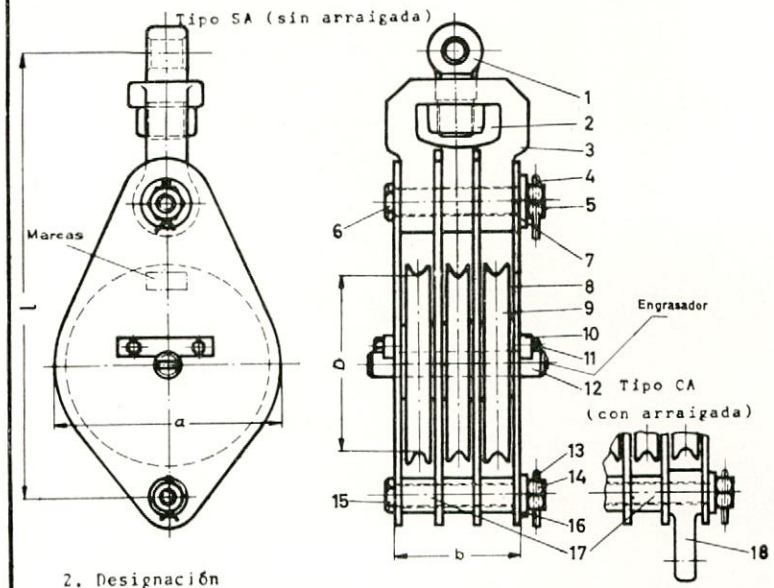
Cuadernales giratorios de 3 roldanas

Propuesta UNE 27 089

Medidas en mm.

1. Objeto

Objeto de esta norma es definir las dimensiones y características de los cuadernales giratorios de tres roldanas.



2. Designación

Designación de un cuadernal giratorio de tres roldanas con arraigada y una tracción en el cable de 2000 Kgsf.

Cuadernal giratorio de tres roldanas CA 2 UNE 27 089

3. Características

Tracción en el cable en Kgf.	Carga máx. de trabajo en Kgf.		a	b	D	l =	Peso aprox. en Kg.
	Tipo CA	Tipo SA					
1.000	5.000	4.600	210	107	170	576	
2.000	10.000	9.200	280	134	224	730	
3.200	16.000	14.800	340	164	280	880	
5.000	25.000	23.000	460	208	375	1103	
8.000	40.000	37.000	550	258	450	1324	

(Continúa)

4. Materiales

Todos los elementos del cuadernal serán de acero, indicándose la clase en la norma correspondiente a cada elemento.

5. Lista de piezas

Marca	Nº de piezas Tipos		Designación		Tracción en el cable en Kgf.
	CA	SA	Denominación	Despiece	
1	1	1	Cáncamo giratorio con ojo redondo.	6,3 10 16 25 40×205 UNE 27 097	1000 2000 3200 5000 8000
2	1	1	Tuerca circular para aparejos de carga.	M42 M52 M64 M80 ×6 M100×6 UNE 27 104	1000 2000 3200 5000 8000
3	1	1	Pieza de suspensión	3× 5 3×10 3×16 3×25 3×40 UNE 27 093	1000 2000 3200 5000 8000
4	1	1	Pasador abierto	6,3×56 8 ×71 8 ×80 10 ×100 13 ×112 UNE 17 059	1000 2000 3200 5000 8000
5	1	1	Tuerca exagonal	M20 M27 M33 M42 M56 DIN 934	1000 2000 3200 5000 8000
6	1	1	Perno	22×131 32×166 40×200 50×253 65×317 UNE 27 095	1000 2000 3200 5000 8000
7	1	1	Arandela negra	23 33 42 52 68 DIN 1441	1000 2000 3200 5000 8000
8	4	4	Gualdera	1 a 8 UNE 27 096	1000 a 8000
9	3	3	Roldana	1 a 8 UNE 27 117	1000 a 8000

(Continúa)

Marca	Nº Piezas Tipos CA	Nº Piezas Tipos SA	Designación: Denominación	Designación: Despiece		Tracción en el cable en Kgf
10	1	1	Pieza de fijación para ejes.	20× 50	UNE 27 168	1000
	2	2		25× 60 25× 75 30× 90 30×100		2000 3200 5000 8000
11	4	4	Tornillo de cabeza exagonal.	M10×8 M10×10 M10×10 M12×12 M12×15	DIN 933	1000 2000 3200 5000 8000
12	1	1	Eje	22×121 32×166 40×196 50×250 65×300	UNE 27 094	1000 2000 3200 5000 8000
13	1	1	Pasador abierto	5×50 6,3×56 6,3×63 8×80 10×90	UNE 17 059	1000 2000 3200 5000 8000
14	1	1	Tuerca exagonal	M14 M20 M24 M30 M39	DIN 934	1000 2000 3200 5000 8000
15	1	1	Perno	16×125 22×159 28×192 36×244 45×301	UNE 27095	1000 2000 3200 5000 8000
16	1	1	Arandela negra	17 23 29 37 47	DIN 1441	1000 2000 3200 5000 8000
17	2	3	Tubo de distancia	26,9×2,6×29 33,7×3,2×36 42,4×3,2×44 48,3×3,2×56 60,3×3,6×70	UNE 27 650	1000 2000 3200 5000 8000
18	1	-	Arraigada	1 a 8	UNE 27 139	1000 a 8000

6. Observaciones.

Los cuadernales, objeto de esta norma se suministrarán con lubricación por grasa consistente si en el pedido no se indica otra cosa.

Julio 1 967

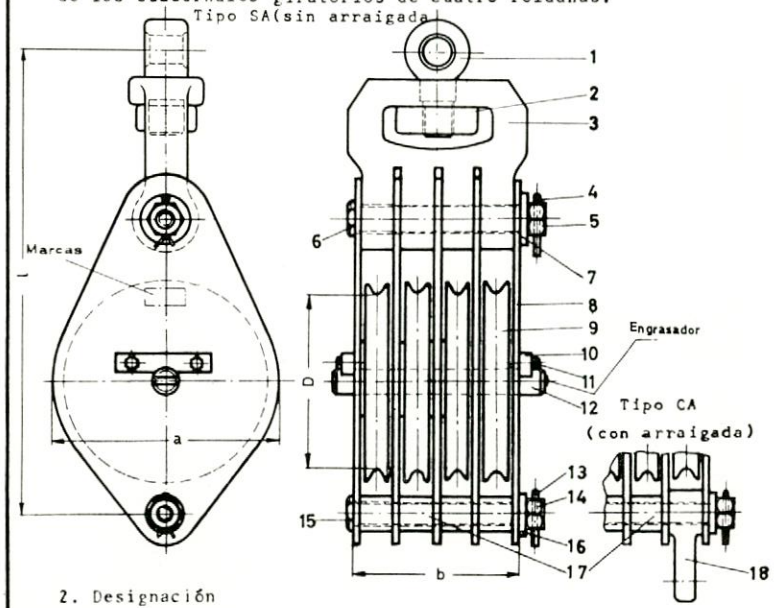
Cuadernales giratorios de 4 roldanas

Propuesta UNE 27 090

Medidas en mm.

1 Objeto

Objeto de esta norma es definir las dimensiones y características de los cuadernales giratorios de cuatro roldanas.



2. Designación

Designación de un cuadernal giratorio de cuatro roldanas sin arraigada y una tracción en el cable de 5.000 Kgf.

Cuadernal giratorio de cuatro roldanas SA 5 UNE 27 090

3. Características

Tracción en el cable en Kgf.	Carga máx. de trabajo en Kgf. Tipo CA	Carga máx. de trabajo en Kgf. Tipo SA	a	b	D	l ≈	Peso aprox. en Kg.
1.000	6.300	5.750	210	142	170	585	
2.000	12.000	11.500	280	178	224	757	
3.200	20.000	18.400	340	218	280	910	
5.000	32.000	28.500	460	277	375	1135	
8.000	50.000	46.000	550	344	450	1365	

(Continúa)

4. Materiales

Todos los elementos del cuadernal serán de acero, indicándose la clase en la norma correspondiente a cada elemento.

5. Lista de piezas

Marca	Nº de piezas Tipos CA	SA	Designación: Denominación	Designación: Despiece	Tracción en el cable en Kgf.
1	1	1	Cáncamo giratorio con ojo redondo.	6,3 12,5 20 UNE 27 097 32×180 50×220	1000 2000 3200 5000 8000
2	1	1	Tuerca circular para aparejos de carga.	M42 M60 M72×6 UNE 27 104 M90 ×6 M100×6	1000 2000 3200 5000 8000
3	1	1	Pieza de suspensión	4× 6,3 4×12,5 4×20 UNE 27 093 4×32 4×50	1000 2000 3200 5000 8000
4	1	1	Pasador abierto	6,3×56 8 ×71 8 ×80 UNE 17 059 10 ×100 13 ×112	1000 2000 3200 5000 8000
5	1	1	Tuerca exagonal	M20 M27 M33 DIN 934 M42 M56	1000 2000 3200 5000 8000
6	1	1	Perno	22×166 32×210 40×254 UNE 27 095 50×322 65×403	1000 2000 3200 5000 8000
7	1	1	Arandela negra	23 33 42 DIN 1441 52 68	1000 2000 3200 5000 8000
8	5	5	Gualdera	1 a 8 UNE 27 096	1000 a 8000
9	4	4	Roldana	1 a 8 UNE 27 117	1000 a 8000

(Continúa)

Marca	Nº Piezas Tipos CA	SA	Designación: Denominación	Designación: Despiece	Tracción en el cable en Kgf.
10	1	1	Pieza de fijación para ejes.	20× 50	1000
	2	2		25× 60 25× 75 30× 90 UNE 27 168 30×100	2000 3200 5000 8000
11	4	4	Tornillo de cabeza exagonal.	M10×8 M10×10 M10×10 DIN 933 M12×12 M12×15	1000 2000 3200 5000 8000
12	1	1	Eje	22×156 32×210 40×250 UNE 27 094 50×319 65×386	1000 2000 3200 5000 8000
13	1	1	Pasador abierto	5×50 6,3×56 6,3×63 UNE 17 059 8×80 10×90	1000 2000 3200 5000 8000
14	1	1	Tuerca exagonal	M14 M20 M24 M30 M39 DIN 934	1000 2000 3200 5000 8000
15	1	1	Perno	16×160 22×203 28×246 UNE 27 095 36×313 45×387	1000 2000 3200 5000 8000
16	1	1	Arandela negra	17 23 29 DIN 1441 37 47	1000 2000 3200 5000 8000
17	3	4	Tubo de distancia	26,9×2,6×29 33,7×3,2×36 42,4×3,2×44 UNE 27 650 48,3×3,2×56 60,3×3,6×70	1000 2000 3200 5000 8000
18	1	-	Arraigada	1 a 8 UNE 27 139	1000 a 8000

6. Observaciones

Los cuadernales, objeto de esta norma se suministrarán con lubricación por grasa consistente si en el pedido no se indica otra cosa.

Septiembre 1 967

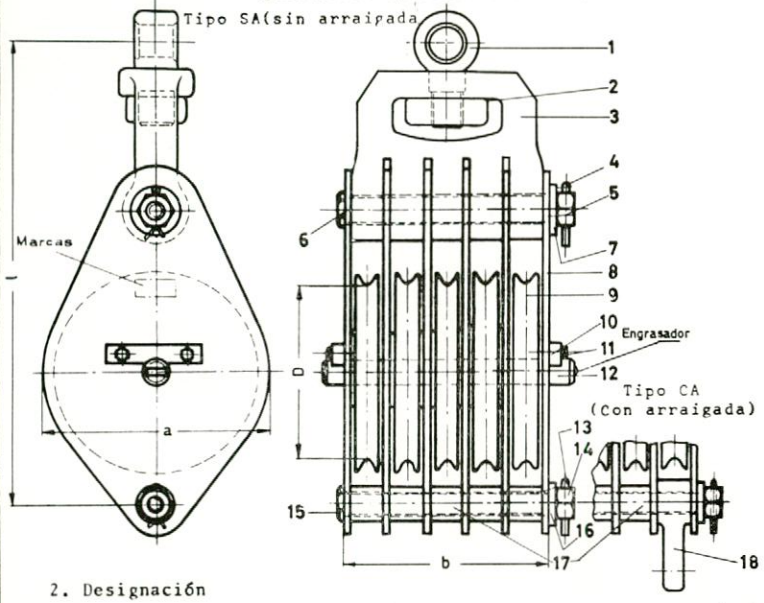
Cuadernales giratorios de 5 roldanas

Propuesta UNE 27 091

Medidas en mm.

1. Objeto

Objeto de esta norma es definir las dimensiones y características de los cuadernales giratorios de cinco roldanas.



2. Designación

Designación de un cuadernal fijo de cinco roldanas con arraigada y una tracción en el cable de 5.000 Kgf.

Cuadernal giratorio de cinco roldanas CA 5 UNE 27 091

3. Características

Tracción en el cable en Kgf.	Carga max. de trabajo en Kgf.		a	b	D	l	Peso aprox. Kgs.
	Tipo CA	Tipo SA					
1.000	8.000	7.500	210	177	170	595	
2.000	16.000	15.000	280	222	224	775	
3.200	25.000	24.000	340	272	280	935	
5.000	40.000	37.500	460	346	375	1175	
8.000	63.000	60.000	550	430	450	1415	

(Continúa)

4. Materiales

Todos los elementos del cuadernal serán de acero, indicándose la clase en la norma correspondiente a cada elemento.

5. Lista de piezas

Marca	Nº de piezas Tipos		Designación		Tracción en el cable en Kgf
	CA	SA	Denominación	Despiece	
1	1	1	Cáncamo giratorio con ojo redondo.	8 16 25 40×205 63×245 UNE 27 097	1000 2000 3200 5000 8000
2	1	1	Tuerca circular para aparejos de carga.	M48 M64 M80×6 M100×6 M110×6 UNE 27 104	1000 2000 3200 5000 8000
3	1	1	Pieza de suspensión	5×8 5×16 5×25 5×40 5×63 UNE 27 093	1000 2000 3200 5000 8000
4	1	1	Pasador abierto	6,3×56 8 ×71 8 ×80 10 ×100 13 ×112 UNE 17 059	1000 2000 3200 5000 8000
5	1	1	Tuerca exagonal	M20 M27 M33 M42 M56 DIN 934	1000 2000 3200 5000 8000
6	1	1	Perno	22×201 32×254 40×308 50×391 65×489 UNE 27 095	1000 2000 3200 5000 8000
7	1	1	Arandela negra	23 33 42 52 68 DIN 1441	1000 2000 3200 5000 8000
8	6	6	Gualdera	1 a 8 UNE 27 096	1000 a 8000
9	5	5	Roldana	1 a 8 UNE 27 117	1000 a 8000

(Continúa)

Marca	Nº Piezas Tipos CA	SA	Designación: Denominación	Despiece		Tracción en el cable en Kgf.
10	1	1	Pieza de fijación para ejes.	20× 50		1000
	2	2		25× 60 25× 75 30× 90 30×100	UNE 27 168	2000 3200 5000 8000
11	4	4	Tornillo de cabeza exagonal.	M10×8 M10×10 M10×10 M12×12 M12×15	DIN 933	1000 2000 3200 5000 8000
12	1	1	Eje	22×191 32×254 40×304 50×388 65×472	UNE 27 094	1000 2000 3200 5000 8000
13	1	1	Pasador abierto	5×50 6,3×56 6,3×63 8×80 10×90	UNE 17 059	1000 2000 3200 5000 8000
14	1	1	Tuerca exagonal	M10 M14 M24 M30 M39	DIN 934	1000 2000 3200 5000 8000
15	1	1	Perno	16×195 22×247 28×300 36×382 45×473	UNE 27 095	1000 2000 3200 5000 8000
16	1	1	Arandela negra	17 23 29 37 47	DIN 1441	1000 2000 3200 5000 8000
17	4	5	Tubo de distancia	26,9×2,6×29 33,7×3,2×36 42,4×3,2×44 48,3×3,2×56 60,3×3,6×70	UNE 27 650	1000 2000 3200 5000 8000
18	1	-	Arraigada	1 a 8	UNE 27 139	1000 a 8000

6. Observaciones

Se suministrarán con lubricación por grasa consistente si no se indica otra cosa en el pedido.

Piezas de suspensión para cuadernales fijos

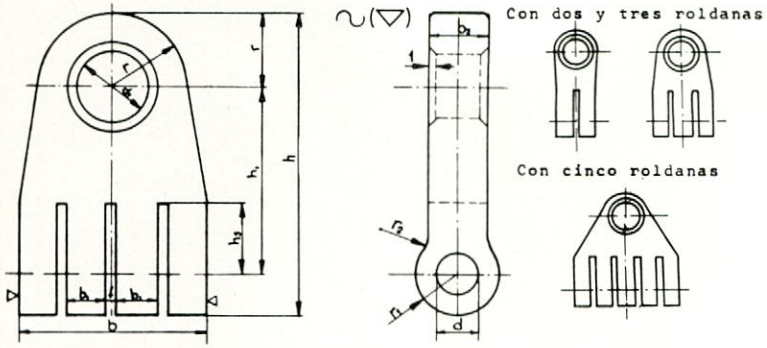
Propuesta UNE 27 092

Medidas en mm.

1. Objeto

Objeto de esta norma es definir las dimensiones y características de las piezas de suspensión para cuadernales fijos.

Con cuatro roldanas



2. Designación

Designación de una pieza de suspensión para un cuadernal de dos roldanas fijo y una carga de trabajo de 12.500kgf.

Pieza de suspensión 2×125 UNE 27 092

3. Características

Nº de roldanas.	Carga máx. de trabajo en Kgf.	b	b_1	b_2	d C11	d_1	f +1 +0,5	h	h_1	h_3	r	r_1	r_2
2	4000	65	29	30	22	33	7	175	117	50	33	25	20
	8000	82	36	45	32	48	10	235	152	65	48	35	30
	12500	101	44	55	40	56	13	285	180	80	60	45	40
	20000	128	56	65	50	74	16	360	235	105	70	55	50
	32000	160	70	80	65	86	20	450	295	130	85	70	65
3	5000	99	29	35	22	39	6	190	127	50	38	25	20
	10000	124	36	50	32	52	8	250	160	65	55	35	30
	16000	152	44	60	40	65	10	310	200	80	65	45	40
	25000	194	56	70	50	78	13	380	250	105	75	55	50
	40000	242	70	90	65	96	16	465	300	130	95	70	65
4	6300	134	29	40	22	42	6	197	130	50	42	25	20
	12500	168	36	55	32	56	8	265	170	65	60	35	30
	20000	206	44	65	40	74	10	325	210	80	70	45	40
	32000	263	56	80	50	86	13	400	260	105	85	55	50
	50000	328	70	100	65	106	16	500	325	130	105	70	65
5	8000	169	29	45	22	48	6	213	140	50	48	25	20
	16000	212	36	60	32	65	8	285	185	65	65	35	30
	25000	260	44	70	40	78	10	345	225	80	75	45	40
	40000	332	56	90	50	96	13	435	285	105	95	55	50
	63000	414	70	110	65	116	16	535	350	130	115	70	65

4. Materiales

Acero A42-C UNE 36 080

Julio 1.967

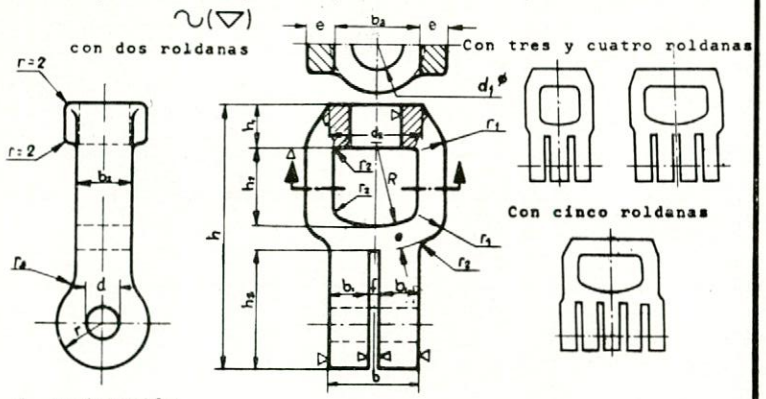
Piezas de suspensión
para cuadernales giratorios

Propuesta
UNE
27 093

Medidas en mm.

1. Objeto

Objeto de esta norma es definir las dimensiones y características de las piezas de suspensión para cuadernales giratorios.



2. Designación

Designación de una pieza de suspensión para un cuadernal de tres roldanas giratorio y una carga de trabajo de 16.000Kgf

Pieza de suspensión 3×16 UNE 27 093

3. Características

Nº de roldanas	Carga máx. de trabajo en Kgf.	b	b_1	b_2	b_3	d ±C11	d_1	d_2	e	f +1 +0,5	h
2	4000	65	29	45	68	22	38	86	23	7	198
	8000	82	36	55	90	32	51	102	28	10	253
	12500	101	44	65	108	40	64	126	35	13	314
	20000	128	56	75	130	50	76	156	42	16	386
	32000	160	70	85	162	65	94	186	48	20	471
3	5000	99	29	50	78	22	45	90	25	6	214
	10000	124	36	60	96	32	55	110	32	8	268
	16000	152	44	70	118	40	68	140	38	10	328
	25000	194	56	80	146	50	84	178	45	13	405
	40000	242	70	90	174	65	104	206	52	16	505
4	6300	134	29	55	82	22	45	102	26	6	223
	12500	168	36	65	108	32	64	126	35	8	289
	20000	206	44	75	130	40	76	156	42	10	351
	32000	263	56	85	162	50	94	196	48	13	431
	50000	328	70	100	190	65	105	224	60	16	540
5	8000	169	29	55	90	22	51	102	28	6	228
	16000	212	36	70	118	32	68	140	38	8	303
	25000	260	44	80	146	40	84	178	45	10	370
	40000	332	56	90	174	50	104	206	52	13	465
	63000	414	70	110	210	65	115	246	70	16	575

(Continúa)

Nº de roldanas	Carga max. de trabajo en Kgf.	h_1	h_2	h_3	R	r	r_1	r_2	r_3	Peso aprox. en Kg.
2	4000	32	68	75	68	25	23	3	25	
	8000	45	80	100	90	35	28	3	35	
	12500	56	98	125	108	45	35	4	45	
	20000	66	118	160	130	55	42	6	55	
	32000	80	143	200	162	70	48	7	70	
3	5000	42	72	75	78	25	25	3	25	
	10000	50	86	100	96	35	32	4	35	
	16000	60	105	125	118	45	38	6	45	
	25000	70	130	160	146	55	45	7	55	
	40000	95	158	200	174	70	52	7	70	
4	6300	42	80	75	82	25	26	3	25	
	12500	56	98	100	108	35	35	4	35	
	20000	66	118	125	130	45	42	5	45	
	32000	80	143	160	162	55	48	6	55	
	50000	110	170	200	190	70	60	7	70	
5	8000	45	80	75	90	25	28	3	25	
	16000	60	105	100	118	35	38	4	35	
	25000	70	130	125	146	45	45	5	45	
	40000	95	158	160	174	55	52	6	55	
	63000	125	180	200	210	70	70	7	70	

4. Materiales

Acero A42-C UNE 36 080

Julio 1967

Ejes para cuadernales
con lubricación por grasa consistente

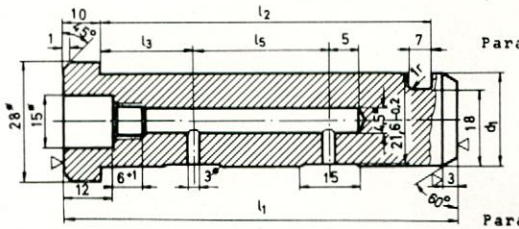
Propuesta
UNE
27 094

Medidas en mm.

1. Objeto

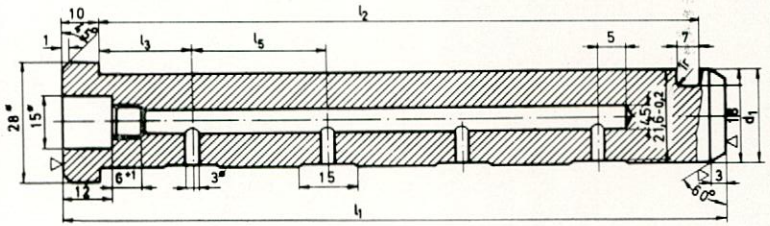
El objeto de esta norma son los ejes para cuadernales, taladrados para lubricación con grasa consistente.

Con cabeza: solo para diámetro d_1=22mm ▽▽ (▽)

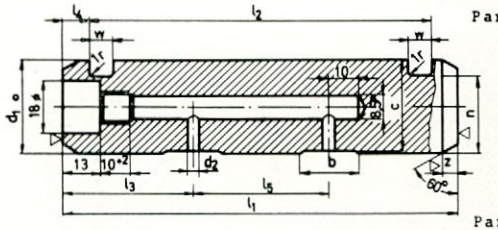


Para dos roldanas

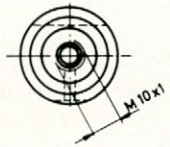
Para cuatro roldanas



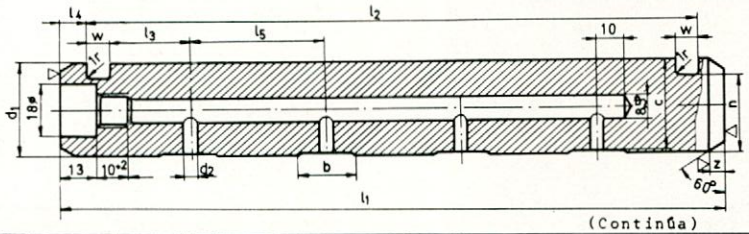
Sin cabeza: para diámetro d_1 desde 32 a 65



Para dos roldanas



Para cuatro roldanas



(Continúa)

2. Designación

Designación de un eje de 40mm. de diámetro y 196 mm de longitud, con lubricación por grasa consitente.

Eje 40×196 UNE 27 094

3. Características

d_1 h11	b	c +0 -0,2	d_2	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	n	w	z	Tracción en el cable en Kgf	Nº de roldanas
22	-	-	-	87 121 156 191	79 113 148 183	18,5	-	36 35 35 35	-	-	-	1.000	2 3 4 5
32	20	31,4	4	124 166 210 254	106 148 192 236	39	9	46 44 44 44	26,5	8	5	2.000	2 3 4 5
40	20	39,4	4	145 196 250 304	127 178 232 286	44	9	57 54 54 54	33,5	8	5	3.200	2 3 4 5
50	20	49,4	4	184 250 319 388	160 226 295 364	56	12	72 69 69 69	43	10	6	5.000	2 3 4 5
65	30	64,2	6	218 300 386 472	194 276 362 448	64	12	90 86 86 86	55,5	10	6	8.000	2 3 4 5

4. Materiales

Acero A52-C UNE 36 080

Julio 1.967

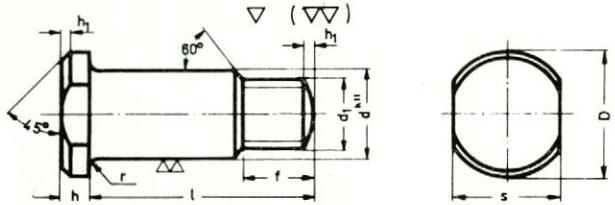
Pernos para cuadernales

Propuesta UNE 27 095

Medidas en mm.

1. Objeto

Objeto de esta norma es definir las dimensiones y características de los pernos para cuadernales.



2. Designación

Designación de un perno de 40mm. de diámetro y 200mm. de longitud

Perno 40×200 UNE 27 095

3. Características

d h11	D	d_1	f	h	h_1	l	r	s
16	28	M14	16	5	1,5	91 125 160 195	1	22
22	36	M20	22	7	2	117 159 203 247	1	30
22	36	M20	22	7	2	97 131 166 201	1	30
28	45	M24	25	9	2,5	141 192 246 300	1	36
32	50	M27	29	10	2,5	124 166 210 254	1	41
36	55	M30	31	11	2,5	178 244 313 382	2	46

(Continúa)

d h11	D	d_1	f	h	h_1	l	r	s
40	58	M33	33	12	3	149 200 254 308	2	50
45	63	M39	38	13	3	219 301 387 473	2	55
50	70	M42	40	15	3	187 253 322 391	2	65
65	90	M56	54	18	4	235 317 403 489	2	80

4. Materiales

Acero A52-C UNE 36 080

Julio 1.967

Gualderas
para cuadernales de acero

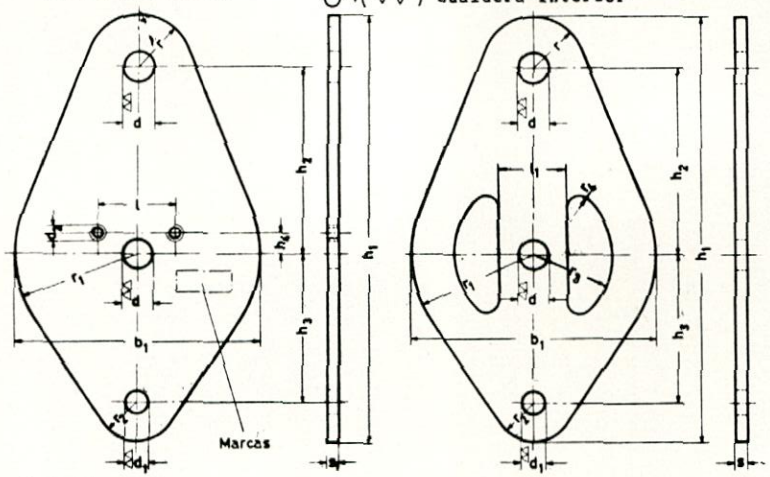
Propuesta
UNE 27 096

1. Objeto

Medidas en mm.

El objeto de esta norma es definir las características y dimensiones de las gualderas para cuadernales de acero.

Gualdera Exterior — Gualdera Interior



2. Designación

Designación de una gualdera para una tracción en el cable de 3.200 Kg.

Gualdera 3,2 UNE 27 096

3. Características

Tracción en el cable en Kgf.	b_1	d C11	d_1 C11	d_2	h_1	h_2	h_3	h_4	l	l_1	r
1.000	210	22	16	M10	385	170	135	17	30	90	45
2.000	280	32	22	M10	495	220	175	23	35	120	60
3.200	340	40	28	M10	605	275	210	26	50	150	75
5.000	460	50	36	M12	785	355	275	33	60	200	100
8.000	550	65	45		945	430	325	38	70	250	125

Tracción en el cable en Kgs.	r_1	r_2	r_3	r_4	S		S_1	Peso aprox. en Kgs.
					Dos roldanas	Restantes cuadernales		
1.000	105	35	80	8	7	6	4	
2.000	140	40	110	10	10	8	5	
3.200	170	45	130	12	13	10	6	
5.000	230	55	170	15	16	13	7	
8.000	275	65	205	18	20	16	8	

(Continúa)

4. Materiales

Acero A42-C UNE 36 080
Acero de construcción naval según UNE 36 084

5. Observaciones

Las gualderas exteriores llevarán grabadas, en la zona indicada, la tracción máxima en el cable y la marca del fabricante si éste desea ponerla.

INFORMACION LEGISLATIVA

PRESIDENCIA DEL GOBIERNO

ORDEN de 11 de agosto de 1969, por la que se declara la aplicación a la Administración Especial de la provincia de Sahara del ordenamiento legal sobre pesca marítima.

(B. O. del E." núm. 199, de 20 de agosto de 1969, página 13193.)

MINISTERIO DE EDUCACION Y CIENCIA

DECRETO 1677/1969, de 24 de julio, sobre regulación del Doctorado para Graduados en Escuelas Técnicas Superiores por el Plan de Estudios de 1964.

(B. O. del E." núm. 195, de 15 de agosto de 1969, página 12978.)

DECRETO 1676/1969, de 24 de julio, sobre convalidación de estudios y títulos extranjeros por los correspondientes españoles.

("B. O. del E." núm. 195, de 15 de agosto de 1969, página 12977.)

MINISTERIO DE INDUSTRIA

DECRETO 1698/1969, de 16 de agosto, sobre nuevas tarifas eléctricas.

("B. O. del E." núm. 197,, de 18 de agosto de 1969, página 13059.)

ORDEN de 16 de agosto de 1969, sobre nuevas tarifas eléctricas.

("B. O. del E." núm. 197, de 18 de agosto de 1969, página 13061.)

ORDEN de 31 de julio de 1969, por la que se aprueba el Plan Eléctrico Nacional.

("B. O. del E." núm. 199, de 20 de agosto de 1969, página 13193.)

MINISTERIO DE COMERCIO

ORDEN de 28 de julio de 1969, sobre el estableciento de medidas para combatir los derrames de hidrocarburos.

(B. O. del E." núm. 199, de 20 de agosto de 1969, página 13194.)

BIBLIOGRAFIA

Ha sido recientemente publicado por la Editorial STAM un nuevo libro del profesor Ir. G. Broersma, perteneciente a la serie Stam de Ingeniería Mecánica.

La obra se titula *Manufacture and Testing of Gears* y está dividida en dos partes pricipales, la primera de las cuales trata de la fabricación de engranajes, ocupándose la segunda parte de los métodos actuales de inspección de engranajes marinos y de otros tipos, presentándose además el panorama actual de la investigación en este campo de la técnica.

Dentro de la primera parte de su libro el autor describe detalladamente tres fábricas de engranajes enclavadas en Estados Unidos, Holanda y Alemania, respectivamente.

En un segundo capítulo, dedicado a máquinas dentadoras, expone de forma precisa y profusamente ilustrada los fundamentos y principales características de dichas máquinas.

Un detallado estudio de los distintos procesos de mecanizado y los avances en estos últimos años constituyen el tercer capítulo, que va seguido de otro, menos amplio, dedicado a los tratamientos térmicos utilizados con el fin de proporcionar una mayor dureza superficial a las piezas.

Concluye la primera parte con una exposición de métodos y dispositivos que se utilizan para medir los principales parámetros geométricos de las ruedas dentadas.

En la segunda parte de su libro el profesor Broersma evidencia todavía más el especial interés que presta a los grandes engranajes marinos. Componen esta segunda parte capítulos que tratan de análisis estadísticos de roturas y desgaste de dientes, medición de esfuerzos en distintos puntos de todo el sistema de transmisión, tanto de sus componentes fijos como de los móviles, y estudios de investigación sobre vibraciones, ruido y velocidades críticas.

Por último, destacamos la gran calidad de la encuadernación de este libro, que puede adquirirse al precio de 42,50 florines dirigiéndose a Technical Publications H. Stam, Culemborg, Industrieweg 1, Holanda.

Proveedores de la Industria Naval:

APARATOS DE PRECISION, D. Y. C.

TACOMETROS, Selsyns, Diferenciales, Telemandos, etc., especiales para la MARINA e industria en general. Garantía y precisión.—Calle Rosario, 44, bajos. BARCELONA. Teléfono 203 58 30.

ASTILLEROS Y TALLERES DEL NOROESTE, S. A.

Factoría y domicilio social: PERLIO (Fene).—Direcciones: Telegráfica "Astano". Postal: Apartado 994.—Teléfono 4 de Fene. EL FERROL DEL CAUDILLO.

BOMBA PRAT, S. A.

Bombas rotativas. Bombas centrífugas. Compresores. Humidificación y ventilación. — Apartado 16. Wifredo, números 101-119.—BADALONA.

BOTIQUINES NAVALES HORLAS

Según las disposiciones del B. O. E. núm. 84, de abril 1968; posteriormente modificadas, para el Tipo número 2 por el B. O. E. núm. 76, de marzo 1969. Con certificados de Sanidad e Inspección Provincial de Farmacia, según las últimas instrucciones.—Tipo núm. 2. en mueble completo metálico y de madera. Tipos 3 y 4 homologados por SEVIMAR.—Informarán: Apartado 93. Teléfonos: 22 31 32 y 21 11 10.—CADIZ.

CONDUCTORES ELECTRICOS ROQUE, S. A.

Manufactura general de cables y demás conductores eléctricos aislados para todas las aplicaciones.—Casanova, número 150. - Teléfono 253 38 00 - BARCELONA-11.—Fábrica en Manlleu.—Madrid, Valencia, Bilbao, Sevilla, La Coruña, Zaragoza.

EDUARDO BATISTE-ALENTORN

Avenida de José Antonio Primo de Rivera, 416. BARCELONA. — Construcción de generadores y electromotores especiales para buques Grupos convertidores para soldadura eléctrica.—Teléfono 223 12 85.

FABRICACIONES ELECTRICAS NAVALES Y ARTILLERAS, S. A.

Constructores de: Motores, generadores, alternadores, grupos Ward-Leonard, equipos de arranque automático para molinetes, cabrestantes y maquinillas de cubierta, cuadros y cajas de distribución, telégrafos, teléfonos, indicadores de revoluciones por minuto y de la posición del timón, equipos de sirena, aparatos de vista clara, ventiladores y aparatos de alumbrado.—Teléfono 35 14 01.—Apartado 986.—EL FERROL DEL CAUDILLO.

LORY, S. A.

Concesionarios de las PINTURAS MANO ROJA, de renombre mundial.—Fábrica y Oficinas: Calle Miguel Servet, 271-273.—Teléfonos 280 12 00 y 280 12 01.—BADALONA (Barcelona).

NAVITEC, S. A.

Equipos electrónicos para comunicaciones y navegación, accesorios para pesca. Sistemas hidráulicos. Generadores eléctricos.—General Oráa, 50.—Teléfono 275 76 07.—MADRID-6.

PRODUCTOS PIRELLI, S. A.

Desde hace más de medio siglo, especializada en Conductores Eléctricos aislados para la Marina Mercante y la Armada. Neumáticos. Artículos varios de goma.—Avenida de José Antonio, 612-614.—BARCELONA (7).—Sucursales en Madrid, Bilbao, Sevilla, La Coruña y Valencia.

PURIFICADORES DE AGUA, S. A.

Ingenieros especialistas en tratamiento de aguas y protecciones contra incendio. Instalaciones contra incendio para buques. Detección de humos y extinción por CO_2 en bodegas. Detección térmica diferencial. Extinción en cámaras de máquinas y calderas por espuma física (espuma de aire), espuma química, anhídrico carbónico y agua pulverizada. Instalaciones especiales para buques petroleros. Material móvil de protección general. Suministradores de los más importantes Astilleros de España.—Rambla de Cataluña, 68. BARCELONA. Delegación en Madrid: Montalbán, número 13.

S. A. E. METRON

APARELLAJE ELECTRICO ESPECIAL PARA LA MARINA, APROBADO POR EL LLOYD'S REGISTER y LA BUREAU VERITAS.—Interruptores automáticos SACE.—Aparatos de medida GOSSEN.—Fusibles HAZEMEYER.—Cuadros de distribución, etc.—BARCELONA-12: Menéndez Pelayo, 220. Teléfs.: 228 98 57 - 227 97 09 227 72 93, y MADRID: Ruiz de Alarcón, 12. Teléfono 222 29 27.

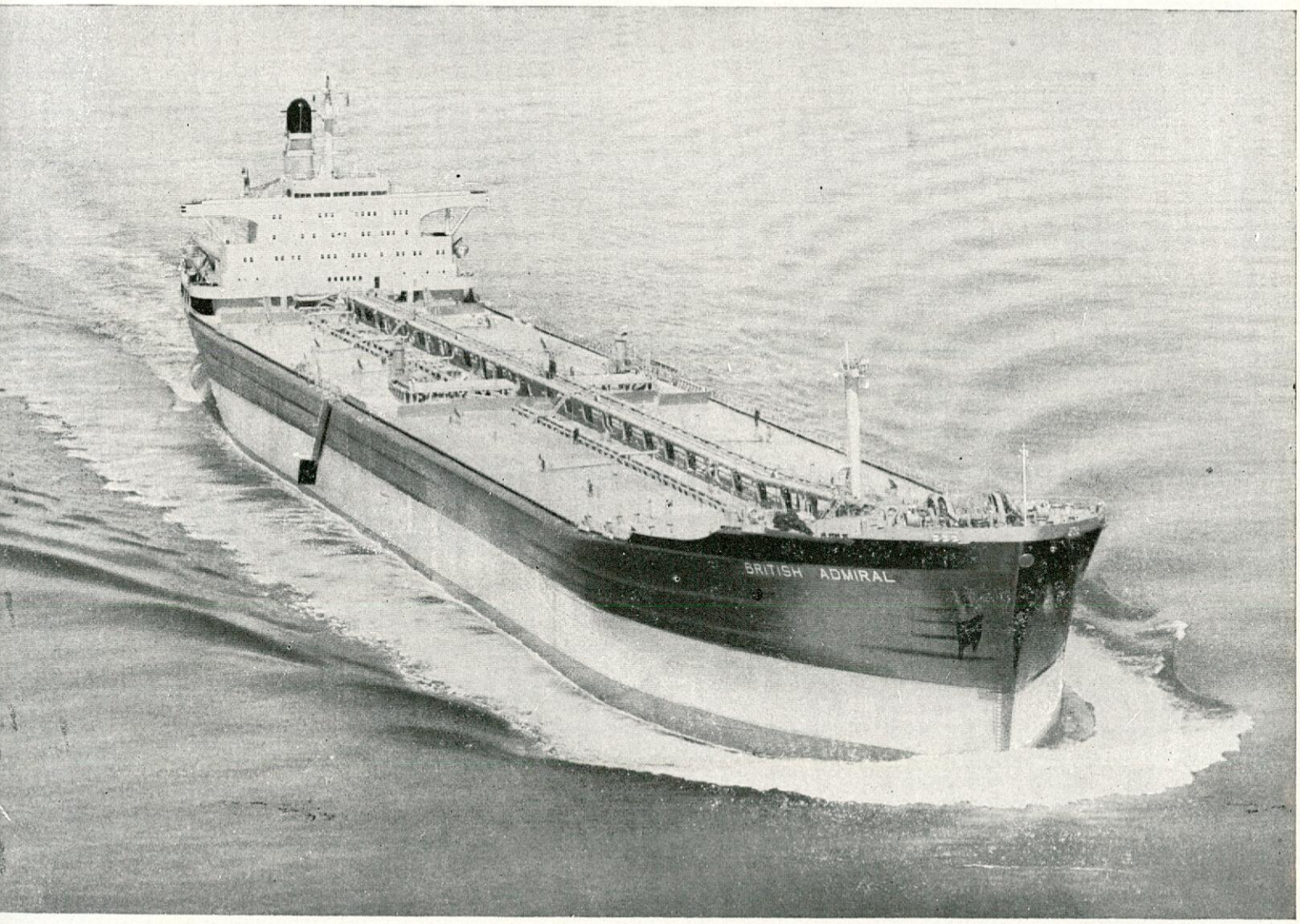
El nuevo petrolero **"BRITISH ADMIRAL"** de 100.000 Tons. de P. M. perteneciente a la B. P. Tanker Co. Ltd. está pintado con

Productos MANO ROJA

The Red Hand Compositions Co.

Marca Registrada

ASEGURA UN BARCO LIMPIO Y ECONOMIA EN EL CONSUMO DE COMBUSTIBLE



Fotografía reproducida por cortesía de Vickers Ltd.

Depósitos en los principales Puertos de España y del extranjero.
Proveedores de las Armadas y principales empresas navieras internacionales.
43 fábricas asociadas en los cinco continentes.

Concesionarios en España para la fabricación y venta de toda clase de Pinturas, Esmaltes y Barnices para la marina.

LORY. S. A.

Sección: Pinturas MANO ROJA

DE RENOMBRE MUNDIAL

FABRICA Y OFICINAS:
Calle Miguel Servet, 271-273

(Barcelona)
BADALONA

Dirección Telegráfica: MAROJA
Teléfonos: 280 12 00 - 280 12 01

SUCURSALES Y REPRESENTANTES EN LOS PRINCIPALES PUERTOS ESPAÑOLES

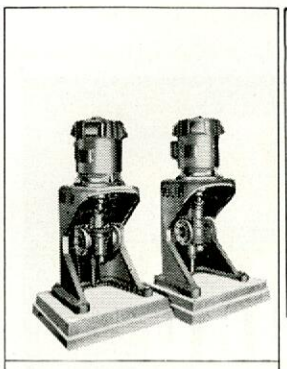
Concesionarios de PINCHIN JOHNSON & ASSOCIATES LTD.
Grupo COURTAULDS

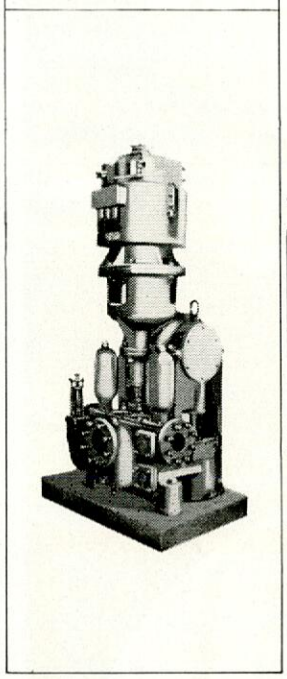
SEGURIDAD
CALIDAD
SERVICIO

SON GARANTIAS DE

EMPRESA NACIONAL RADIO MARITIMA

Dirección y oficinas: Jorge Juan, 6 - MADRID-1

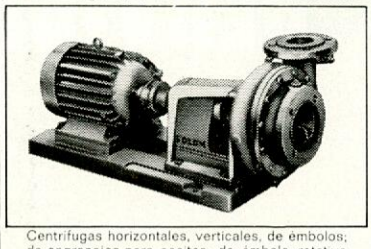




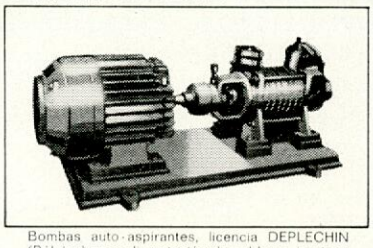
POTENCIA

KARMAN

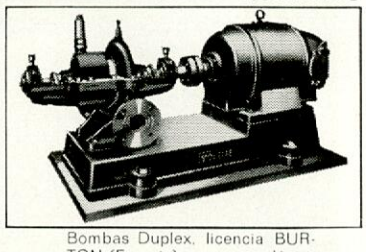
VOLUM en la INDUSTRIA NAVIERA · MINERIA · AGRICULTURA · INDUSTRIAS QUIMICAS



Centrifugas horizontales, verticales, de émbolos; de engranajes para aceites; de émbolo rotativo para líquidos densos; para pasta de cemento, etcétera.



Bombas auto-aspirantes, licencia DEPLECHIN (Bélgica) para alimentación de calderas, trasiego de cualquier clase de líquidos, ácidos, viscosos, aceite pesado, gasolina, etc.



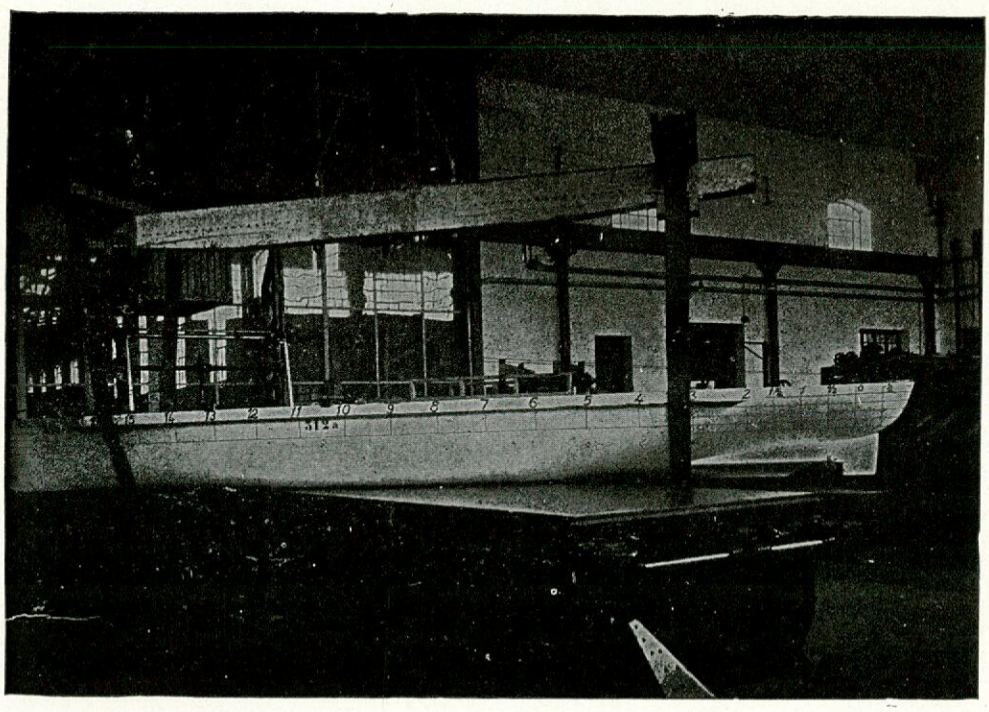
Bombas Duplex, licencia BURTON (Francia) a vapor y eléctricas especiales para la marina.

BOMBAS CENTRIFUGAS PARA TODOS USOS. LICENCIA **DELTA** DE HOLANDA
BOMBAS DE CAMARA PARTIDA, DOBLE ASPIRACION, LICENCIA **ENSIVAL** BELGICA

VOLUM, S.A.

avenida de madrid, 225-227-229 · apartado, 254 · telnos. 330597-333863 · zaragoza (ESPAÑA)

CANAL DE EXPERIENCIAS HIDRODINAMICAS EL PARDO (MADRID)



DIMENSIONES PRINCIPALES

Longitud . . . 320 mts
Anchura. . . . 12,50 »
Profundidad. 6,50 »

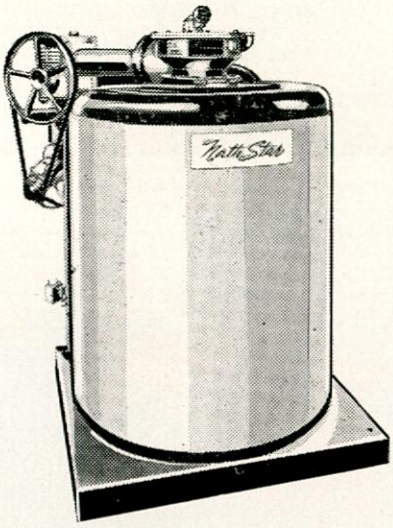
Ensayos de todas clases con modelos de buques.

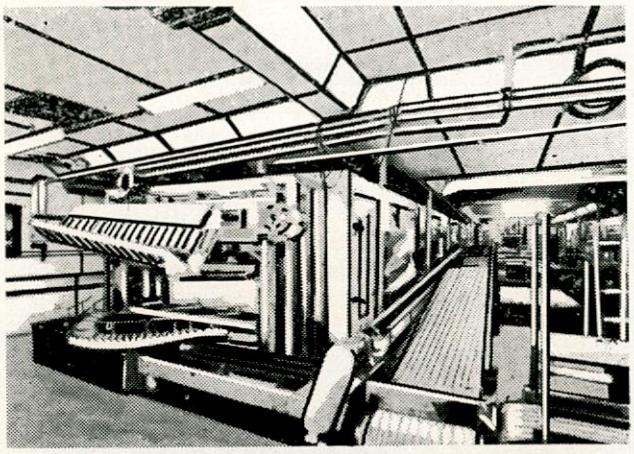
Estudio de formas de carena y de propulsores de alto rendimiento para nuevas construcciones.

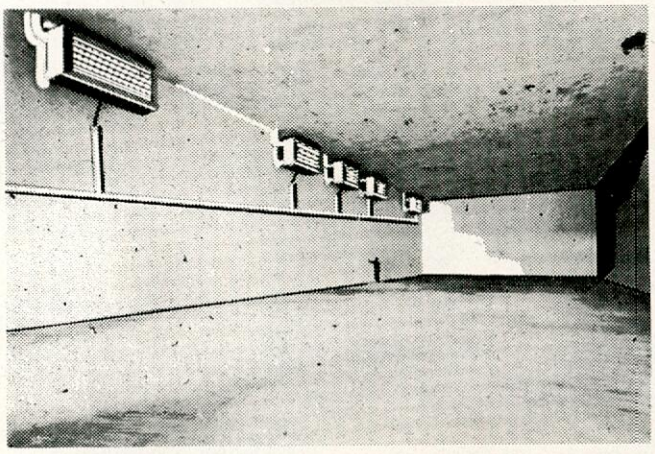
Estudio de modificaciones de buques ya en servicio, para mejorar económicamente su explotación.

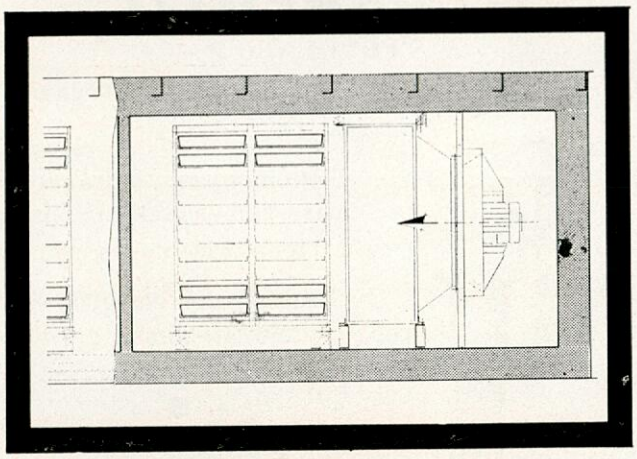
publivasc

FRío para la industria de la alimentación

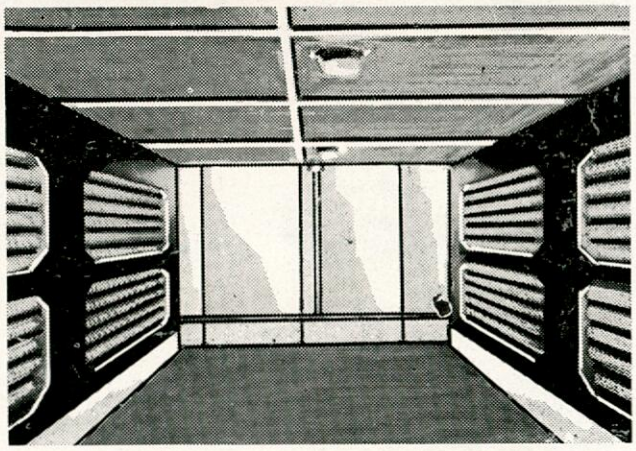








instalaciones completas
y elementos standard para la
conservación y congelación
de productos perecederos,
procesos industriales,
hielo clásico y en escamas,
túneles y armarios congeladores,
cámaras, tanques de hielo, etc.



Ramón Vizcaíno, s.a. RV

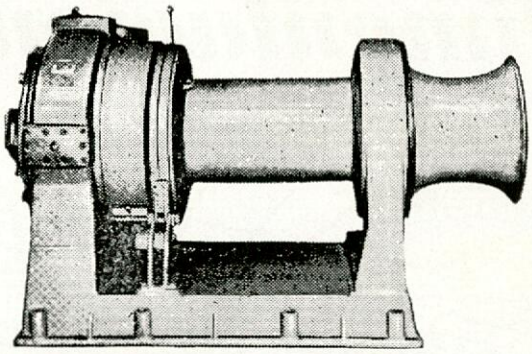
san sebastián ● apartado 1363 ● direc. telegráfica **"vizcaino"** ● telex 36244 RVSA - E

"NORWINCH"

THE NORWINCH GROUP

BERGEN **(Noruega)**

Maquinaria hidráulica para cubierta de buques.

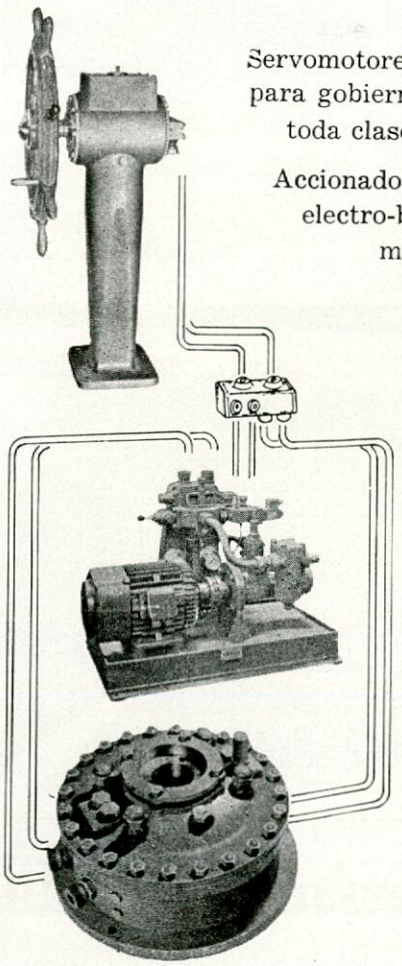


Maquinillas de carga de 1 1/2 a 10 Tm.
Molinetes para cadena hasta 80 mm.
Cabrestantes en todas potencias.
Maquinillas para la pesca de arrastre, cerco y bajura en todas potencias.

"HYDRAPILOT"

A/S FRYDENBÖ 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:

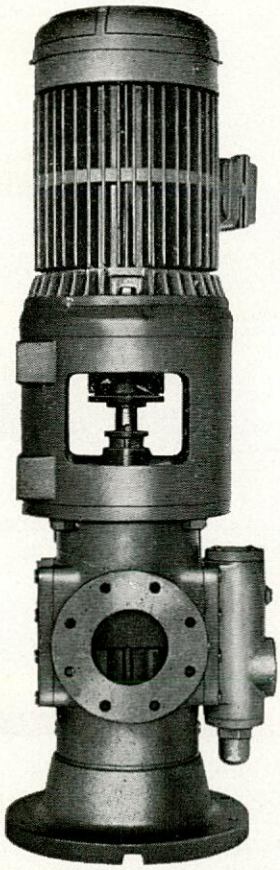
Lubrificación máquinas principales y auxiliares.

Servicio fuel oil (incl. booster).

Trasvase aceite lubrificante, 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

MOTORES Y MAQUINARIA DE IMPORTACION

A. NAVARRO

Apartado 968 :-: BILBAO :-: Teléfono 23 30 05

Motores marinos Diesel de importación en todas las potencias

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.

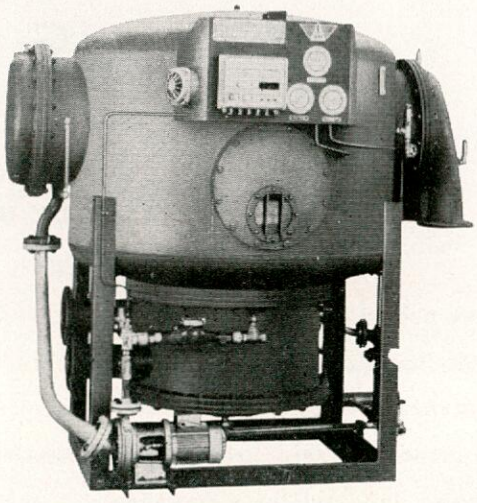
FABRICADA POR SU ASOCIADA

Cía. Peninsular de Industrias, S.A.

P.° de las Acacias, 35 - Teléf. 239 82 05 - Dir. Teleg.: Copinturas - MADRID - 5

Generadores de agua dulce

ATLAS - DINAMARCA



Más de 3.000 plantas generadoras de agua dulce, utilizando como medio calorífico agua de refrigeración del motor o vapor, han sido instaladas en buques de todas clases, desde pequeños pesqueros hasta grandes petroleros y buques de carga.

Las ventajas que se derivan de la instalación de un generador ATLAS-DINAMARCA comprenden desde un notable aumento de autonomía hasta el posible incremento en la capacidad de los tanques de combustible.

ATLAS fabrica plantas generadoras de agua dulce con capacidades desde 1 hasta 100 Tons. en veinticuatro horas.

BALDERSGADE 3 - COPENHAGUEN

A/S ATLAS
DINAMARCA

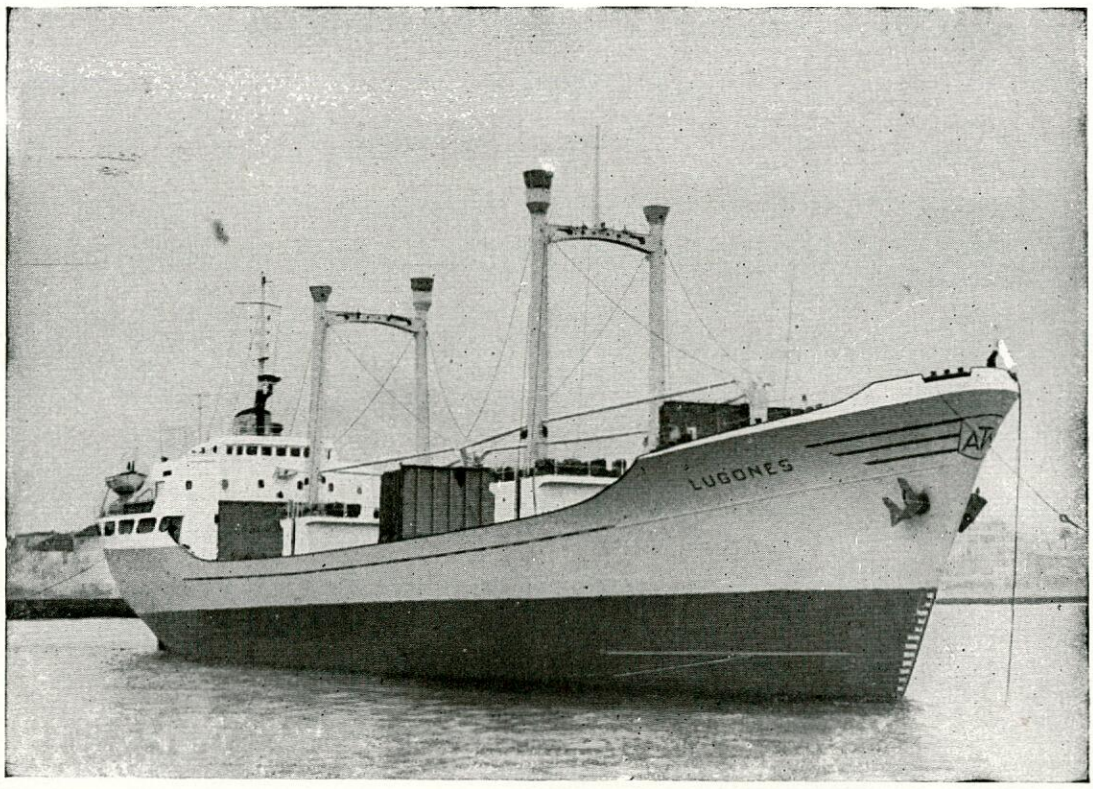
Represantes exclusivos:

JOSE COMESAÑA Y HERMANO

Trafalgar, 32 – Madrid

Teléfs.: 224 24 36 & 257 10 29

Telg.: COMESAÑA



Buque de 3.850 tons. de P. M. para AUXTRAMARSA

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.
Fundición de hierro, acero y otros metales.
Pinturas industriales y marinas.

Vista parcial de la factoría Astilleros del Cantábrico.

FACTORIAS

ASTILLEROS DEL CANTABRICO
ASTILLEROS DE RIERA
FACTORIA NAVAL DE CEUTA
FABRICA DE PINTURAS "CHILIMAR"

INTERMARCO

Detenga la corrosión con los equipos de "Chorro de Arena" y "Pintura a alta Presión" garantizados por esta marca.

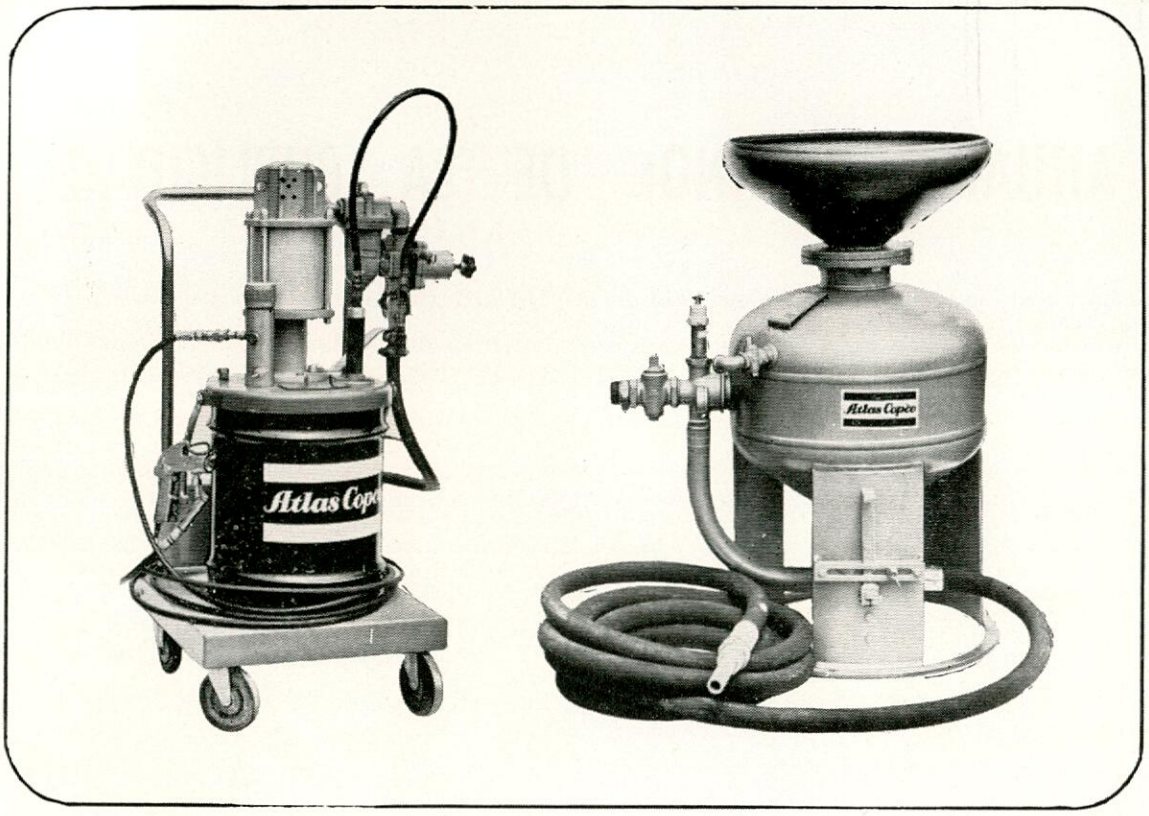
Atlas Copco le ofrece los equipos más rentables para su "batalla contra la corrosión".

Una hora es suficiente para chorrear una superficie de 40 m². y en el mismo espacio de tiempo el equipo de pintura puede recubrir 500 m². En cada caso, solamente un operario será necesario para realizar el trabajo.

Y siempre los acabados serán impecables... perfectos.

Atlas Copco

Oficina Central:
Josefa Valcárcel, 34 - Apartado 650 - MADRID-17



Atlas Copco está en España entera a través de sus 14 Delegaciones.

ANUARIO ESPAÑOL DE LA PUBLICIDAD

Se ha puesto a la venta la edición 1969 del ANUARIO ESPAÑOL DE LA PUBLICIDAD, consultor de los medios publicitarios, agencias y agentes de publicidad y servicios técnicos que existen en España.

Recoge los datos más importantes y las tarifas de: Diarios, semanarios, revistas, anuarios, radio, TV, cinematógrafos, medios en vías públicas; así como las referencias de Agencias y Agentes de Publicidad, Especialistas y Servicios Técnicos para la publicidad y un directorio de Empresas de Publicidad y Diarios Extranjeros.

Con él, podrá tener rápidamente y cómodamente la orientación precisa y el conocimiento perfecto de cuanto puede utilizarse para la publicidad y propaganda.

Para cualquier información, dirigirse a:

Avenida de José Antonio, 57 - MADRID-13

INTERMARCO

Detenga la corrosión con los equipos de "Chorro de Arena" y "Pintura a alta Presión" garantizados por esta marca.

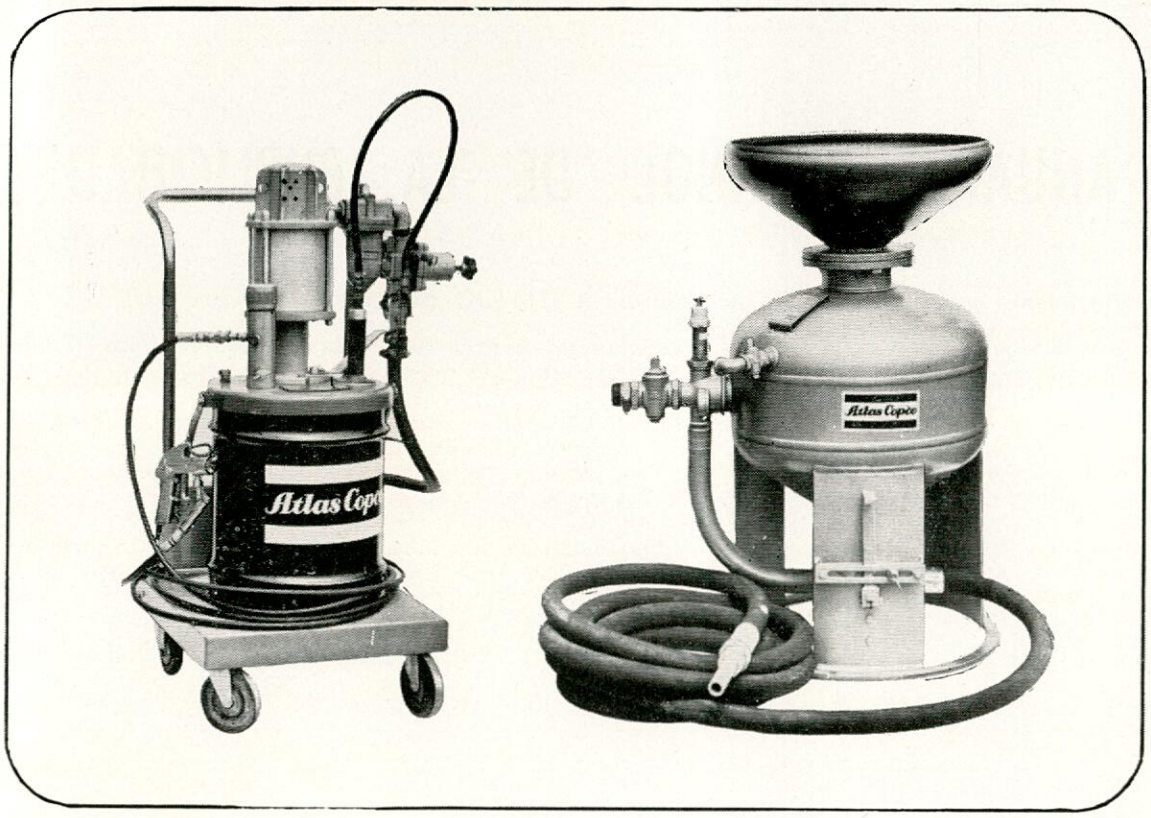
Atlas Copco le ofrece los equipos más rentables para su "batalla contra la corrosión".

Una hora es suficiente para chorrear una superficie de 40 m². y en el mismo espacio de tiempo el equipo de pintura puede recubrir 500 m². En cada caso, solamente un operario será necesario para realizar el trabajo.

Y siempre los acabados serán impecables... perfectos.

Atlas Copco

Oficina Central:
Josefa Valcárcel, 34 - Apartado 650 - MADRID-17



Atlas Copco está en España entera a través de sus 14 Delegaciones.

ANUARIO ESPAÑOL DE LA PUBLICIDAD

Se ha puesto a la venta la edición 1969 del ANUARIO ESPAÑOL DE LA PUBLICIDAD, consultor de los medios publicitarios, agencias y agentes de publicidad y servicios técnicos que existen en España.

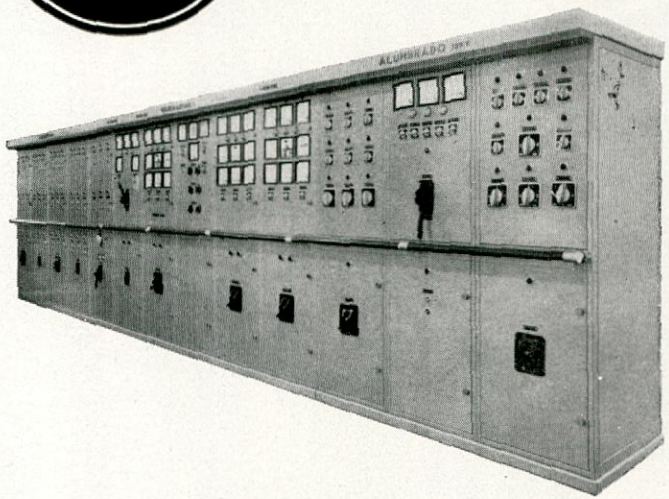
Recoge los datos más importantes y las tarifas de: Diarios, semanarios, revistas, anuarios, radio, TV, cinematógrafos, medios en vías públicas; así como las referencias de Agencias y Agentes de Publicidad, Especialistas y Servicios Técnicos para la publicidad y un directorio de Empresas de Publicidad y Diarios Extranjeros.

Con él, podrá tener rápidamente y cómodamente la orientación precisa y el conocimiento perfecto de cuanto puede utilizarse para la publicidad y propaganda.

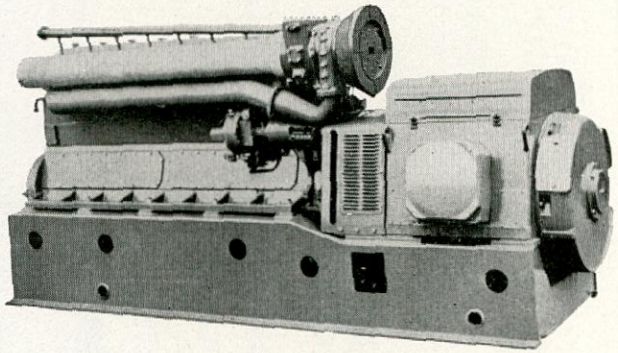
Para cualquier información, dirigirse a:

Avenida de José Antonio, 57 - MADRID-13

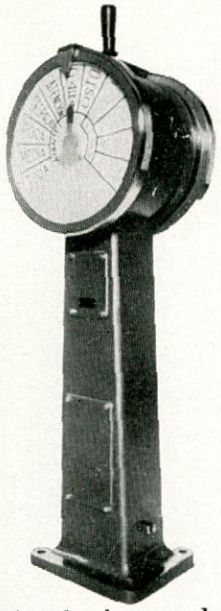
EMPRESA ESPECIALIZADA EN LA INDUSTRIA NAVAL



Cuadro eléctrico de distribución, maniobra y control de generadores para buques cargueros de 35.000 toneladas métricas.



Grupo Diesel-Generador Astano Man 415 C. V. Fenya-Still 340 KVA.



Telégrafo síncrono de órdenes a máquinas. Mod. T. S. 11-300

SEÑALIZACION

- Teléfonos y Centrales
- Telégrafos
- Indicadores
- Señalización acústica
- Cuadros eléctricos

MAQUINARIA ELECTRICA

- Máquinas de c. c.
- Equipos Ward-Leonard
- Alternadores
- Motores de inducción
- Electroventiladores

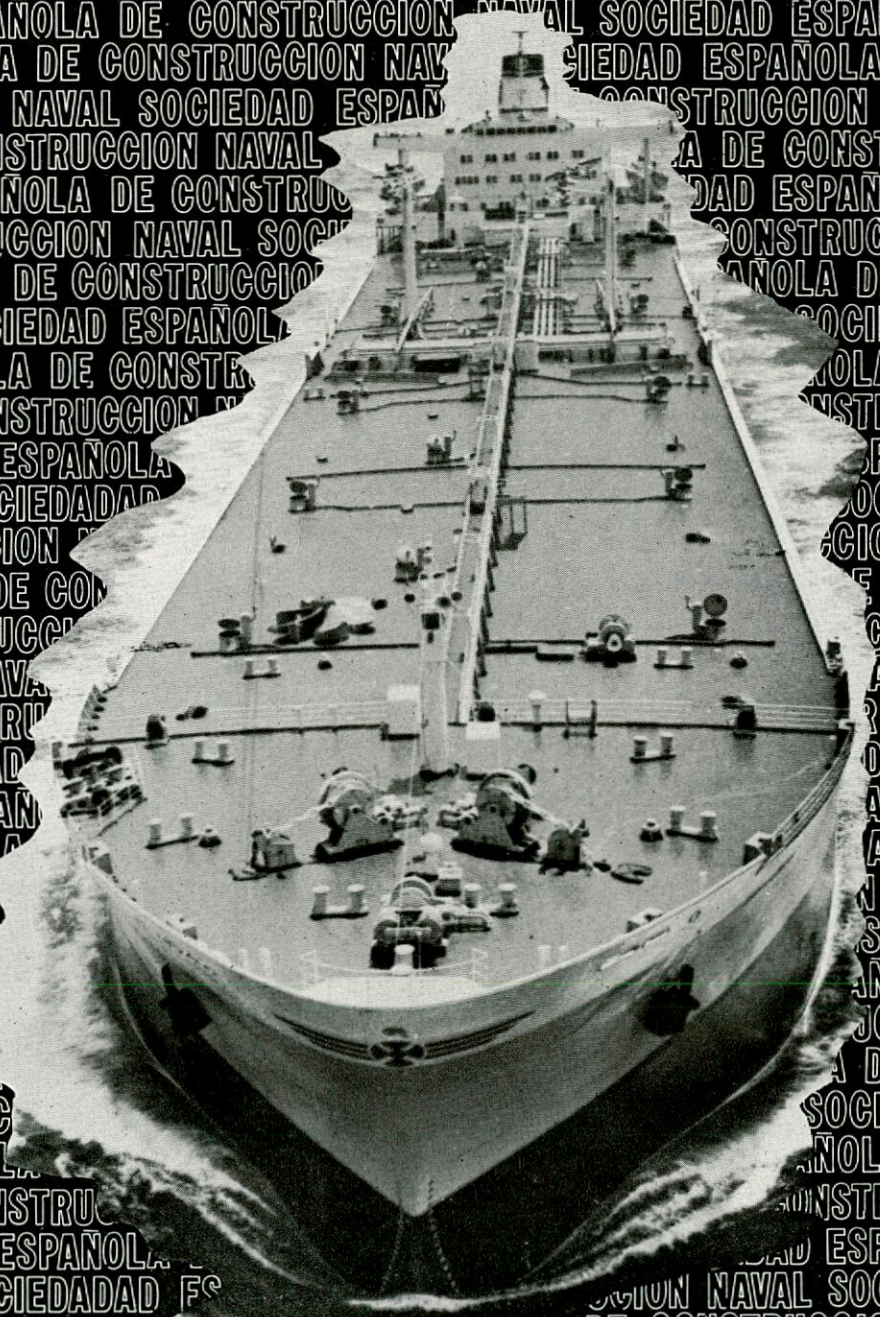
ALTERNADORES

De tensión constante y regulación estática.
Fabricados bajo licencias de la firma HANS STILL. HAMBURGO.

FABRICACIONES ELECTRICAS NAVALES Y ARTILLERAS

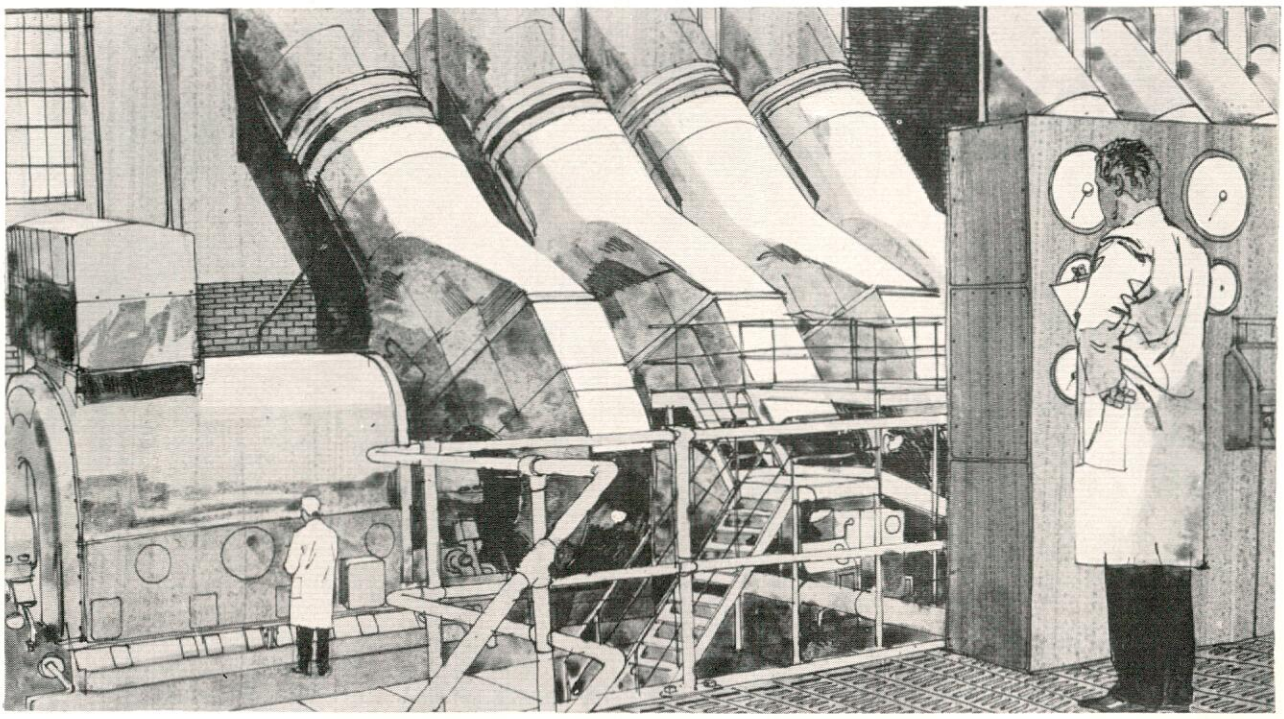
Apartado 986 - Teléfonos: 35 14 01 - 35 22 18 - 35 22 33 - 35 26 77 - EL FERROL DEL CAUDILLO

CONSTRUCCION Y REPARACION DE BUQUES



SOCIEDAD ESPAÑOLA DE CONSTRUCCION NAVAL

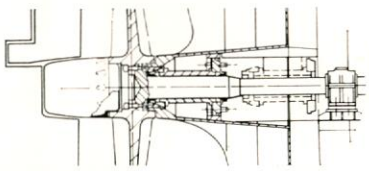
CENTRAL: SAGASTA, 27 - MADRID-4 - TELEX NAVAL 27690



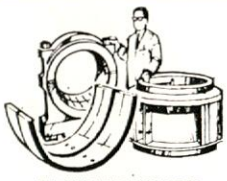
PARA UN MEJOR RENDIMIENTO EN LAS MAQUINAS QUE Vd. DISEÑA...

La modernización de la maquinaria nos lleva hoy dia a la aplicación de nuevos conceptos en los órganos que las componen. Un nuevo concepto ha sido desarrollado por Glacier en cuanto a cojinetes de empuje de placas basculantes, cuyas características principales son las siguientes:

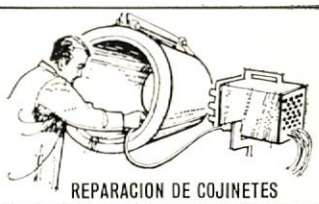
- a. El pivote central de la placa permite ambos sentidos de giro indistintamente.
- b. La forma especial de la cara de la placa hace que disminuyan las pérdidas de potencia, al mismo tiempo que mejora la lubricación.
- c. La standarización de un número determinado de placas, permite una amplia gama de cojinetes de empuje de diferentes tamaños.
- d. Debido a esta standarización, que permite disponer de un stok permanente, queda asegurado un suministro rápido y eficaz en el recambio.



BOCINAS DE POPA GLACIER-HERBERT
Diseño totalmente nuevo, que permite reemplazar o inspeccionar el tubo de popa y juntas del buque, sin tener que entrar en dique seco.



COJINETES GRANDES
Fabricación especializada de cojinetes marinos e industriales pesados, desde 25mm hasta 3000mm de diámetro y hasta 20 toneladas de peso.



REPARACION DE COJINETES
El más rápido servicio en casos de emergencia, para la industria y construcción naval, reduciéndose a un mínimo el tiempo de paro. Se garantiza la calidad y seguridad de funcionamiento.

...GLACIER DISEÑARA PARA Vd. EL COJINETE QUE NECESITA

GLACIER

En el Manual del Proyectista no. 5 hallará toda la información que desee.
Solicítelo a:

INDUSTRIAS DESLITE S.A.
c/Badajoz, 5y7, BARCELONA-5-
Tel. 245-36-00

Deslite

LICENCIADOS Y REPRESENTANTES PARA ESPAÑA DE
THE GLACIER METAL CO. LTD. INGLATERRA

ÆE THE ASSOCIATED ENGINEERING GROUP

SERVICIO PROPAGANDA PIRELLI
PIRELLI
pavimento de goma
para la navegación