AÑO XLVI - NUM. 511
ENERO 1978

Ingenieria Naval

«EDUARDO VIEIRA», pesquero congelador factoría de 2.062 TRB construido para S. A. Eduardo Vieira

CONSTRUCCIONES NAVALES P. FREIRE, S. A.

CONSTRUCCION Y REPARACION DE BUQUES

Gradas construcción de 110 metros. Varaderos con capacidad hasta 3.000 Tons.

Avda. Orillamar, s/n. Teléfonos: 23 30 00-6-8-9
Dir. Teleg. REFREYNAVAL-Vigo. Telex: 83024 frey

BOUZAS - VIGO

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

departamento propio

INTERDIESEL

Licencia BAUDOUIN

GUASCOR, S.A.

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

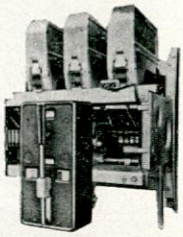
Pegaso-Interdiesel

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

interruptores automáticos de Baja Tensión

OTOMAX "PC"

tensión nominal 500V
intensidades nominales . . 1000 a 5000 A
poder de corte simétrico . . a 380V P1C-35kA
P2C-52kA
P3C-100kA



*NOVOMAX "G. 30"

tensión nominal. . . . 660V
intensidades nominales. 800 a 1600A
poder de corte simétrico a 380V 45kA

FUSOL "FZ"

tensión nominal. . . . 500V
intensidades nominales. 30 a 500A
poder de corte simétrico a 380V . . . 100kA

*LIMITOR "LN"

tensión nominal. . . . 660V
intensidades nominales. 100 a 500A
poder de corte simétrico a 380V . . . 100kA

ISOL "H/Z"

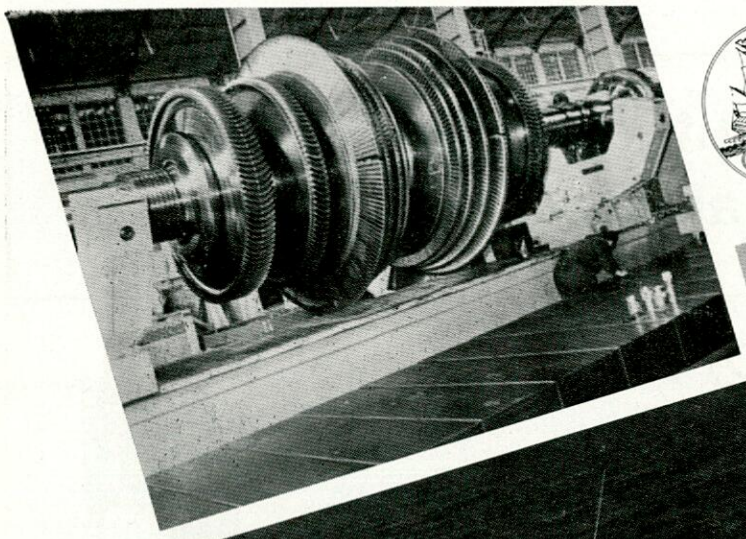
tensión nominal. . . . 500V
intensidades nominales. 100 a 800A
poder de corte simétrico a 380V . . 10 a 35kA

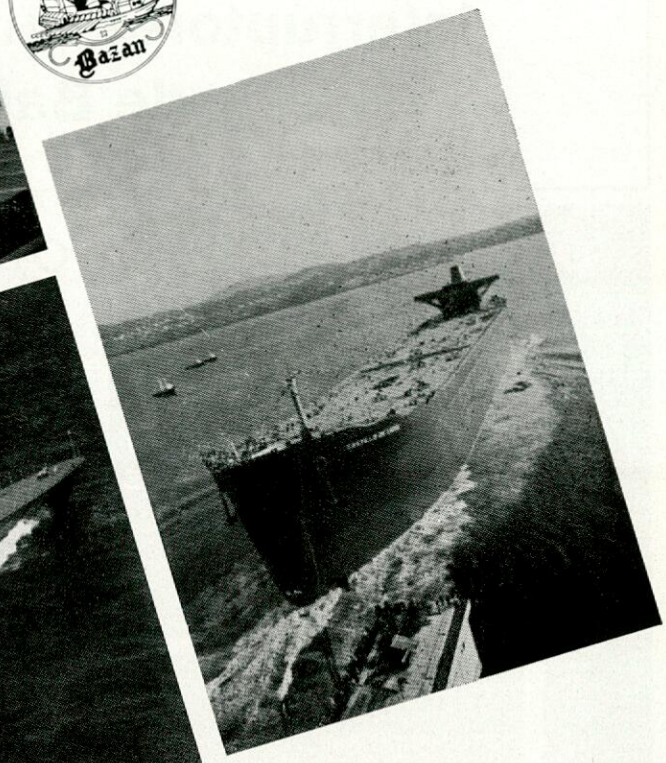
*MODUL "N"

tensión nominal. . . . 660V
intensidades nominales. 100 a 1000A
poder de corte simétrico a 380V . . 15 a 35kA

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

SA-88-1





EMPRESA NACIONAL

"BAZAN"

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

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

DIQUES SECOS Y FLOTANTES

FABRICAS DE ARMAMENTO EN:
SAN FERNANDO (CADIZ)
CARTAGENA

■ ARMAS NAVALES Y MUNICIONES.

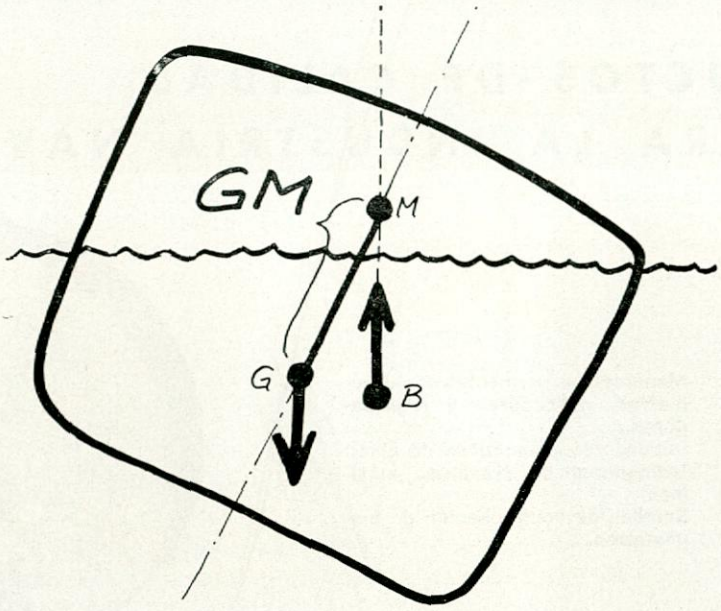
■ EQUIPOS PROPULSORES DE TURBINAS Y DIESEL
TURBINAS PARA CENTRALES TERMICAS CONVENCIONALES Y NUCLEARES

■ MAQUINARIA AUXILIAR
ARTEFACTOS NAVALES
GRUAS LOCOMOVILES,
HELICES, FUNDICIONES,
MATERIAL AGRICOLA, ETC.

■ CALDERAS MARINAS Y TERRESTRES.

OFICINA CENTRAL:
CASTELLANA, 65 - MADRID-1
TELEFONO 441 51 00 - TELEX 27480
CABLES: BAZAN

La estabilidad es vital
Como el nuevo LMC G70.



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

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

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

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

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

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

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

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

Nombre. . . . . .

Compañía . . . . . .

Dirección. . . . . .

País. . . . . .

KOCKUMS
Marine Division

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

Representante en España:

NIFE JUNGNER

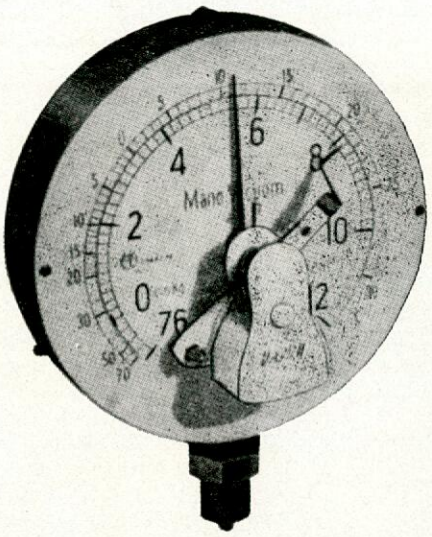
NIFE España S.A.

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

SANCHEZ-RAMOS Y SIMONETTA • INGENIEROS

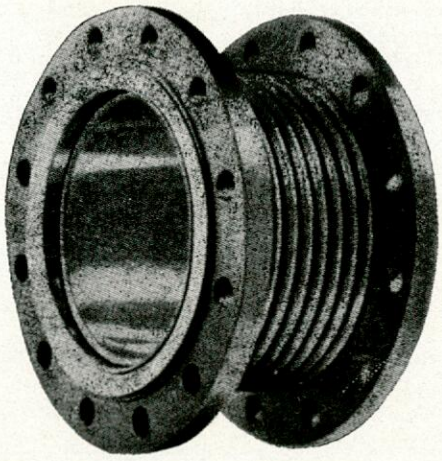
Avda. José Antonio, 27
Apt. 1033 - Teléf. 221 46 45
MADRID - 13

PRODUCTOS DE CALIDAD PARA LA INDUSTRIA NAVAL



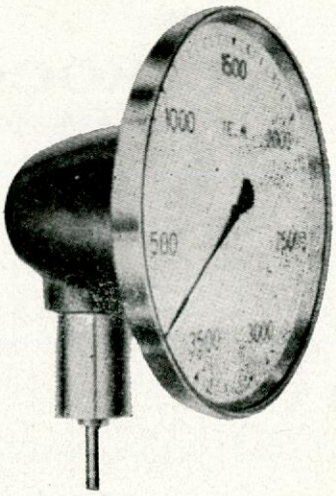
HAENNI & CIE., S. A. JEGENSTORF

Manómetros, termómetros, higrómetros, indicadores y registradores.
Indicadores neumáticos de nivel.
Indicadores de presiones máximas.
Bombas de comprobación de manómetros.



BOA, S. A.
LUCERNA (Suiza)

Compensadores de dilatación, axiales, laterales y angulares.
Tubos flexibles metálicos.
Membranas metálicas.
Eliminadores de vibraciones.



HASLER, S. A.
BERNA (Suiza)

Tacómetros y tacógrafos eléctricos y mecánicos para instalaciones fijas y móviles (ferrocarriles, buques).
Tacómetros de mano, cuentarrevoluciones.
Contadores de rodillos, métricos, de producción, de preselección.
Impulsógrafos.

una solución para cada necesidad

M·A·N mtu

RENK

O&K

KKK

HDW

Bazan

TORNADO

PASCH ofrece los elementos vitales del corazón de un buque:

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

PASCH Y CIA S.A.

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

1009

UNION NAVAL DE LEVANTE, S. A.

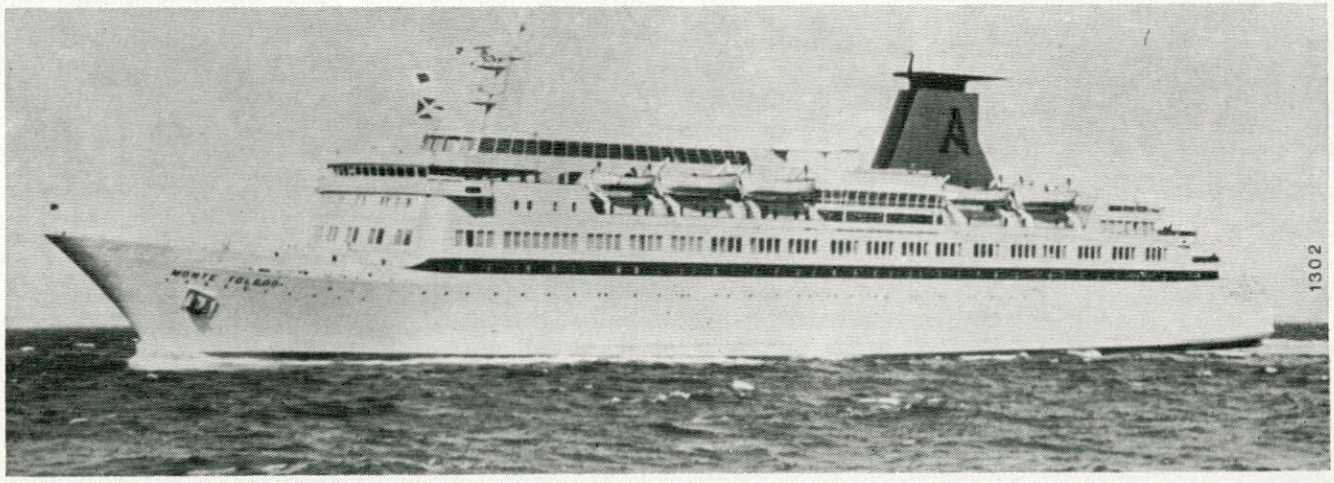
PROYECTO Y CONSTRUCCION DE BUQUES DE TODOS LOS TIPOS HASTA 22.000 TRB

- Pasaje
- Pasaje y carga
- Carga seca
- Petroleros
- Transbordadores
- Buques especiales
- Frigoríficos
- Transporte de G. P. L.
- Madereros
- Dragas
- Ganguiles
- Etc., etc.
- Reparación de buques y maquinaria
- Diques flotantes de 8.000 Tons. en Valencia y 6.000 (J. O. P.) y 4.000 Tons. en Barcelona (Fuerza ascensional)

OFICINAS CENTRALES: ALCALA, 73 - TEL. 2268605/06/07 - TELEX 43892 UNALE-E - MADRID-9

ASTILLEROS Y TALLERES DE VALENCIA
APARTADO 229 - TELEFONO 3230830
TELEX 62877 UNALE

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



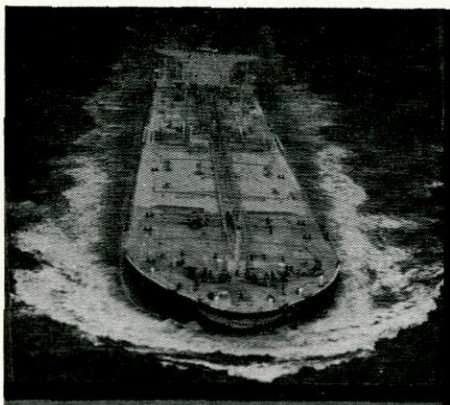
BUREAU VERITAS

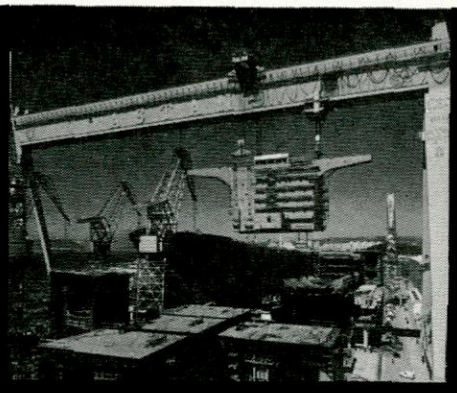
1828 1978

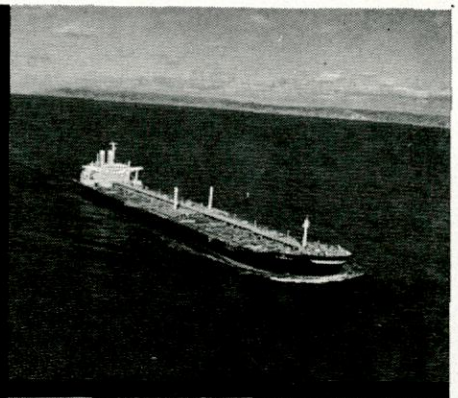
REGISTRO INTERNACIONAL DE CLASIFICACION

DE BUQUES Y AERONAVES

OFICINA CENTRAL ESPAÑOLA
Doctor Fleming, n.º 31
Madrid-16
Teléf. 250 33 00
Telex: 22665





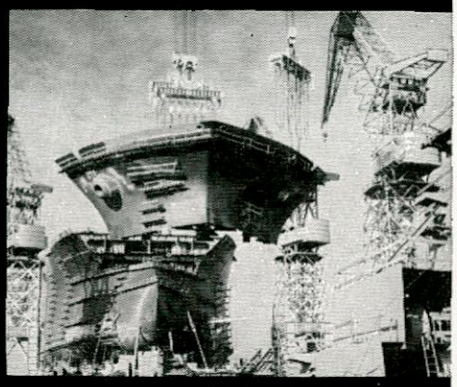


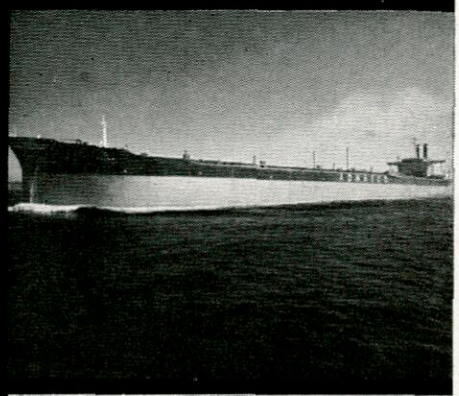
capacidad

para buques de hasta 450.000 T.P.M.

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

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

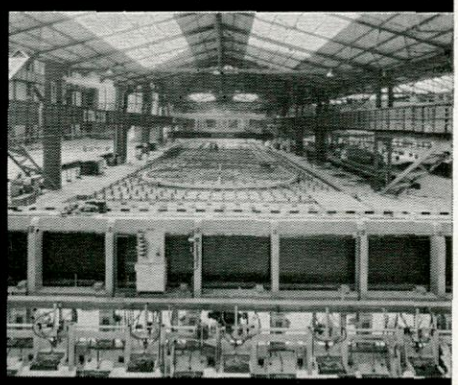


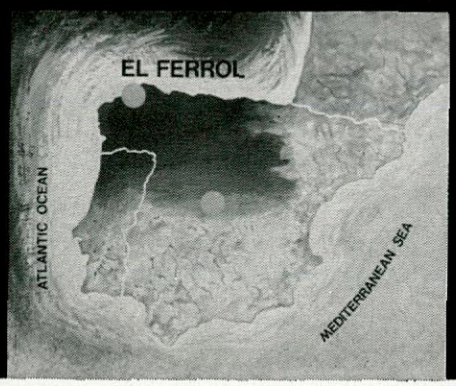


ASTANO

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

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





Ingeniería Naval

ORGANO OFICIAL DE LA ASOCIACION DE INGENIEROS NAVALES DE ESPAÑA

AÑO XLVI - NUM. 511
ENERO 1978

FUNDADOR:

Aureo Fernández Avila, Ingeniero Naval.

DIRECTOR:

Luis de Mazarredo Beutel, Ingeniero Naval.

COMITE ASESOR:

Fernando Casas Blanco, Ingeniero Naval.
Francisco García Revuelta, Ingeniero Naval.
Angel Garriga Herrero, Ingeniero Naval.
Gerardo Polo Sánchez, Ingeniero Naval.
Ricardo Rodríguez Muro, Ingeniero Naval.

DIRECCION Y ADMINISTRACION

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

Dirección postal: Apartado 457.

Teléfs. 244 06 70 / 244 08 07 (*)

SUSCRIPCION ANUAL

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

NOTAS

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

PUBLICACION MENSUAL

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

INDICE DE MATERIAS

Págs.

Comentario de Actualidad

El Congreso Nacional de Tráfico Marítimo y Construcción Naval. 2

Artículos Técnicos

Nuevo método de cálculo de funcionamiento de hélices en régimen no estacionario, por **Javier Gómez Marino** 4

Diseño estructural de buques portacontenedores, por **B. Rapo.** 18

Cavitación en hélices en timón-tobera. Influencia del ángulo de tiro, por **José L. Callejón Baena, José F. Núñez Basáñez** y **Jaime Masip Hidalgo** 34

Noticias

ASTILLEROS

Proyecto de aeropuerto flotante 42

Actividad de los astilleros nacionales durante el mes de noviembre de 1977 43

Nuevos coeficientes de compensación 43

TRAFICO MARITIMO

El mercado de fletes 44

REUNIONES Y CONFERENCIAS

Congreso Iberoamericano de Ingeniería Naval 44

Agenda 51

Exposición de la Industria Naval y Navegación 52

VARIOS

Grupos de Trabajo del Germanischer Lloyd 53

Nuevos Reglamentos del Germanischer Lloyd 53

Nota necrológica 53

Bibliografía.—Enero 1978.—57. Energía nuclear 54

Portada

«Eduardo Vieira», pesquero congelador factoría de 2.062 TRB construido para S. A. Eduardo Vieira por Construcciones Navales P. Freire, S. A.

COMENTARIO DE ACTUALIDAD

EL CONGRESO NACIONAL DE TRAFICO MARITIMO Y CONSTRUCCION NAVAL

La difícil situación de la construcción naval como consecuencia de la falta de pedidos dio lugar a que durante el pasado año se produjeran distintas reacciones, que mostraron la importancia que aquélla había adquirido dentro de la sociedad española o, al menos, dentro de poblaciones o grupos de mucha consideración.

La Asociación de Ingenieros Navales no podía mantenerse al margen de estas inquietudes, no tanto por defender los intereses de los miembros que la componen como por la obligación moral que lógicamente tenía que atribuirse de fomentar por lo menos los encuentros necesarios para que pudieran aclararse conceptos y situaciones para poder solucionar o al menos plantear los problemas implicados.

En consecuencia, en su reunión del 3 de noviembre y en una reunión conjunta de la Junta Directiva de la citada Asociación con la Junta de Gobierno del Colegio Oficial de Ingenieros Navales se acordó celebrar un Congreso Nacional, al que serían invitados todos los sectores implicados. En dicho Congreso serían presentadas las ponencias que entonces se definieron, cuya redacción se había de encomendar a personas que conociesen suficientemente el tema.

A dicho Congreso, que se anunció con el lema "La Construcción Naval. ¿Problema nacional o fuente de riqueza y progreso?", es al que se refiere esta nota, y aunque en estos momentos se anuncie una coordinación efectiva de las empresas constructoras del I. N. I. y, en consecuencia, una próxima toma de decisiones para solucionar este problema (que afecta fundamentalmente a algunas de dichas empresas que son las que construyen superpetroleros), no puede esta revista dejar de publicar una noticia sobre lo que entonces sucedió y las conclusiones del Congreso.

Se celebró éste los días 1 y 2 de diciembre, siendo las ponencias las que a continuación se indican, con expresión de sus autores o coordinadores:

— *Oferta y demanda.*
Ponente: D. José Benito Parga López.

— Financiación, seguros e incentivos.
Ponentes: D. José Manuel Alcántara Rocafort.
D. José Luis López - Sors González.
D. José Antonio Núñez Gómez.

— Problemas planteados a la flota nacional.
Ponente: D. Juan María Gómez Alonso.

— Diversificación en actividades propias del sector.
Ponentes: D. José Marco Fayren. Construcción de Artefactos.
D. Emilio Monterde. La Construcción Naval Militar en España.
D. José Esteban Pérez García. Reparación Naval.

— Industria de equipos navales.
Ponente: D. Fernando Pérez Alvarez-Quiñones.

— Empleo y renta.
Ponentes: D. Fernando Casas Blanco.
D. Miguel A. de la Huerga Mendoza.

— Tecnología e investigación y su incidencia en la demanda.
Ponente: D. Luis de Mazarredo Beutel.

— *Análisis y reflexiones sobre la estructura empresarial del sector.*
Ponente: D. Manuel García Gil de Bernabé.

Actuó de presidente-moderador el decano del Colegio el día 1 y el presidente de la Asociación de Ingenieros Navales de España el día 2.

Las sesiones se celebraron en el salón de actos de la Escuela de Ingenieros Navales, con una numerosa asistencia que rebasaba a veces la capacidad del local. Estuvieron presentes no solamente ingenieros navales, sino navieros, operarios de astilleros, representantes de sindicatos, periodistas y otras personas ligadas o no a la profesión, pero interesadas en cualquier caso en el tema. La lectura de las ponencias fue seguida con interés, dando lugar a discusiones animadas, que hubieran podido prolongarse considerablemente si hubiera habido tiempo para ello.

Entre las conclusiones del Congreso, y aparte de cooperar con los sectores implicados para la celebración de sesiones en las que se consideren los temas de pesca, cabotaje e industria auxiliar, estaba la de constituir una comisión de trabajo en la que estando representados todos los estamentos que habían tomado parte en el Congreso, refundieran las conclusiones de las ponencias en un documento único. Este resumen es el que a continuación se copia:

"De entre las numerosas conclusiones leídas por los ponentes en la sesión plenaria del Congreso se hace el siguiente resumen:

1.° La industria de la construcción naval no puede ser considerada como una industria sin futuro a medio y largo plazo, por lo que la toma precipitada de medidas irreversibles conducentes a la reducción de su capacidad, aparte las gravísimas consecuencias a corto plazo, podría producir nuevos y graves perjuicios en el futuro al perder una capacidad de respuesta necesaria a medio plazo

— en la construcción de buques mercantes para bandera nacional y para la exportación:

— en la construcción naval militar, y

— en la construcción de artefactos para la explotación racional del mar y especialmente en la explotación sistemática de hidrocarburos en el litoral español y la explotación de los mismos, así como la construcción de plantas marinas.

2.° Abona lo anterior:

— La insatisfacción de la demanda nacional por falta de crédito suficiente, demanda que según todas las previsiones seguirá siendo importante en el futuro y que se considera vital para el futuro de la Nación.

— La posible adopción por la IMCO en el próximo mes de febrero de la obligatoriedad con carácter retroactivo del lastre segregado en petroleros mayores de 20.000 TPM, lo cual generará una demanda apreciable de flota en el sector petroleros.

— La insuficiente dotación de nuestra Marina de Guerra, que debe equiparse a ser posible con prototipos de proyecto nacional que potencien las evidentes posibilidades de exportación de buques de guerra a los países árabes e Iberoamérica.

— La imperiosa necesidad de reducir el déficit de nuestra balanza comercial, que no tiene otra alternativa que la reducción de nuestras compras de petróleo lo que obliga a producirlo en nuestro territorio, lo que implica acometer un plan nacional de prospecciones petrolíferas fundamentalmente en los fondos marinos, con la consecuente construcción de plataformas y demás artefactos en nuestros astilleros.

3.° Se estima que el Gobierno debe tomar las siguientes medidas:

— Teniendo en cuenta que los armadores nacionales respondieron positivamente al concurso convocado por Real Decreto de 21 de mayo de 1976, se considera que el cumplimiento de lo previsto en dicho Real Decreto, ateniéndose estrictamente a las condiciones en el mismo establecidas, es una solución justa e imprescindible para superar el profundo bache que presenta el corto plazo.

— Resultando que la demanda nacional ha sido siempre netamente superior a los créditos habilitados, arbitrar la financiación precisa para dicha demanda en el futuro, complementándola con la instrumentación de las ayudas y subsidios necesarios en forma análoga a los existentes en todos los países europeos.

— Habilitar los créditos y ayudas suficientes para mantener una posición competitiva en el mercado exterior.

— Arbitrar las consignaciones presupuestarias necesarias para nuestra Marina de Guerra.

— Apoyar la propuesta presentada por Estados Unidos en la IMCO para la imposición del lastre segregado.

— Acometer urgentemente un plan energético nacional basado en el desarrollo de fuentes propias de energía y concretamente petróleo, y, en consecuencia, con dicho plan extender por vía de urgencia a 200 millas nuestras aguas jurisdiccionales, sin exclusión de zona marítima alguna.

— Teniendo en cuenta la inhibición de la Banca privada y su tendencia abandonista, así como la necesidad de disponer de instituciones especializadas para la financiación y garantías de la construcción naval, se estima indispensable la creación de un ente oficial especializado que, además de la financiación, englobe los seguros y las garantías, adecuando en todo caso las actuales primas del CESCE a los tipos que se aplican en el Mercado Común.

4.° Habida cuenta de la estructura económica de los astilleros, financiados en gran parte por sus proveedores, se considera necesario, para evitar el colapso en cadena de astilleros e industria auxiliar, la concesión de créditos de urgencia a estas empresas.

Considerando la localización geográfica de las empresas del sector, estos créditos podrían ser concedidos por las Cajas de Ahorros de las zonas a tipos subvencionados. Las diferencias podrían abonarse por un fondo de compensación de intereses, sustitutivo o alternativo del desempleo.

Se considera de gran interés la creación de una fuente de financiación propia del sector naval, como pudiera ser un banco cooperativo, así como también la participación de las Cajas de Ahorros en la financiación corriente del sector.

5.° Conscientes del amplio margen de posibles mejoras a conseguir por las empresas en su propia gestión, éstas deben establecer un plan de objetivos a medio y largo plazo, previo contactos con los sectores de comercio exterior, armadores de buques mercantes, armadores de buques pesqueros, empresas y entidades responsables de la explotación de hidrocarburos, etc., para de manera razonable, y previa justificación de una rentabilidad socio-económica manifiesta, solicitar de la Administración las necesarias ayudas para poder actuar de forma competitiva en un plan para el período 1979/1985, responsabilizándose de forma fehaciente de la realización y cumplimiento de objetivos de tales planes. En este punto se hace especial hincapié sobre la toma de medidas necesarias para lograr un espíritu de empresa que asegure la colaboración leal y entusiasta de todo el personal perteneciente a las mismas. A este fin sería conveniente la pronta promulgación del Estatuto de la Empresa Pública y de la Ley de Acción Sindical en la Empresa.

6.° Se estima que tanto en la elaboración como en la aplicación de las medidas que afecten al sector de la construcción naval deben participar, y en todo caso ser oídos, todos los estamentos involucrados."

Finalmente, puede citarse que se ha constituido una Comisión Permanente para que coordine las acciones a seguir como consecuencia de dicho Congreso, y que se está actualmente ocupando de la edición de las ponencias y de las discusiones que las siguieron.

NUEVO METODO DE CALCULO DE FUNCIONAMIENTO DE HELICES EN REGIMEN NO ESTACIONARIO

Por Javier Gómez Marino

Ing. Naval

1. Antecedentes y colaboraciones

El estudio del problema inverso en el cálculo de hélices fue comenzado en la A. I. C. N. hace algunos años por don Rafael Gutiérrez Fraile, quien llegó a completar un programa de cálculo siguiendo un método cuasiestático. Las estructuras de entrada y salida, así como algunos procesos de convergencia de este primer programa, han sido usadas casi intactas en el trabajo que se presenta. Tengo que agradecer al señor Gutiérrez Fraile no sólo esta importante contribución al trabajo actual, sino también sus desinteresados consejos, con los que he contado durante los casi dos años que ha durado éste.

Asimismo tengo que agradecer a don Luis de Mazarredo, promotor desde su origen de esta línea de investigación, tanto su valiosa dirección, cuajada de expertos consejos, sin la que este trabajo no hubiera sido posible, como la confianza que puso en mí desde el primer momento, y que ha sido uno de los más fuertes y constantes incentivos para la realización del mismo.

También tengo que agradecer su ayuda cotidiana a mis compañeros de la Asociación, especialmente a don Honorio Sierra por sus consejos en el área de hidrodinámica y a don Luis Fernández-Vega por su ayuda en los frecuentes problemas con el ordenador. Por último, que me disculpen las muchas otras personas que de alguna forma contribuyeron a la realización del trabajo y que quedan en el anónimo.

2. Introducción

2.1. *Sobre la teoría de circulación*

Tradicionalmente, las hélices venían siendo diseñadas mediante la utilización de series sistemáticas, que en casos difíciles o de gran compromiso se modificaban en base a ensayos experimentales o a la experiencia personal del proyectista.

Debido fundamentalmente a los avances tecnológicos exigidos por la aviación para su propio desarrollo, nació la teoría de circulación, que sería pronto asimilada para el cálculo de los propulsores marinos. Existen dos métodos de cálculo de hélices por teoría de circulación, siendo uno de ellos una simplificación del otro.

El más sencillo, llamado de "Lifting Line" o de la línea sustentadora, asimila la pala a una línea de torbellinos de intensidad variable a lo largo de su longitud y en la que se concentra, para cada radio, toda la circulación de la correspondiente sección cilíndrica de la pala. Evidentemente, la intensidad de la circulación disminuirá hacia el eje de la hélice y en la punta de la pala será nula por no haber sustentación en ella. En los puntos intermedios nos encontraremos una distribución de circulaciones que dependerá de un buen número de factores, como la geometría de las distintas secciones o la estela circunferencial, de la que más tarde hablaremos. Una distribución típica de la circulación en una pala es la de la figura 1.

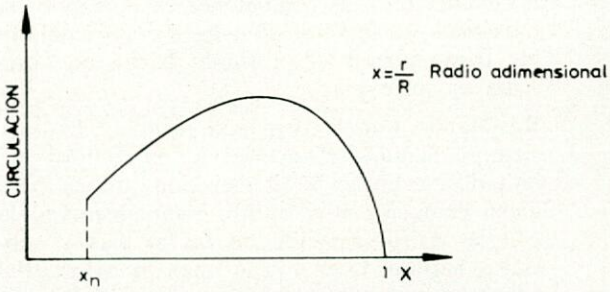


Fig. 1.—Distribución típica de circulación a lo largo de la pala.

Por otra parte, sabemos (teorema de Helmholz) que los hilos de torbellinos o bien son cerrados o han de empezar y terminar en una pared rígida. Además, la intensidad de los torbellinos o circulación ha de ser constante en cualquier punto de ellos. Pensando en todo esto se llega a que nuestra línea sustentadora ha de comprender un número distinto de hilos de torbellino en cada punto de su longitud,

y que al no poder empezar o terminar en ella han de extenderse en la estela. Así, si ampliamos nuestra línea sustentadora veríamos algo semejante a la figura 2. Los hilos de torbellinos de la estela, en

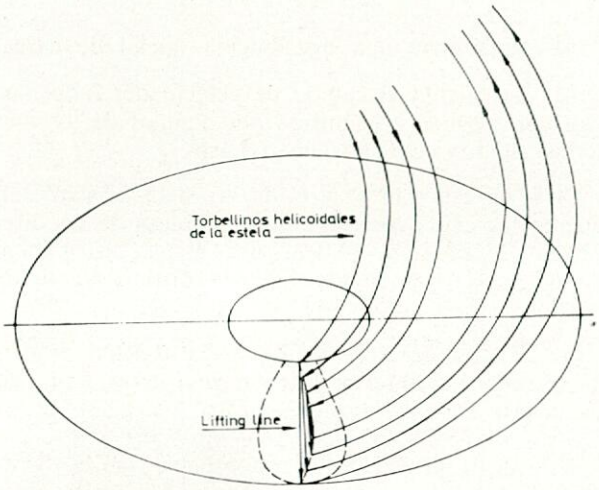


Fig. 2.—Detalle de la línea de sustentación y el conjunto de torbellinos desprendidos en la estela.

teoría, coinciden con las líneas de corriente. Todo este conjunto de líneas de torbellino crea un campo de velocidades que, superpuesto al campo inicial (en ausencia de hélice), nos proporciona el campo de velocidades real de acuerdo a esta simplificación de "Lifting Line". Naturalmente, hay que considerar a la vez los campos debidos a todas las palas del propulsor. El problema, así planteado, parece de difícil resolución, pero, con algunas hipótesis que al final resultan realistas, ha sido resuelto por varios autores: Goldstein, Lerbs... La solución de Lerbs (ref. 1), que utilizaremos en algunas fases de nuestro programa, consiste en suponer que de cada sección de pala se desprende una línea de torbellino, que es una hélice de paso y radio constante hasta el infinito. Esto le permite conocer analíticamente la velocidad inducida en cualquier punto del disco por el conjunto de torbellinos abandonados por el propulsor en la estela. Para esta resolución analítica, Lerbs utiliza los famosos factores de inducción introducidos por Kawada (ref. 2), que representan la relación entre la velocidad inducida en un punto de la línea sustentadora, debida a un hilo de torbellino helicoidal generado por otro cierto punto de dicha línea, y la que se induciría si en este último punto el torbellino fuese recto y de igual intensidad que el helicoidal. Como se ve en la definición anterior, estos factores dependen únicamente de parámetros geométricos y no de la intensidad de los torbellinos desprendidos. Con ello se reduce el problema al cálculo de las velocidades inducidas por hilos de torbellinos rectos, cuyo campo de velocidades es inmediato.

El método de "Lifting Surface" o superficie sustentadora, se diferencia del anterior en que la pala se modeliza por varias líneas sustentadoras, que en su conjunto producen la misma sustentación que la única "Lifting Line" anterior, pero que al ser distribuida a lo largo de la sección nos permite conocer la distribución de las velocidades inducidas en ella y, por tanto, el flujo alrededor de las distintas secciones, distribución de presiones, etc. La resolución del funcionamiento hidrodinámico de una hélice por este método supone la resolución de un complicado sistema de ecuaciones integrales que, en esencia, representa la condición de que en cualquier punto de la superficie de la hélice la velocidad resultante de considerar el campo de velocidades de los torbellinos ligados a la pala, el de los torbellinos libres o de la estela y el flujo inicial en ausencia de hélice no tenga componente normal a la misma, que es la condición de superficie rígida.

Evidentemente, de lo anterior queda clara la ventaja que en teoría supondrá la utilización de un método de superficie sustentadora, pero en contraposición este método precisa de tiempos de cálculo (no se puede pensar en su utilización manual) mucho mayores que el anterior y presenta una gran dificultad de utilización, por lo que queda fuera de las posibilidades del proyectista. Se han desarrollado factores de corrección mediante los cuales, después de ser utilizado un método de línea sustentadora, se corrigen los resultados por el efecto de ser la pala, en la realidad, una superficie sustentadora. En ellos se incluye una corrección debida a tener un espesor finito, consideración ésta que no es posible hacer con el método simplificado.

En un tratamiento con "Lifting Surface" el efecto del espesor se puede estudiar mediante una debida distribución de manantiales y sumideros a lo largo de cada sección. Las correcciones por efecto de la superficie sustentadora más conocidas y usadas son las de Morgan, Silovic y Deny (ref. 3).

Existen un buen número de programas de cálculo de hélices por teoría de circulación basados en uno y otro método, siendo (como se desprende de la consideración anterior) más usados los que se basan en la teoría de línea sustentadora. La experiencia ha demostrado, por otra parte, que para el cálculo de propulsores normales las soluciones obtenidas mediante "Lifting Surface" no ofrecen ventaja sobre las obtenidas por "Lifting Line", a pesar de ser mucho más costosas.

2.2. *El problema inverso*

Hasta el momento nos hemos referido al cálculo del propulsor óptimo para un cierto barco y condiciones de proyecto. Existen, en cambio, bastantes casos para cuya solución se precisa realizar el llamado "cálculo inverso", que consiste en conocer el funcionamiento de una hélice dada en una estela dada.

Este es el problema abordado en el presente trabajo; más concretamente, el funcionamiento en una estela circunferencialmente variable, como ocurre en la realidad, y que es la causa de la excitación de vibraciones por la hélice, salvando, naturalmente, las vibraciones generadas por desequilibrio mecánico del propulsor o falta de alineación de la línea de ejes, fácilmente reconocibles por su frecuencia.

Conviene hacer notar aquí que los programas de cálculo de hélices (problema directo) utilizan únicamente la distribución de la estela media circunferencial para cada radio, o sea, precisan sólo del conocimiento del flujo medio con que se va a encontrar cada sección cuando describe una circunferencia, correspondiente a una vuelta completa del eje. Así se calculan propulsores adaptados a la estela. En los programas que resuelven el problema inverso, si se precisa únicamente conocer los parámetros de funcionamiento (valores medios de K_t y K_q), es suficiente con conocer la distribución de estelas medias circunferenciales, pero si de lo que se trata es (como en el trabajo actual) de estudiar fenómenos no estacionarios, precisamos, naturalmente, el conocimiento de la variación circunferencial de la estela para cada radio. La determinación de la estela actualmente no se puede hacer más que por métodos experimentales no demasiado complicados, pero que exigen la construcción de un modelo, lo cual no es una gran dificultad por ser práctica usual del proyecto de un barco.

Hemos hablado anteriormente de los problemas que precisan del cálculo inverso, ahora vamos a mencionar algunos que representan la justificación del presente trabajo.

El cálculo de funcionamiento de una hélice en estela media circunferencial puede ser utilizado, entre otros, para los siguientes propósitos:

a) Cálculo de las curvas de funcionamiento de hélices de paso regulable, al variar éste.

b) Las posibles modificaciones de un propulsor ya construido para mejorar su funcionamiento, de las que un ejemplo típico son los recortes de pala.

c) Como elemento de comprobación de propulsores ya diseñados.

Respecto al cálculo en estela circunferencialmente variable, podrían conocerse los módulos y fases de los diferentes armónicos de las fuerzas y momentos según los tres ejes que se producen sobre cada pala y sobre el propulsor completo, y, por tanto, que éste transmite al barco a través del eje. Por otra parte, el conocimiento del funcionamiento hidrodinámico del propulsor en cualquier posición angular es indispensable para el cálculo correcto de la posible cavitación en él, lo que es indispensable a su vez si se pretenden calcular las excitaciones debidas al propulsor y que se transmiten a la bovedilla a través del agua. Además, la resolución del cálculo inverso en flujo no uniforme es el instrumento necesario para la realización de estudios sistemáticos que permitan conocer la influencia de los distintos parámetros geométricos del propulsor (relación de área-disco, divergencia de punta de pala y lanzamiento, fundamentalmente) sobre la magnitud de las fuerzas excitadoras de vibración debidas a éste, e igualmente la influencia de los armónicos de la estela. Resulta casi innecesario hacer hincapié en la importancia creciente que actualmente tiene el cálculo de estas excitaciones.

2.2.1. Cálculo inverso en régimen estacionario

La resolución del problema inverso en régimen estacionario (estela circunferencialmente uniforme) se lleva a cabo mediante un proceso iterativo, que consiste fundamentalmente en lo siguiente:

a) Se supone una distribución inicial de carga.

b) Se calcula el campo de velocidades inducidas que corresponde a la misma por algunos de los métodos citados de Goldstein o Lerbs.

c) Con este campo y el de la estela, teniendo en cuenta las características hidrodinámicas de las diferentes secciones, se obtiene una nueva distribución de la carga, que en general será distinta de la de partida.

b) Basándose en esta última distribución de carga se corrige la anterior y se vuelve a iterar, entrando en la fase B.

Este ciclo de cálculo se repite hasta que la distribución obtenida en C no se diferencie significativamente de la distribución empleada en B, situación ésta en que la distribución de carga es la correcta.

Los diferentes programas emplean diferentes métodos para realizar la fase D y obtener la convergencia, siendo ésta la dificultad principal del proceso.

Durante el cálculo se introducen correcciones por viscosidad y por efecto de "Lifting Surface" en el punto C que afectan a las características de las secciones del propulsor dado. Como las correcciones debidas a "Lifting Surface" dependen de la carga del propulsor y ésta va cambiando en las sucesivas iteraciones, hay que calcularlas siempre que se realice la fase C.

Esta disposición de cálculo es realizable con un programa de superficie sustentadora, pero en este caso hay que conseguir la convergencia de una distribución bidimensional de cargas.

2.2.2. Cálculo inverso en régimen no uniforme

Cuando del régimen no uniforme se trata, el problema se complica bastante. En este caso, los perfiles de las diferentes secciones de la hélice se mueven, encontrándose con un campo de velocidades variable en dirección e intensidad y, por tanto, la distribución de circulación a lo largo de la pala va variando al girar ésta. Se ha abordado este problema de las dos formas ya citadas ("Lifting Surface" y "Lifting Line") como en el problema directo; los procedimientos del primer tipo precisan de tiempos de cálculo y capacidades mucho mayores que los del segundo.

El método de estudiar este tipo de funcionamiento, empleado en la resolución con la teoría de "Lifting Line", es el llamado método cuasiestático. Consiste, en esencia, este método en una serie de casos de funcionamiento en régimen uniforme, que corresponden a diferentes posiciones angulares de las palas. Esto es: se toman las distribuciones de la estela según el

radio, para una serie de ángulos, y se resuelve el cálculo del funcionamiento del propulsor, suponiendo que se encuentra en estelas uniformes de distribución radial, igual a las obtenidas en las distintas posiciones angulares. Así se pretenden obtener las circulaciones existentes en la pala en cada posición del disco.

3. Conceptos esenciales en el régimen no uniforme

Este es el momento de plantear lo que, a juicio del autor, son los dos problemas básicos a resolver en un cálculo en estela no uniforme. El primero es el debido a la curvatura de las líneas de corriente en que se encuentra la pala. Si dibujamos la velocidad del flujo relativo a la pala para varias posiciones sucesivas (figura 3 de la ref. 4) y tenemos en cuenta que los vectores obtenidos son tangentes a las líneas de corriente, comprobaremos que éstas son curvas. Esto representa un problema, dado que el comportamiento hidrodinámico de las secciones en este caso es distinto del que tendrían en flujo paralelo, para el que conocemos teórica o experimentalmente las características de los diferentes perfiles. Para tener en cuenta este fenómeno, lo que se hace (referencia 5) es deformar el conjunto perfil-línea de corriente, hasta que ésta sea una recta; al hacer esto, el perfil modifica su curvatura en la misma magnitud y sentido contrario a la que tenía la línea de corriente original y, por tanto, tendremos un perfil distinto del inicial, pero en flujo paralelo (figura 4).

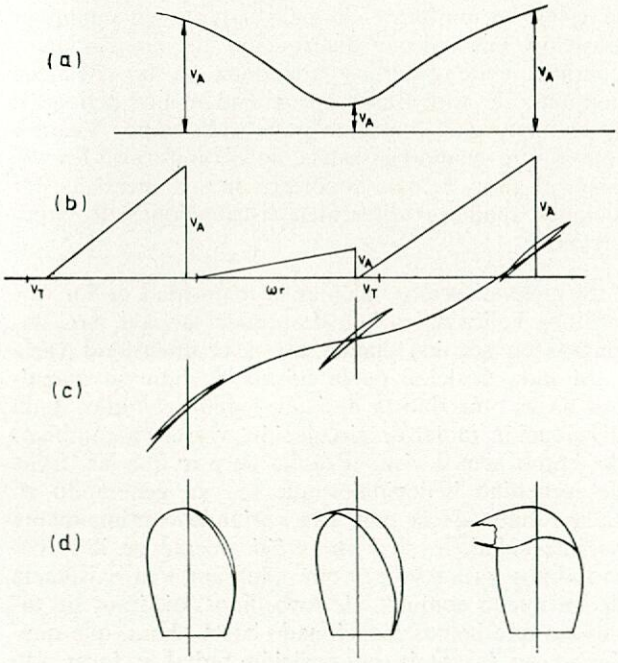


Fig. 3.

El segundo problema a que nos referíamos es el del régimen transitorio. Este se debe, por un lado, a la variación del módulo de la velocidad del flujo incidente y, por otro lado, a la variación de dirección

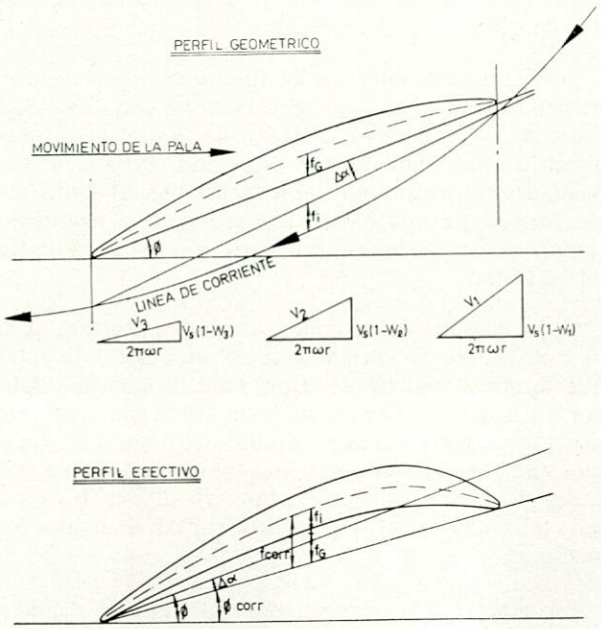


Fig. 4.—Modificación del perfil efectivo de una sección debido a los gradientes de velocidad en la estela no axisimétrica.

de la citada velocidad, que provoca un cambio del ángulo de ataque; ambas variaciones se producen durante el movimiento de giro de la pala.

Es importante diferenciar muy bien el fenómeno del flujo curvado del de régimen transitorio, que pueden darse con completa independencia. Si construyéramos un cilindro cuya sección fuese un perfil de hélice, y lo ensayáramos impidiendo mediante placas planas el desprendimiento de torbellinos en los extremos, de tal forma que el flujo alrededor de él pudiera considerarse bidimensional, podríamos estudiar por separado los fenómenos anteriores.

Si hiciésemos girar el ala anterior alrededor de un eje paralelo a las generatrices de la misma, alejado de él una cierta distancia R, con una velocidad de giro constante y en un fluido quieto (figura 5), estaríamos ante un caso de curvatura de flujo únicamente; lo llamaremos "flujo curvado estacionario". Las características del perfil (sustentación y resistencia) dependerán de su forma, del ángulo que forma su cuerda con la tangente a la circunferencia descrita,

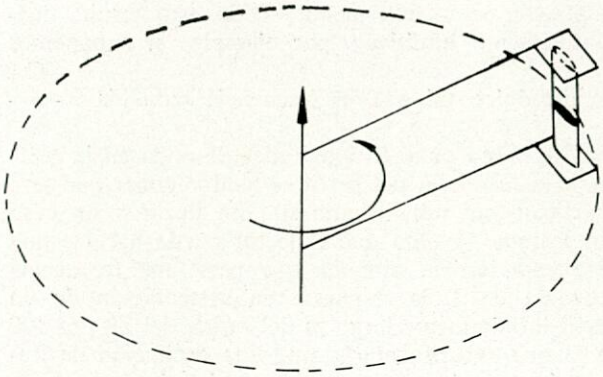


Fig. 5.

de la velocidad de rotación y, naturalmente, del radio de giro.

Si lo arrastráramos en el fluido en línea recta y perpendicularmente a sus generatrices, con velocidad constante, estaríamos en el caso de "flujo recto estacionario", tradicionalmente estudiado. Pero si la velocidad de arrastre no fuese constante, el flujo sería "recto no estacionario". En este caso el fenómeno transitorio se produciría por variación del módulo de la velocidad.

Si lo trasladásemos con velocidad uniforme, pero lo que fuésemos variando fuese el ángulo de ataque, también tendríamos "flujo no estacionario", pero por variación en dirección de la velocidad; en este caso, y mientras estemos variando el ángulo, el flujo será también curvado, ya que el campo de velocidades relativo a unos ejes fijos en el perfil ya no sería el inicial, sino que tendría superpuesta una rotación.

En general, sea o no curvado el flujo, el régimen no estacionario se caracteriza por la variación temporal de la sustentación y resistencia del perfil.

3.1. *Fenómeno transitorio en alas de alargamiento infinito*

El comportamiento hidrodinámico de perfiles en flujo bidimensional (alargamiento infinito) y sometidos a una variación temporal del ángulo de ataque fue estudiado por Sears (ref. 5). Una variación cualquiera podríamos reducirla, descomponiéndola en sus armónicos, al estudio del comportamiento del perfil bajo una variación senoidal. Según la teoría de Sears, la respuesta (en sustentación) del perfil depende de la "frecuencia reducida" de la excitación, entendiéndose por "frecuencia reducida" la relación $K = \pi \frac{C}{\lambda}$, donde C es la cuerda del perfil y λ la longitud de onda del armónico en estudio.

Según esta teoría, los efectos transitorios son despreciables para los armónicos bajos, o sea para las frecuencias reducidas bajas (λ grande comparado con C), y van siendo monótonamente más apreciables al ir aumentando dicha frecuencia reducida, con lo que la relación de la amplitud de la respuesta en sustentación del perfil a la amplitud del armónico de la excitación va siendo menor. Todo esto resulta cualitativamente intuitivo; por ejemplo, si suponemos un armónico tal que la frecuencia reducida $\pi \frac{C}{\lambda}$ sea 30, habrá unas 10 longitudes de onda en la cuerda, y la respuesta del perfil es fácil suponer que será prácticamente nula (figura 6). Sin llegar a un caso tan extremo, y para que el lector pueda hacerse una idea cuantitativa, diremos que para una frecuencia reducida de 3, la respuesta en sustentación de un perfil infinitamente largo es del orden del 23 por 100 de la que experimentaría ante una excitación de frecuencia reducida nula, o sea de longitud de onda infinita (figura 6b).

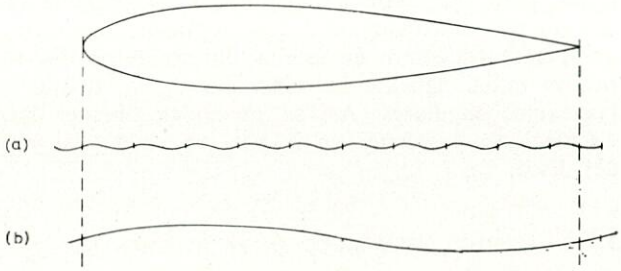


Fig. 6.—Aspecto de las líneas de corriente correspondientes a unas frecuencias reducidas de 30 y 3 para el perfil de la figura.

La mayor parte de los programas de funcionamiento de hélices en régimen no uniforme introducen la corrección antes citada, debida a la curvatura de las líneas de corriente, y también una buena parte de ellos consideran la influencia del régimen transitorio aplicando la teoría de Sears u otra similar, de diferentes formas; por ejemplo, aplicándosela a un "perfil equivalente" de la pala, que suele situarse al 0.7 del radio. Ya que la teoría está desarrollada para las alas de alargamiento infinito y sección constante, y además en flujo paralelo cualquier corrección de este tipo, aplicada al funcionamiento de hélices, no es rigurosa, su existencia tendrá que justificarse por la bondad de los resultados.

3.2. *Estela no uniforme y torbellinos radiales*

Para llegar a la solución que se presenta es necesario replantear el problema, empezando por el modelo físico de funcionamiento del propulsor situado en una estela no uniforme. Como habíamos visto, si la estela es uniforme, la pala soporta en cualquier posición una misma distribución de circulación y continuamente genera y abandona en la estela un conjunto de torbellinos aproximadamente helicoidal y de intensidad constante para cada radio. Veamos qué ocurre cuando la estela no es uniforme. En ese caso, al girar, la pala soportará en sus sucesivas posiciones angulares diferentes distribuciones de circulación.

Si pretendiésemos calcular la intensidad de los torbellinos helicoidales que desprende la pala, nos daríamos en seguida cuenta que esta intensidad varía para cada posición de la misma, ya que su magnitud no es otra sino la derivada, según el radio, de la distribución radial de circulación, y ésta va cambiando, como hemos visto. Resulta de esto que las líneas de torbellino helicoidales que se van generando en cada sección de la pala van variando continuamente de intensidad, lo cual no es físicamente posible (como vimos ya), a no ser que admitamos la existencia de un nuevo conjunto de torbellinos, distintos de todos los que hemos mencionado hasta ahora, que quedarían en la estela en posición radial y formando parte del helicoide de torbellinos mencionado antes (figura 7). De esta forma se podrían absorber las diferencias de circulación entre una posición angular de la pala y la contigua, y a la vez se podría aceptar físicamente que la intensidad del torbellino helicoidal desprendido en cada sección fuese variando al girar la pala, ya que estas variaciones serían

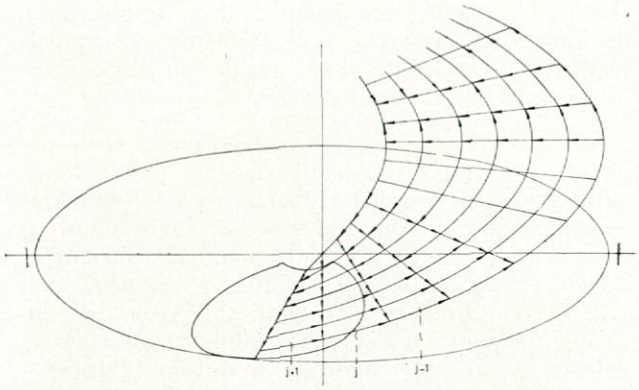


Fig. 7.

las que generarían en realidad el conjunto de torbellinos radiales de la estela.

En lo anterior hemos dicho que el conjunto de torbellinos desprendidos de la pala estarían sobre "aproximadamente" un helicoide. Esto se debe no sólo a la existencia de viscosidad y del enrollamiento en la estela, sino además, como se comprende fácilmente, a que, al ser la estela variable y ser variables también el campo de velocidades inducidas, es variable el ángulo con que las líneas de corriente abandonan la pala y, por tanto, el paso de la hélice desprendido por cada sección.

El nuevo conjunto de torbellinos, que en adelante llamaremos torbellinos radiales de la estela, son inherentes al régimen transitorio y su efecto es lo que determina el comportamiento de la hélice en dicho régimen. Dicho de otra forma, si pudiésemos evaluar el campo de velocidades debido a los campos de torbellinos radiales y helicoidales desprendidos, en cualquier instante, por todas las palas y lo superpusiéramos al campo de velocidades de la estela del barco, conoceríamos la velocidad total real en cada punto del disco en ese instante y, por tanto, el problema se reduciría al funcionamiento de las secciones conocidas en un flujo curvado (pero conocido), problema que sabemos resolver con suficiente aproximación.

4. Resolución del problema

4.1. *Idea general*

En este punto nos encontramos con un nuevo modelo que contiene, por un lado, los torbellinos helicoidales (cuyo campo de velocidades sabemos calcular cuando son de intensidad y paso constante, pero no en el caso que nos ocupa) y, por otro lado, el nuevo conjunto de torbellinos radiales.

Tras analizar el problema del cálculo del campo de velocidades, el autor llega a la conclusión de que intentar la resolución analítica es prácticamente imposible y opta por el tratamiento numérico del mismo. El proceso, como en los métodos de cálculo inverso que antes esbozamos, será iterativo y básicamente consistirá en lo siguiente: comenzar por suponer una distribución radial de circulación para cada posición angular de la pala; ésta equivaldrá a una cierta distribución de ángulos de ataque reales, que podemos calcular con las características de los perfiles de las secciones de pala, corrigiéndolas por "Lifting Surface", como antes explicamos; por otra parte, esta distribución de circulación determina unívocamente la intensidad de los torbellinos desprendidos en la estela, tanto helicoidales como radiales, y éstos nos producen en el disco un campo de velocidades que, superpuesto al campo de la estela del barco, nos definen una nueva distribución de ángulos de ataque. Esta distribución será distinta de la anterior mientras no sea la correcta y, por tanto, hay que corregirla, comenzando una nueva iteración. La solución, como hemos dicho, se obtiene cuando las distribuciones inicial y final de una misma iteración no difieran en más de una cierta cantidad (que definirá la precisión del cálculo), momento en que se abre el bucle iterativo y en esencia finaliza el problema.

4.2. *Discretización de variables para la resolución numérica*

Hemos dicho antes que la distribución de circulaciones para cada posición de la pala define unívocamente la intensidad de los torbellinos radiales y helicoidales abandonados en la estela. Para ver esto comencemos por discretizar las variables espaciales sobre el disco, como el tratamiento numérico requiere, para lo que fijaremos un número finito de radios y un número también finito de posiciones angulares; la única condición es que el número de posiciones angulares que consideremos sea divisible por el número de palas de la hélice.

Estos dos conjuntos de coordenadas que hemos discretizado nos definen un conjunto de puntos sobre el disco en los que se realizarán los cálculos, y entre ellos se supondrá que las variables o permanecen constantes o varían linealmente. Evidentemente, cuanto mayor número de puntos definamos, más precisión tendrán los resultados, pero, en contraposición, aumentarán los tiempos de cálculo.

4.3. *Cálculo del campo de torbellinos desprendido en la estela*

Fijémonos ahora en la línea sustentadora que modeliza la pala en una cierta posición angular j. En el radio i-ésimo la circulación tendrá un cierto valor $\gamma_{i,j}$, en el siguiente radio $i+1$ el valor de la circulación será $\gamma_{i+1,j}$. Pues bien, supondremos que se desprende un torbellino helicoidal en el punto medio entre el radio x_i y el x_{i+1} de intensidad $\gamma_{i+1,j} - \gamma_{i,j}$. Naturalmente, cuando la pala haya girado hasta la posición inmediata $j+1$ (figura 8), la intensidad del torbellino helicoidal desprendido entre las secciones i e $i+1$ será distinta de la anterior e igual a $\gamma_{i+1,j+1} - \gamma_{i,j+1}$. Estos hilos de torbellino tendrán en cada posición angular un ángulo de paso igual al ángulo real del flujo en dicha posición, que depende de la circulación, como antes vimos. De esta forma conocemos la intensidad de los torbellinos helicoidales de la estela en cualquier punto, inten-

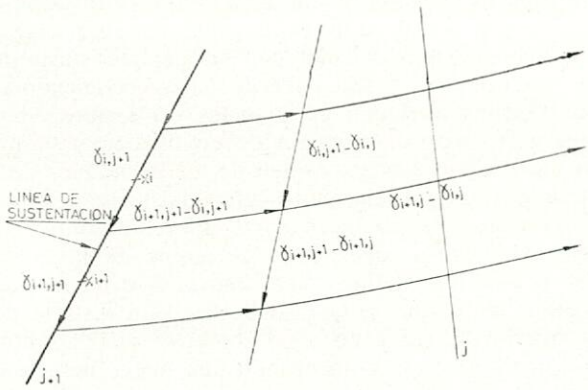


Fig. 8.—Detalle de la formación de la red de torbellinos de la estela.

sidad que irá variando a lo largo de los mismos de una forma discreta.

La intensidad de los torbellinos radiales desprendidos es también sencilla de calcular. En el punto definido por el radio i y la posición angular j, la circulación tomaba un valor $\gamma_{i,j}$. Pues bien, siendo discreta la distribución de la misma, supondremos que la circulación tendrá este valor $\gamma_{i,j}$ en todos los puntos comprendidos entre el punto medio de los radios i-1 e i y el de los radios i e i+1; así la distribución admitida será como la de la figura 7. Al pasar la pala a la posición siguiente j+1, en este segmento alrededor del radio i tendremos la circulación $\gamma_{i,j+1}$ y, por tanto, la intensidad del torbellino radial desprendido alrededor de este radio i al pasar de la posición j a la j+1 será $\gamma_{i,j+1} - \gamma_{i,j}$, y supondremos que este hilo de torbellino queda abandonado en la posición angular intermedia entre la j y la j+1. Se desprende de lo anterior, y se puede comprobar en la figura 7, que en cualquier nudo de la red de torbellinos de la estela se cumple que la suma algebraica de las intensidades de torbellino que en él concurren es nula. Por lo que en ningún punto aparece ni desaparece vorticidad: como debía ocurrir para que el modelo no tuviese el mismo defecto que el modelo clásico.

Hemos expuesto cómo a partir de una distribución de circulación a lo largo de la pala, para cada posición angular de ésta, podemos conocer la intensidad de todo el campo de torbellinos de la estela, suponiendo concentrado éste en un entramado de hilos de torbellino (helicoidales y radiales) que se extiende en la misma.

4.4. *Velocidades inducidas por los torbellinos de la estela*

El siguiente paso es calcular las velocidades que induce en el disco el campo de vorticidad de la estela. Este problema lo resolvemos fácilmente haciendo la simplificación de suponer que los segmentos de hélice, que tienen intensidad constante y que forman los hilos de torbellino helicoidales, son segmentos de línea recta. Esta suposición es fácil de hacer si el intervalo entre una posición angular y la siguiente es suficientemente pequeño. Así la vorticidad de la estela la hemos reducido a un conjunto infinito de segmentos rectilíneos de hilo de torbellino, de intensidad constante, y el problema, conceptualmente, se ha reducido al cálculo de la velocidad inducida por uno de estos segmentos.

Si consideramos los segmentos suficientemente pequeños con respecto a la distancia al punto donde calculamos la velocidad inducida, de tal forma que el ángulo que se subtiende desde el punto a los extremos del segmento sea también suficientemente pequeño, podremos suponer que todo el segmento está a la misma distancia y bajo el mismo ángulo del punto que su punto medio, y se simplifica aún más el cálculo. La anterior condición se satisface siempre y cuando estemos a una cierta distancia del punto donde calculamos la velocidad inducida, pero precisamente los segmentos de torbellino más próximos a él son los más influyentes en ella y, por tanto, es inexcusable la resolución de la integral entre sus extremos.

Para aclarar un poco el porqué de hacer simplificaciones a cálculos que son posibles de realizar analíticamente, tengamos en cuenta que, considerando el intervalo angular de 10° y 10 radios de cálculo distintos obtenemos 360 puntos (en los que se generan torbellinos tanto radiales como helicoidales), y para cada uno de los cuales tenemos que calcular la velocidad inducida por todo el conjunto de torbellinos generados. A poco que consideremos como significativa una vuelta completa del helicoide de la estela, en cada iteración tendríamos que resolver aproximadamente un cuarto de millón de veces el problema simple de calcular la velocidad, inducida por un segmento de torbellino, en un cierto punto, con lo que se comprende que cualquier simplificación en la resolución de este problema es de gran utilidad.

4.5. *Extensión de la estela*

Un problema que hay que plantearse es hasta dónde hay que extenderse en la estela para el cálculo de las velocidades en el disco. En teoría, la estela se extiende desde el disco hasta el infinito. Pero esto no es real ni posible desde el punto de vista del cálculo. En la experiencia del autor, los intervalos significativos son mucho más pequeños de lo que podía, en un principio, imaginarse, de tal forma que, extendiéndonos en la estela un par de vueltas de la misma, el error es ya despreciable. A pesar de todo, se ha seguido un método que hace menores los errores debidos a todas las simplificaciones anteriores y que consiste en evaluar analíticamente, según el método de Lerbs, el campo de velocidades debido a la estela media circunferencial y numéricamente, según el método anteriormente expuesto el debido a las fluctuaciones de la misma.

4.6. *Velocidades inducidas por las zonas de la estela próximas a la pala*

Uno de los problemas más interesantes en la resolución del modelo propuesto es la evaluación del campo de las zonas de la estela próximas a la línea de sustentación. Estas zonas son muy influyentes en el campo de velocidades total y su evalua-

ción con las simplificaciones anteriores es muy problemática, ya que, por un lado, debido a su posición, estas simplificaciones son muy groseras y los errores introducidos en su cálculo son muy grandes, y, por otro lado, ya que a causa de su proximidad a la línea sustentadora su peso en el cómputo del campo de velocidades total es muy grande, por lo que estos errores repercuten mucho en el error global. No olvidemos que la ley de inducción de Biot Savart contiene en el denominador la distancia entre el punto inductor y el punto en que se calcula la velocidad inducida, elevado al cuadrado. Por ello, en el programa, a estas zonas próximas se les ha dado un tratamiento distinto del general, que a continuación se describe.

Respecto a los torbellinos helicoidales de estas zonas próximas, los debidos a la estela media se han resuelto analíticamente, según Lerbs, como antes indicamos, y la parte fluctuante también se ha resuelto analíticamente con la sola simplificación de suponer segmentos rectos los segmentos de arco de círculo del intervalo angular elegido, que en cálculo standard se toma de 10°, con lo que este error es despreciable, del orden de un 1 por 100 como máximo. Para esta resolución analítica se ha resuelto la integral de uno de estos segmentos a lo largo de su longitud, y luego se ha integrado de nuevo a lo largo del radio, calculando previamente unas funciones de segundo orden que cumplen los valores de la circulación en cada tres puntos consecutivos y que se utilizan para integrar únicamente medio intervalo radial a cada lado del punto central de los tres.

Al intentar evaluar el campo de velocidades generado por los torbellinos radiales del intervalo más próximo a la línea de sustentación, aparece un grave problema inherente al modelo de "Lifting Line" que utilizamos. Si operamos en este intervalo según lo hacemos con los otros, tendríamos que calcular para cada radio el campo de velocidades de un torbellino de intensidad la diferencia de circulaciones entre la posición actual y la anterior en ese radio. El problema estriba en que la situación de estos torbellinos, en este intervalo, es absolutamente crítica, de tal forma que, de ponerlo separado de la línea sustentadora una distancia 0,4 ó 0,6 veces el intervalo angular, se obtiene una variación del 50 por 100, y no digamos si lo ponemos a 0,1 veces del intervalo angular, en cuyo caso obtenemos un campo de velocidades del orden de cinco veces el que obtendríamos de ponerlo en el centro del intervalo. Todo lo anterior nos indica que la incertidumbre en la situación de este torbellino es crítica en los resultados y nos obliga a reconsiderar el problema.

Imaginemos que en un intervalo entre dos radios la sección cilíndrica de la pala se mantiene constante. Suponiendo que la pala, al pasar de una posición angular a la siguiente, aumenta su circulación (lo que ocurre, por ejemplo, cuando en un barco normal se va aproximando a la bovedilla), las distribuciones de circulación a lo largo de la sección de pala considerada en las dos posiciones sucesivas serán del tipo de las de la figura 9. Pero, evidentemente, esta diferencia de circulación no se ha producido de una forma brusca, sino que habrá ido produciéndose paulatinamente con el giro de la pala. Si suponemos dos posiciones angulares separadas un diferencial de ángulo, las distribuciones de circulación correspondientes serán también diferentes en una magnitud infinitésima, que es precisamente la que queda abandonada en el fluido. La suma de las infinitas distribuciones de este tipo, que se generan en un intervalo angular en nuestro problema, forman la distribución real de torbellinos radiales desprendidos en el mismo. Si el razonamiento anterior lo hubiésemos hecho con toda la circulación concentrada en la línea sustentadora de la pala, la distribución de torbellinos radiales desprendida sería la que puede verse en la misma figura 9b.

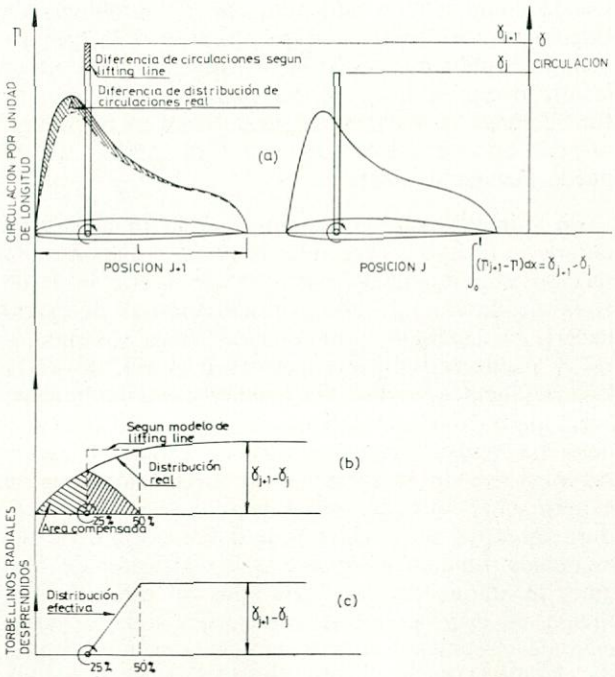


Fig. 9.

Al tratar de calcular el campo de velocidades en la línea sustentadora, en el segundo caso, la velocidad tiene un valor infinito, ya que en la misma línea sustentadora el torbellino radial tiene un valor finito, pero la distancia es nula. En cambio, con una distribución como la que se obtiene sin hacer la simplificación de "Lifting Line", el valor finito que tenemos a un lado de la línea sustentadora equivalente, e infinitamente próximo a ella, se compensa con el que tenemos al otro lado y a igual distancia, ya que su diferencia es de segundo orden; con este razonamiento la distribución de circulación desprendida por delante de la línea sustentadora se compensa con una parte de la desprendida por detrás, como puede verse en la figura 9b.

En lo anterior se han hecho varias suposiciones, pero todas ellas dentro de la más general de aceptar la línea sustentadora. La resolución exacta de la distribución anterior de torbellinos radiales exige el conocimiento también exacto de la distribución de circulación a lo largo de la cuerda de cada sección y de su variación durante el giro, y éste es imposible de tener, tanto por el modelo de línea sustentadora em-

pleado como por las características del problema de cálculo inverso que nos ocupa, en el cual es precisamente el conocimiento de la distribución de la circulación lo que se persigue. Sin embargo, con algunas consideraciones teóricas, se puede resolver el problema con aproximación suficiente para que el cálculo pueda llevarse adelante.

En primer lugar, aceptamos que la línea sustentadora en que se concentra toda la sustentación de la sección está situada al 25 por 100 de la cuerda desde el borde de ataque; esta consideración es necesario hacerla en cualquier programa de "línea sustentadora" y puede introducir un error en el cálculo de la fase de algunos grados. Sin embargo, es comúnmente aceptada en todos los métodos que utilizan este modelo. La siguiente consideración se refiere a que la mayor parte de la variación de circulación, que se experimenta entre dos posiciones angulares, se produce cerca del borde de ataque de la sección, ya que es debida fundamentalmente a la variación del ángulo de ataque del flujo. Basados en esta consideración, en el programa se supone que toda la variación de circulación tiene lugar en la primera mitad de la cuerda de la sección considerada. Además de esto, en el programa se hace la suposición de que, una vez cancelada una zona de la distribución de torbellinos radiales (simétrica a la distribución en el primer cuarto de perfil y que, por tanto, se anula con ella), la distribución restante aumenta linealmente desde la línea sustentadora, en la que vale 0 hasta el 50 por 100 de la cuerda, en la que, como antes dijimos, adquiere su valor máximo.

De esta forma, como se ve en la figura 9c, sólo es necesario evaluar el campo de velocidades que se crea por una distribución lineal de torbellinos radiales, que toma por valor máximo precisamente la diferencia de circulación entre dos situaciones angulares sucesivas. Esta evaluación en sencilla, cabiendo destacar que el valor obtenido no depende del punto donde supongamos que la distribución alcanza el valor máximo, que, como hemos dicho, lo hemos colocado en la mitad de la cuerda.

Con las hipótesis que acabamos de plantear podemos evaluar el campo de velocidades debido a la distribución de torbellinos radiales, en un intervalo cercano a la línea sustentadora; como ya antes dijimos, el cálculo del campo de velocidades de los restantes torbellinos radiales lo hacemos sustituyéndolos por segmentos rectilíneos razonablemente pequeños, cuya influencia evaluamos numéricamente.

4.7. *Los torbellinos de las otras palas*

Hasta ahora hemos considerado el campo de velocidades debido a todos los torbellinos desprendidos en la estela. Es el momento de pensar que, en nuestro modelo de funcionamiento de la hélice, existen tantas líneas sustentadoras como palas y que éstas son también líneas de torbellino y, por tanto, también crearán un campo de velocidades. Mientras estudiemos el funcionamiento de hélices en estelas circunferenciales constantes, las velocidades inducidas en los puntos de una línea sustentadora por las líneas sustentadoras de las otras palas se anularán por simetría; pero en el caso de que la estela no sea uniforme, las distribuciones de circulación en las distintas palas no serán iguales en cada momento, y al calcular el campo de velocidades en una de ellas debido a todas las demás obtendremos un campo distinto de cero.

A no ser en hélices de gran lanzamiento de pala, todas las líneas sustentadoras se pueden considerar en el plano del disco de la hélice, por lo que la velocidad inducida por ellos no tiene más que componente axial, o sea perpendicular al plano anterior, lo que, evidentemente, no pasaba con las velocidades inducidas por los torbellinos de la estela. Ver figura 10.

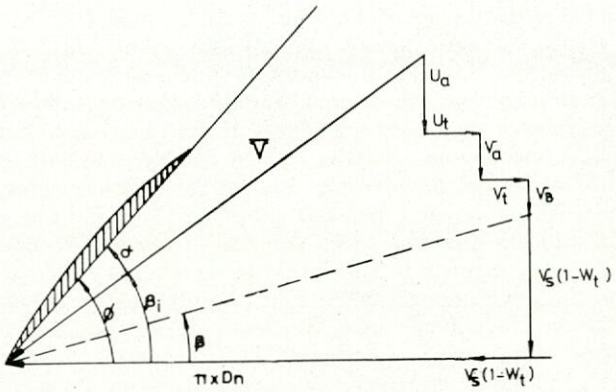


Fig. 10.—Diagrama típico de velocidades en la sección de una pala de hélice en flujo no uniforme.

V_s = Velocidad del buque.

$\overline{V}$ = Velocidad total resultante respecto a la pala.

U_a = Velocidad axial inducida por los torbellinos helicoidales de la estela.

U_t = Velocidad tangencial inducida por los torbellinos helicoidales de la estela.

V_a = Velocidad axial inducida por los torbellinos radiales de la estela.

V_t = Velocidad tangencial inducida por los torbellinos radiales de la estela.

V_B = Velocidad inducida por los torbellinos de pala (axial).

W_a = Coeficiente de estela axial.

W_t = Coeficiente de estela tangencial.

n = Velocidad de giro (r. p. s.).

D = Diámetro de la hélice.

x = Radio adimensional.

α = Angulo real de ataque.

Φ = Angulo de paso de la sección.

5. Comparación de resultados

5.1. *La comprobación experimental directa*

El camino más directo de comprobación de que la teoría anterior, las hipótesis y las simplificaciones introducidas son correctas es, sin duda, la comprobación práctica. Superada esta prueba, al menos se demostrará que el trabajo no ha sido inútil.

Una comprobación experimental rigurosa de un método de cálculo de las fuerzas no estacionarias que se generan en la pala de una hélice es en extremo complicada. El hecho de tener que medir los armónicos de pala obliga a realizar las medidas directamente sobre ella, ya que sobre el eje no tendremos noticia más que de los armónicos que no se anulan al superponerse los de todas las palas. O sea, los armónicos de orden igual al número de palas y sus múltiples, que aunque sean la causa de una buena parte de los problemas usuales del proyectista (sobre todo, los de las líneas de ejes y transmisiones), no lo son todo, ya que su conocimiento no nos proporciona información suficiente para comprobar la generalidad de los problemas para los que se ha pensado este programa.

Puede pensarse, y con buen criterio, que el hecho de obtener correctamente el 1.º y 2.º armónicos sobre el eje en fuerzas y momentos axiales de cualquier hélice es suficientemente acreditativo de que el método es correcto. También sería ésta la opinión del autor si ocurriese que el 2.º armónico sobre el eje fuese comparable experimentalmente con igual precisión que el 1.º Pero en la realidad no ocurre así. La medida del 1.er armónico sobre el eje (3.er armónico de la estela en una hélice de tres palas o 4.º en una de cuatro) es posible hacerla con bastante precisión. También es posible medir el correspondiente armónico de la estela, necesario como dato para el programa cuyos resultados queremos comprobar, aunque esta medida no sea tan precisa, pues en un carguero normal la magnitud del armónico cuarto de la estela no es mayor del 2 ó 3 por 100 del valor de la velocidad del buque, y esta magnitud es muy difícil de medir con precisión en un modelo aun con instrumentos modernos. Si esto ocurre para el 1.er armónico sobre el eje, ¿qué no ocurrirá para el 2.º (6.º de la estela de una hélice de tres palas u 8.º en una de cuatro)? La magnitud de este armónico en un buque como el anterior no llega a ser más del 1 ó 1,5 por 100 de la velocidad del buque.

Además, aparecen dos nuevos problemas a considerar. En primer lugar, que el campo de velocidades en un punto del disco de una hélice está continuamente variando alrededor de un cierto valor, pero con fluctuaciones muy significativas frente al valor de estos armónicos de orden elevado, y, por tanto, aunque la precisión de los instrumentos de medida fuese suficiente en un flujo completamente estacionario, presentarán oscilaciones al medir el campo de la estela de un barco por tener ésta una cierta componente no estacionaria. El segundo problema aparece debido al número de puntos en que tendríamos que medir la estela para que, al descomponerla luego en armónicos, estuvieran bien definidos los armónicos de orden elevado; por ejemplo, el 8.º armónico tiene 16 semiondas en 360º, y, por tanto, si tomamos la estela cada 10º, cada semionda estaría definida por dos puntos, lo cual no es demasiado exacto.

Por lo anterior se pone en evidencia que, aunque la medida experimental del 2.º armónico sobre el eje pudiera hacerse con cierta precisión (lo cual también es problemático), la comparación de los resultados teóricos con los experimentales no tiene más validez que en lo que a orden de magnitud se refiere. Podemos concluir, por tanto, que mediante la medida experimental de las fuerzas y momentos sobre el eje, sólo tendremos como significativa la comparación en lo que al 1.er armónico se refiere.

Como al principio indicábamos y acabamos de explicar, una comprobación rigurosa exige un sistema de medida y un modelo en el que se puedan medir las fuerzas y momentos sobre la pala directamente. Esta técnica es en extremo complicada, ya que en las dimensiones reducidas de un modelo de hélice hay que aislar una pala del resto y colocarle una serie de extensímetros de forma que no se altere la geometría de la hélice, con el agravante de que la frecuencia propia de la pala viene a estar en el rango de frecuencias en que queremos tomar las medidas.

En el momento de escribir esto, en la A. I. C. N. se ha desarrollado teóricamente y se está construyendo un modelo que permitirá salvar este inconveniente.

5.2. *Comparación con los resultados publicados por la I. T. T. C.*

El trabajo más completo, en cuanto a comparación de resultados se refiere, ha sido publicado por la I. T. T. C. (ref. 7). En él se comparan resultados obtenidos por diferentes programas que existen en el mundo para el cálculo que nos ocupa. En total, el trabajo recoge resultados obtenidos para la misma hélice y estela por 15 programas distintos. En las figuras 11 y 12 reproducimos los resultados de fuerzas y momentos axiales adimensionalizados correspondientes a los ocho primeros armónicos. Para cada uno de ellos están representados los valores de cada método. Seis son los programas basados en la teoría de Lifting Surface no estacionaria: según la teoría de Tsakonas (métodos 6, 7 y 10), Hanaoka (método 4), de Isay (método 9) y de Verbrugh (método 12). Estos métodos son denominados "exactos" en el trabajo y sus valores extremos definen las zonas rayadas de las figuras que sirven para compararlos con los otros métodos "aproximados". En las citadas figuras, originales del citado trabajo, hemos representado a la derecha las soluciones obtenidas en la A. I. C. N. con el método y programa que anteriormente hemos presentado.

En el armónico 4.º están también representados a la derecha los valores experimentales obtenidos tanto del empuje como del par. En realidad, éste es el único caso en que la comparación es verdaderamente real, pero también es lógico pensar que si diferentes métodos obtienen un valor aproximado al experimental en el armónico 4.º y valores más o menos parecidos entre sí en el resto de los armónicos, estos valores no diferirán mucho de los reales. Por esto, las mencionadas zonas rayadas creemos que son suficientemente fiables en cuanto a comparación de resultados se refiere, aunque teniendo en cuenta

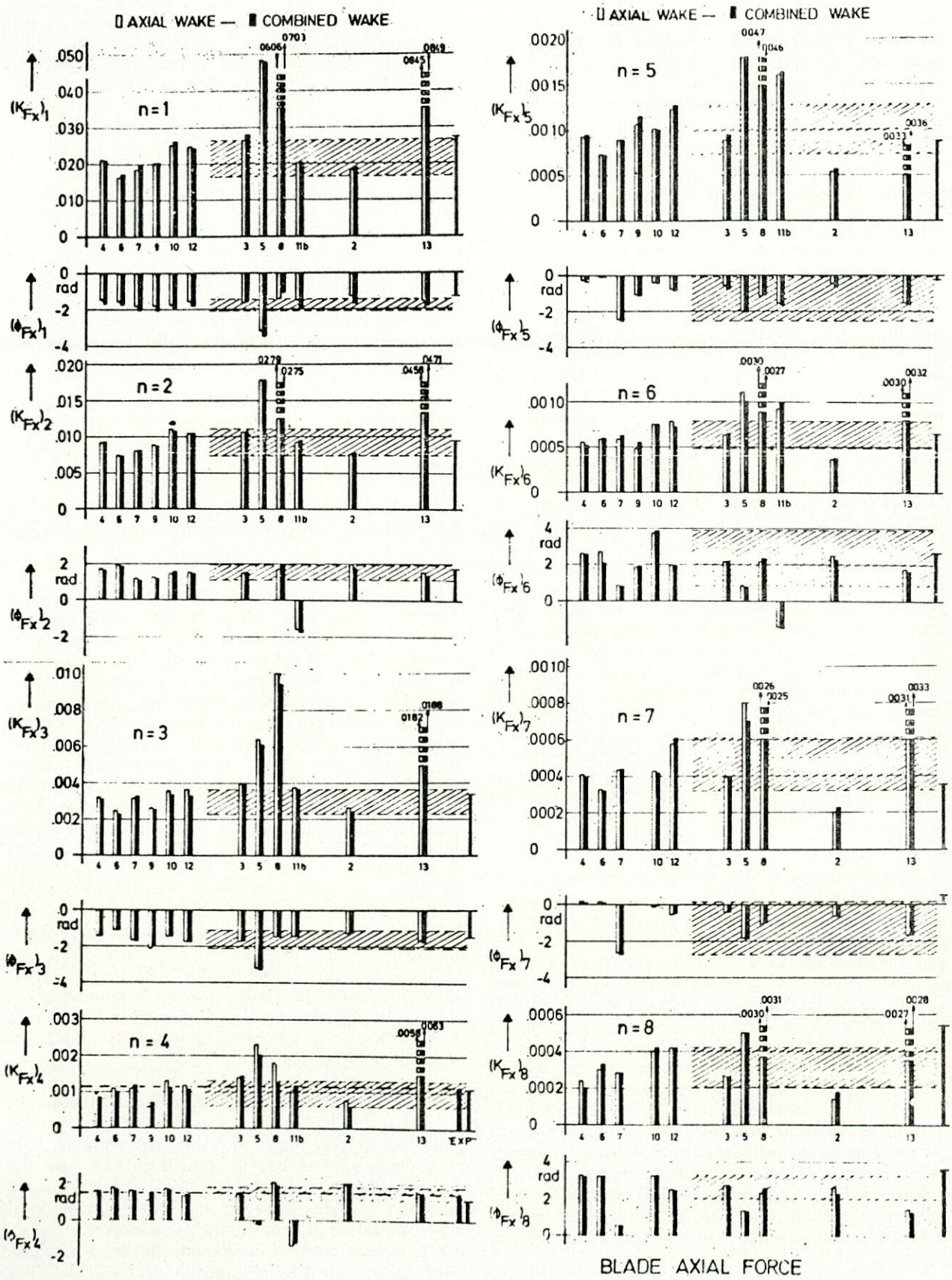

AXIAL WAKE — COMBINED WAKE
n = 1
n = 2
n = 3
n = 4
n = 5
n = 6
n = 7
n = 8
BLADE AXIAL FORCE

Fig. 11.

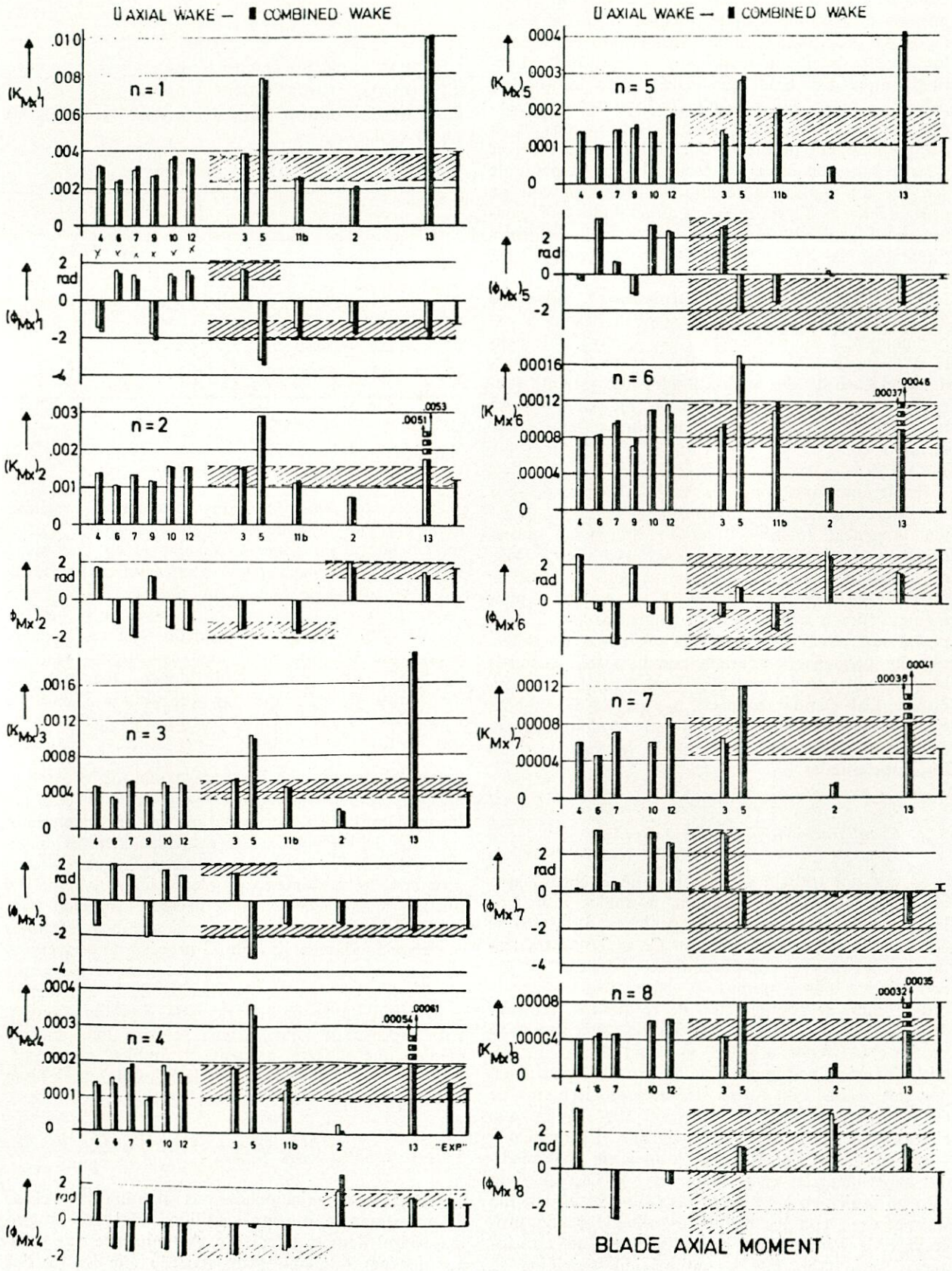

AXIAL WAKE — COMBINED WAKE
n = 1
n = 2
n = 3
n = 4
n = 5
n = 6
n = 7
n = 8
"EXP"
BLADE AXIAL MOMENT

Fig. 12.

que sus límites no representan valores absolutos en cuanto a la bondad o no de un resultado. Como el lector puede comprobar de la observación de resultados de los diferentes métodos, la dispersión de los mismos es bastante grande, incluso entre los resultados de programas con la misma base teórica, en los que lo único que varía son los métodos numéricos empleados. Esto, que ocurre entre los programas 6, 7 y 10, cuyos resultados presentan diferencias que llegan a ser del 40 por 100, da idea de la complejidad del problema que tratamos de resolver y sirve para concienciar al lector de que, a pesar de ser hoy día burdo un cálculo de propulsor con un error de K_T o K_Q de unas pocas unidades por ciento, en el problema que nos ocupa son admisibles diferencias del 30 por 100 o incluso mayores. Cabe, por último, resaltar sobre la "relativa" validez de las zonas rayadas que en el armónico 4.° (el único del que, como ya dijimos, tenemos constancia experimental) el centro de esta zona se haya claramente desplazado hacia abajo del valor real, y pudiera darse el caso de que un resultado, aun estando fuera de dicha zona (por ejemplo, el método 3), fuese más preciso que otro que se encontrara dentro (por ejemplo, el 9).

Puede apreciarse cómo los resultados obtenidos por los diferentes métodos al considerar también la estela tangencial (combined) no se diferencian prácticamente de los obtenidos sin tenerla en cuenta. Más aún, esta diferencia en algunos métodos es positiva, mientras en otros es negativa. Esto se debe fundamentalmente a que la estela tangencial en el caso propuesto, como en otros muchos casos normales, es muy pequeña comparada con la axial. Nosotros hemos realizado los cálculos considerando tanto la estela axial como tangencial, aunque evidentemente el programa admite la posibilidad de simplificar la entrada de datos desconsiderando la tangencial en los casos usuales.

5.3. *Comparación con estelas extremas*

El anterior trabajo se refería a una hélice y una estela que podríamos denominar normales, tanto por la geometría del propulsor (Wageningen, BAR 0.475) como de la estela (serie 60 con $C_\theta = 0.6$). Para tratar de confirmar el comportamiento del programa en condiciones más extremas, se ha realizado además otro estudio de comparación de resultados, utilizando esta vez un propulsor típico de destructor con sección NACA-66, a = 0.8, moviéndose en una estela, que bien podríamos llamar extrema, producida por tres mallas con forma de sectores circulares de 60° y separados entre sí otros 60°, de manera que el campo resultante no tiene más que el armónico 3 y sus múltiplos. En este caso se hicieron unas medidas experimentales en el túnel del NSRDC, que han sido utilizadas en las referencias (8) y (9), en las que se comparan con los resultados obtenidos con programas de Lifting Surface en régimen no estacionario. En la tabla que a continuación se incluye se dan los resultados experimentales y los teóricos obtenidos de las referencias anteriores y de nuestro programa para los casos de BAR=0.3 y BAR=0.6.

COMPARACION DE RESULTADOS CON METODOS DE LIFTING SURFACE NO ESTACIONARIO

	EXP.	*AICN*	*(1)*	*(2)*	
KT	0.15	0.163	0.164	0.17	
$\tilde{K}T$	0.0532	0.0628	0.0656	0.0564	
$\tilde{K}Q$	0.0076	0.0101	0.0109	0.0076	a) BAR = 0.3
ΦT	3.613	3.430		3.875	
ΦQ	3.578	3.366		0.733	
	EXP.	*AICN*	*(1)*	*(2)*	
KT	0.15	0.1626	0.162	0.148	
$\tilde{K}T$	0.064	0.0648	0.0677	0.064	
$\tilde{K}Q$	0.0103	0.0111	0.0115	0.0085	b) BAR = 0.6
ΦT	4.154	3.970		4.485	
ΦQ	4.084	3.939		1.344	

(1) Método de la ref. 9.
(2) Método de la ref. 8.

Algunos de los valores que aparecen en la citada tabla han sido obtenidos midiendo en figuras de las referencias y, en general, hemos tenido que hacer sencillas operaciones para adimensionar los resultados y reducir las fases a un origen común. En la figura 13 se reproduce una hoja de salida de ordenador de nuestro programa; aquellos lectores concienzudos que quieran confrontar esta figura con los resultados dados por la tabla, deben saber que hay un desfase de $\pi/2$, que hay que añadir a nuestros resultados para reducirlos a los mismos ejes y origen que los de las referencias.

En los ejemplos hasta ahora expuestos, el programa proporciona resultados con una aproximación tan buena como pueden obtenerlos los más complejos métodos de Lifting Surface e incluso mejores en algunos casos. Sin embargo, en nuestra experiencia el programa ha presentado problemas en el cálculo del funcionamiento en la estela del 3.er armónico para un BAR = 1.2. Los problemas a que nos referimos se deben fundamentalmente al proceso de convergencia que se realiza en las sucesivas iteraciones, y que nos lleva a obtener la distribución de la circulación a lo largo de la pala para cada posición angular. Este proceso de convergencia se hace más lento a medida que el BAR aumenta y también, claro está, a medida que las variaciones de la estela en el disco son mayores.

5.4. *Consideraciones finales*

Directamente relacionado con el anterior proceso de convergencia y con la utilidad real del programa está el tiempo de cálculo. Actualmente este tiempo, que naturalmente y de acuerdo con lo anterior es variable, oscila entre los ocho minutos para los casos más simples y catorce para los más complicados, siendo estos tiempos los empleados por el orde-

A.I.C.N.
****
CALCULO DE FUNCIONAMIENTO DE HELICES POR TEORIA DE CIRCULACION

Z NSTITUTE PROPELLER EAR=.6 SKEW=0. NUMBER XXXX AICN JUNE 74

COMPONENTES ARMONICAS DE LAS FUERZAS DE PALA

VALOR-ARMONICOS	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
KT -MODULO	0.05620	0.00003	0.00003	0.02159	0.00003	0.00003	0.00159	0.00004	0.00004	0.00293	0.00002
FASE	0.0	2.106	2.021	2.399	1.034	0.434	0.117	-0.432	-0.883	2.858	-1.755
KQ -MODULO	0.01128	0.00001	0.00000	0.00371	0.00000	0.00000	0.00084	0.00001	0.00001	0.00031	0.00000
FASE	0.0	1.976	1.977	2.368	1.022	0.392	-0.403	-0.507	-0.945	2.363	-1.833
KFH -MODULO	0.00002	0.03619	0.00544	0.00004	0.00543	0.00137	0.00003	0.00143	0.00028	0.00005	0.00016
FASE	0.0	1.977	2.109	3.086	2.682	-0.648	-1.063	-0.105	2.999	2.495	-3.046
KFV -MODULO	0.00000	0.03619	0.00543	0.00007	0.00543	0.00140	0.00003	0.00136	0.00029	0.00006	0.00016
FASE	0.0	0.307	-2.604	-1.351	1.114	0.841	0.315	-1.638	-1.658	2.216	1.661
KMH -MODULO	0.00001	0.01918	0.00391	0.00002	0.00388	0.00044	0.00003	0.00045	0.00072	0.00002	0.00068
FASE	0.0	1.832	2.113	-0.531	2.611	0.161	-1.351	0.332	2.517	-0.914	2.820
KMV -MODULO	-0.00001	0.01917	0.00391	0.00002	0.00390	0.00046	0.00000	0.00044	0.00072	0.00002	0.00068
FASE	0.0	0.261	-2.598	0.425	1.048	1.646	2.118	-1.187	-2.189	2.837	1.252

Fig. 13.

nador de Astilleros Españoles (IBM 370/158) en el que hemos trabajado. Es necesario hacer notar que el desarrollo del programa ha sido paralizado cuando aún no había sufrido ninguna fase de depurado ni había sido abordado seriamente el problema de la convergencia, dado que el principal interés del autor era, naturalmente, resolver el problema hidrodinámico. Por lo anterior, y dada la complejidad del programa, no resulta exagerado suponer que los tiempos de funcionamiento mencionados podían haber sido reducidos en un 50 por 100 o incluso más, al tiempo que se mejorase el proceso de convergencia y, por tanto, también los resultados del programa, fundamentalmente en los casos de BAR altos. Desgraciadamente no goza aquí de demasiado apoyo la investigación, ni aun por parte de las propias empresas que se beneficiarían de ello. Por ello, el autor se tuvo que dedicar a otras cosas y el programa quedó como se ha descrito.

BIBLIOGRAFÍA

(1) H. W. LERBS: *Moderately Loaded Propellers with a Finite Number of Blades and an Arbitrary Distribution of Circulation.* Transaction of the SNAME. Vol. 60, 1952.

(2) S. KAWADA: *On the Induced Velocity and Characteristics of a Propeller.* Journal of the Faculty of Engineering, Tokyo, Imperial University. Vol. 20, 1933.

(3) M. B. MORGAN, VLADIMIR SILOVIC and STEPHEN B. DENNY: *Propeller Lifting-Surface Corrections.* Transaction of the SNAME. Vol. 76, 1968.

(4) L. MAZARREDO: *Some comments on uniform flow propeller calculations.* Jubilee Memor al W. P. A. v Lammeren, 1930-1970.

(5) *Vibraciones producidas por el Sistema Propulsor.* Informe Previo A. I. C. N. Julio 1975. Sin publicar.

(6) W. R. SEARS: *Some Aspects of Non-Stationary Airfoil Theory and its Practical Application.* J. Aero. Science. Vol. 8, No. 3, 1941.

(7) H. SCHWANECKE: *Comparation calculation on unsteady propeller blade forces.* Report of propeller Committee, 14th I. T. T. C., Ottawa, 1975.

(8) S. TSAKONAS, W. R. JACOBS and M. R. ALI: *An "Exact" Linear Lifting-Surface Theory for a Marine Propeller in a Nonuniform Flow Field.* Journal of Ship Research. Vol. 17, No. 4, Dec. 1973.

(9) S. TSAKONAS, J. BRESLIN and M. MILLER: *Correlation and application of and Unsteady flow theory for propeller forces.* Trans. SNAME. Vol. 75, 1967.

XV SESIONES TECNICAS DE INGENIERIA NAVAL

Palma de Mallorca, junio 1977

Diseño estructural de buques portacontenedores

B. Rapo. Dipl. Ing. C. Eng., M. R. I. N. A. (*)

RESUMEN

Existe un número de buques de carga convencionales que han sido proyectados para el transporte de contenedores. Los portacontenedores del tipo celular se encuentran a un extremo de esta gama. Varios tipos de buques de carga seca polivalentes o de barcazas portacontenedores del tipo «feeder» especialmente diseñados para cubrir una infinidad de puertos costeros, son cada día de mayor aceptación. Algunos de los problemas encontrados en el campo de diseño estructural de los buques mayores pueden todavía ocurrir en el caso de los buques costeros relativamente pequeños del tipo abierto. En parte, la razón para este fenómeno se encuentra en la tendencia a alargar las aberturas de escotillas, llegando en muchos casos a exceder el 60 por 100 de la eslora del buque.

SUMMARY

There are a number of conventional liner type cargo ships which are designed for the carriage of containers. Cellular container ships are at one end of the scale. Various hybrid type dry cargo ships or feeder type container barges, specially designed to cover a multitude of coastal ports, are becoming increasingly popular. Some of the problems in the field of structural design encountered with larger vessels, may still be applicable in the case of comparatively smaller coastal vessels of open type. Part of the reason lies in the design trend of making hatch openings very long and in may instances, this length may exceed 60 % of the ship's length.

INDICE

1. TIPOS DE BUQUES Y SISTEMAS DE ESTIBA Y AMARRE PARA CONTENEDORES.
   1.1. **Contenedores.**
   1.2. **Sistemas de guías celulares para contenedores.**
   1.3. **Contenedores apilados y amarrados.**
2. REPASO DE CIERTOS PROBLEMAS DE RESISTENCIA ESTRUCTURAL.
   2.1. **Resistencia longitudinal.**
   2.2. **Resistencia transversal.**
   2.3. **Resistencia torsional.**
   2.4. **Momento torsor debido a la carga.**
3. CONCLUSIONES.

BIBLIOGRAFIA.

APENDICE 1: Momento torsor debido a la carga.

APENDICE 2: Resistencia longitudinal. Método estadístico.

APENDICE 3: Sistemas de refrigeración.

1. TIPOS DE BUQUES Y SISTEMAS DE ESTIBA Y AMARRE PARA CONTENEDORES

Si bien podemos considerar que la capacidad y eficiencia en el manejo de la carga de un buque portacontenedores son la clave en el transporte de contenedores, los problemas relacionados con su transporte marítimo no son sino parte de un sistema encadenado mucho más amplio que abarca todos los medios de transporte: terrestre, instalaciones portuarias, transporte marítimo, reparaciones e instalaciones de diques, etc. Todos estos eslabones están más o menos relacionados. El desarrollo de un aspecto en particular, y el transporte marítimo es probablemente uno de los principales, debe estar acompañado de un progreso similar en lo demás. Por otra parte, hemos presenciado en los últimos diez años un rápido desarrollo en la industria naval, abarcando todos los aspectos de diseño. Esto último se ha reflejado en la renovación radical de las instalaciones y operaciones portuarias, así como en las restricciones existentes en los puertos. Se han desarrollado buques altamente especializados, capaces de hacer frente al aumento en la frecuencia de manejo de carga asociada con los nuevos terminales de contenedores. A continuación se consideran algunos de estos tipos de buques:

Portacontenedores celulares: Buques muy costosos, de gran volumen de carga, capaces de transportar desde 700 × 20' unidades (1.ª generación), 1.500 × 20' unidades (2.ª generación), hasta 2.800 × 20' unidades (3.ª generación). Un 60 por 100 de estos contenedores son transportados bajo cubierta; el resto, sobre cubierta.

Además de un alto coste incial, este tipo de buque tiene, dada su gran velocidad, un elevado coste operacional, operando entre uno o dos terminales a cada extremo de su ruta. El método de carga y descarga se basa en el concepto de movimientos verticales solamente, y, por tanto, muy eficiente. Por lo general no trafican entre pequeños puertos que no estén habilitados con el equipo especializado para la carga y descarga de contenedores.

Portacontenedores mixtos: Cargueros convencionales preparados para el transporte de un número limitado de contenedores en las bodegas y sobre las tapas de escotillas. Generalmente están dotados de grúas de

(*) Senior Surveyor, Lloyd's Register of Shipping. Londres.

gran capacidad de izada y son capaces de transportar cargas a granel, roll-on/roll-off y mixtas.

Roll-on/roll-off: Los amplios espacios libres de cubierta constituyen la marca especial de este tipo de buque. Rampas y ascensores facilitan el acceso a las diferentes cubiertas, pudiendo generalmente transportar contenedores sobre la cubierta principal.

Cargueros polivalentes: Diseñados primordialmente para el transporte de carga tipo roll-on/roll-off y contenedores en celdas en una o más bodegas, generalmente a proa. El manejo de contenedores se efectúa por medio de una grúa móvil a bordo.

Portabarcazas: El equipo de estiba puede cargar/descargar hasta 2.000 toneladas/hora sin tener que depender de las instalaciones portuarias. Ejemplos típicos son los tipos «Lash» y «Seabee». Una nueva tendencia la forma el tipo «Capricorn», portabarcazas en el que el manejo de las barcazas es análogo a un dique flotante.

Portacontenedores tipo «Feeder»: Con una capacidad que normalmente no sobrepasa las 400 × 20' unidades, estos buques están especialmente diseñados para el transporte de contenedores desde pequeños puertos a un terminal de contenedores propiamente dicho. De ahí que su principal función sea la de recoger, distribuir y descargar en todos aquellos puertos a los que el portacontenedor «madre» no puede entrar. Como característica de diseño, este tipo de buque va dotado de grúas móviles tipo pórtico de 30-40 toneladas de capacidad de izada.

Si se propone transportar contenedores en las bodegas de un buque, el diseño inicial debe tomar en cuenta las diferentes formas de estiba:

a) Contenedores alojados en celdas permanentes, como en los portacontenedores de tipo celular.

b) Contenedores alojados en celdas no permanentes, como en algunos de los portacontenedores mixtos y cargueros.

c) Contenedores estibados y amarrados, como en los cargueros polivalentes, portacontenedores tipo «feeder» y buques Ro/Ro equipados con fundamentos para la estiba de contenedores.

Como casi todas las decisiones de importancia en el diseño inicial de un portacontenedor, ya sea puro y mixto, se basan en el método de estiba, manejo y amarre de los contenedores, a continuación se presenta un resumen de las normas existentes de contenedores.

1.1. Contenedores

Lloyd's Register of Shipping publicó en 1974 un folleto sobre la certificación de contenedores de carga («Freight Container Certification Scheme»), donde se encuentran referenciados todos los tipos de contenedores, con sus dimensiones principales, tara y carga, tolerancias, cargas de diseño y detalles de construcción. Por otra parte, este libro también detalla los requisitos de esta sociedad en cuanto a materiales, ya sea aluminio, acero, madera o plástico reforzado (g. r. p.), y las correspondientes pruebas estructurales. La tabla 1 muestra una serie de dimensiones actuales, tolerancias y pesos para tipos de contenedores ISO. Debe mencionarse, sin embargo, que existe una marcada tendencia, especialmente en U. S. A., hacia la adopción de contenedores de 8'-6" (2.587 mm.) de altura y 35' (10.653 mm.) de longitud.

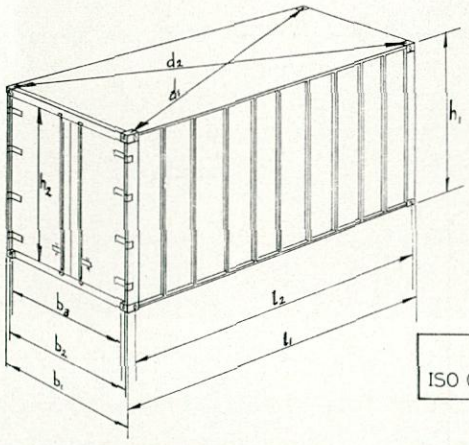
Los tipos de carga que mejor se adaptan al transporte por contenedor se pueden distinguir por las siguientes características:

— Cargas de alto coste de flete: cargas refrigeradas, vino, alcoholes, medicinas, equipos electrónicos. Los materiales inflamables y de características peligrosas también pertenecen a este grupo.

— Cargas de coste medio de flete: muebles, productos siderúrgicos sin maquinar, café, harina en sacos y otros materiales que puedan contaminar otras cargas.

— Cargas de bajo coste de flete: materias primas, derivados de la madera, etc.

El peso de los contenedores vacíos depende de su material y método de construcción. Por ejemplo, el peso de un contenedor de 20' de acero suele ser alrededor de



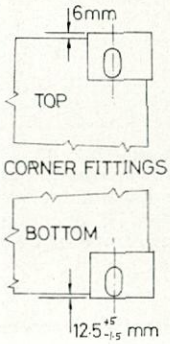


TABLE 1
ISO CONTAINER STANDARDS

Description		External Dimensions						Dimensions Between Fitting Holes.			Diag'l Tol'nce	Door Measurements		Internal Dimensions			gross weight rating (kg)
nom. length (ft)	type	b_1 (mm)	Tolerance (mm)	h_1 (mm)	Tolerance (mm)	l_1 (mm)	Tolerance (mm)	b_2 (mm)	l_2 (mm)	Tolerance (mm)	max. $\lvert d_1-d_2\rvert$ (mm)	min. b_3 (mm)	min. h_2 (mm)	min. breadth (mm)	min. height (mm)	min. length (mm)	
40'	1A 1AA	2438	+0/-5	2438 2591	+0/-5	12192	+0/-10	2259	11985	+4/-6	19	2286	2134 2261	2300	2197 2350	11998	30480
30'	1B 1BB	2438	+0/-5	2438 2591	+0/-5	9125	+0/-10	2259	8918	+4/-6	16	2286	2134 2261	2300	2197 2350	8931	25400
20'	1C 1CC	2438	+0/-5	2438 2591	+0/-5	6058	+0/-6	2259	5853	+3/-5	13	2286	2134 2261	2300	2197 2350	5867	20320
10'	1D	2438	+0/-5	2438	+0/-5	2991	+0/-5	2259	2787	+2/-4	10	2286	2134	2300	2197	2802	10160
6·5'	1E	2438	+0/-5	2438	+0/-5	1968	+0/-5	2259	1763	±2	6	2286	2134	2300	2197	1780	7110
5'	1F	2438	+0/-5	2438	+0/-5	1460	+0/-3	2259	1256	±2	-	2286	2134	2300	2197	1273	5080

TABLA 1

dos toneladas; uno de 40' puede pesar 3,5 toneladas. Por tanto, 400 × 20' contenedores vacíos transportados en una bodega y sobre la tapa de escotillas representan unas 800 toneladas. Si olvidamos este peso al calcular la resistencia longitudinal para viajes en lastre, obtendremos momentos flectores en aguas tranquilas que podrían llegar a ser excesivos.

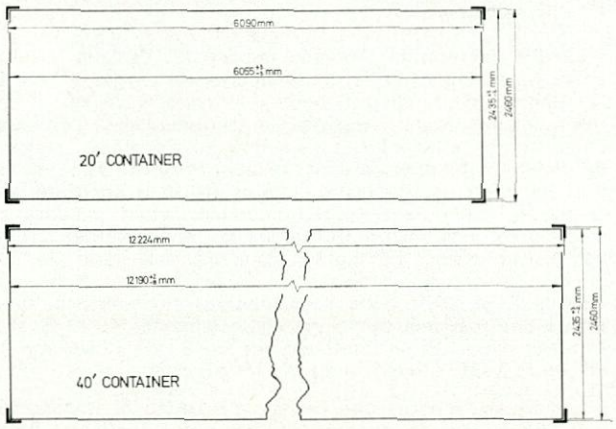


Figura 1.

La figura 1 muestra las tolerancias aceptables entre las guías y los contenedores en la posición de estiba. Estas tolerancias deben tomarse en cuenta a la hora de definir las dimensiones de la bodega de carga para contenedores. La estructura principal de contenedores con aislamiento adecuado para el transporte de cargas refrigeradas es básicamente la misma que para contenedores normales, cumpliendo con las mismas normas de construcción. Sin embargo, para cumplir con las prácticas de diseño reconocidas para el uso internacional de contenedores refrigerados, éstos van dotados de un aislante de espuma de poliuretano expandida o algo similar, de las siguientes dimensiones:

Techo: 75 a 90 milímetros.

Costados: 50 a 75 milímetros.

Frentes: 75 a 90 milímetros.

Piso: 50 a 75 milímetros.

El contenedor debidamente aislado es un elemento esencial en el transporte por mar de la carga refrigerada. El tipo y extensión del aislamiento dependen del sistema de refrigeración empleado. El apéndice 3 contiene ciertas consideraciones sobre los sistemas de refrigeración existentes en la actualidad.

1.2. Sistemas de guías celulares para contenedores

La capacidad de un diseño en particular para el manejo de contenedores depende en mucho de la disposición de las guías verticales de las celdas o de los sistemas de amarre usados cuando no se dispone de guías celulares.

De ser utilizadas, las guías celulares deben ser de una construcción robusta, diseñadas para prevenir el movimiento de los contenedores expuestos a los del buque en la mar.

Las guías celulares no son consideradas como parte integral de la estructura del buque, y como tales pueden ser eliminadas en cualquier momento que la estiba de la carga lo requiera. Las conexiones de las guías a la estructura del buque son, sin embargo, de interés para la sociedad de clasificación y deben ser sometidas a aprobación.

Las deformaciones perpendiculares a los planos del fondo y costado de un portacontenedor celular deben ser controladas en la etapa de diseño, de tal manera que el sistema de guías no reciba cargas excesivas transmitidas por el casco. Las guías normalmente se fabrican ya sea de ángulos de acero o secciones equivalentes fabricadas, extendiéndose desde el doble fondo hasta el cono centrador.

Debe obtenerse un soporte lateral en las cuatro esquinas del contenedor contra los movimientos transversales y longitudinales debidos a las fuerzas dinámicas. A nivel de doble fondo, el movimiento horizontal de la guía debe estar restringido.

Por lo general, las guías se disponen de tal forma que la tolerancia neta entre el contenedor y la guía propia no excede los 25 milímetros en la dirección transversal y 35 milímetros en la longitudinal (ver la fig. 1). La desviación normal de la guía de la línea teórica será en la práctica de unos cuatro y cinco milímetros en las direcciones transversal y longitudinal, respectivamente.

SEPARACION ENTRE LAS GUIAS DE CELDAS

Es éste un importante aspecto de diseño cuya significación es a menudo menospreciada. Podemos mostrar que la manga de un buque portacontenedor es función de la separación adoptada entre las guías. La figura 2 muestra la geometría de un potracontenedor.

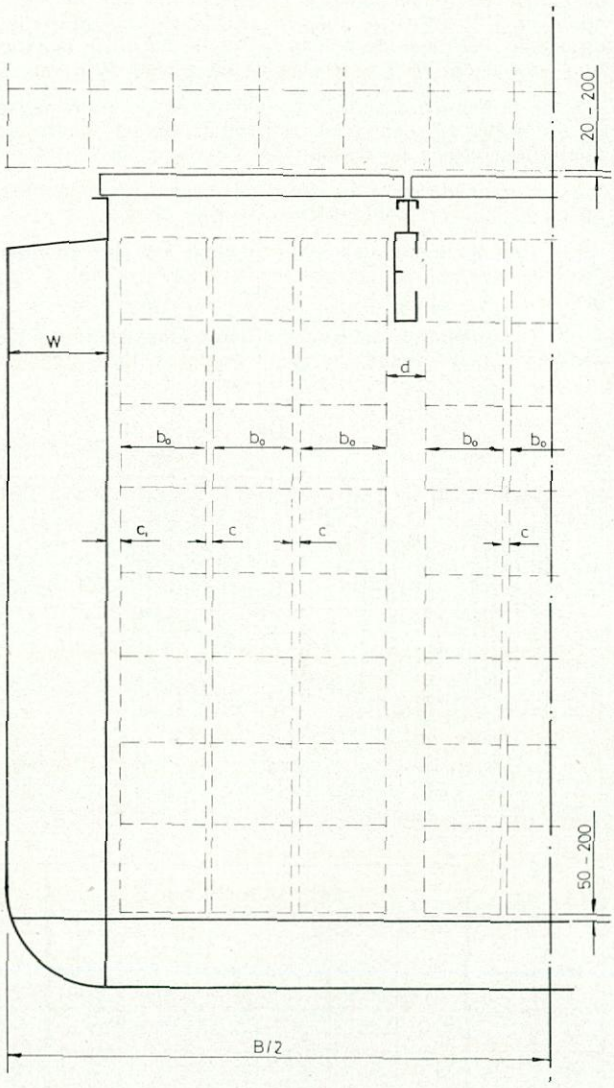


Figura 2.

Tenemos:

$$B = 2w + 2c_1 + n_1 d + (n-2)c + nb \qquad [1]$$

donde:

w = ancho de los tanques laterales en mm.

c_1 = tolerancia entre el casco interior y la primera guía, generalmente del orden de 110-180 mm. Tolerancias $c_1 < 110$ mm. han sido utilizadas con un mínimo de 50 mm., pero esto puede afectar la longitud de las escotillas de carga.

n_1 = número de esloras en cubierta.

d = ancho total de una eslora de cubierta entre dos guías adyacentes. Esta dimensión es de suma importancia, ya que de no ser adecuada surgirán problemas en la disposición de las tapas de escotillas. Por lo general, esta medida varía entre 600 y 800 mm.

n = número de contenedores en la manga del buque.

c = tolerancia entre dos guías adyacentes. La magnitud de esta tolerancia depende del tipo de cono centrador utilizado en la parte superior de las guías verticales. Puede variar desde los 80 mm. usados con las entradas reversibles (flip-flop), 120 mm. usados con el sistema de puntas altas/bajas alternadas (high-low peaks), hasta 200-220 mm. asociados con el sistema de puntas uniformes (fixed even peaks). Así, pues, los valores extremos del producto $(n-2)c$ para un buque con nueve contenedores en la manga sería:

$$(9-2) \cdot 80 = 560 \text{ mm.}$$

$$(9-2) \cdot 220 = 1.540 \text{ mm.}$$

lo que nos demuestra que la variación de la manga del buque puede ser del orden de $(1.540 - 560) = 980$ mm. o, aproximadamente, un metro, dependiendo del sistema centrador que se adopte.

$b_0 = (2.460 + 2t)$ mm. para todos los tipos de contenedores, donde t = espesor de las guías.

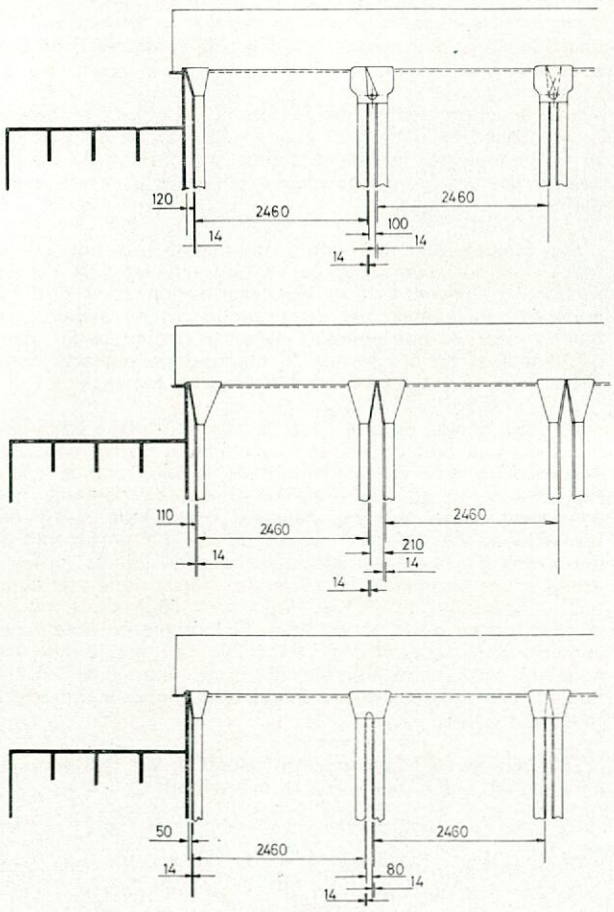


Figura 3.

Si ahora invertimos este estudio paramétrico y hacemos el cálculo para una manga B conocida (ya que la manga del buque, para todos los portacontenedores de la tercera generación, será muy próxima a la manga del Canal de Panamá, esto es, 32,3 m.), el ancho w de los tanques laterales se obtiene de la siguiente expresión:

$$w = \frac{B}{2} - c_1 - \frac{n}{2} \cdot d - \left(\frac{n}{2} - 1\right) \cdot c - \frac{n}{2} \cdot b_0 \qquad [2]$$

Tomando:

B = 32,3 m.

c_1 = 110 mm. y 180 mm.

n_1 = 1.

d = 600 mm. y 800 mm.

n = 10.

c = 80 mm. y 220 mm.

b = 2.488 mm.

El ancho de los tanques laterales deducidos de la aplicación de [2] es de 2.980 mm. y 2.250 mm. Tomando en cuenta que tanto la rigidez torsional como la rigidez a flexión de la estructura lateral dependen en gran parte del ancho de los tanques laterales, se puede concluir que la elección de una disposición particular de guías no sólo afecta a las características de manejo de contenedores de buques, sino que también, aunque menos evidente, tiene un efecto significante sobre la rigidez del casco.

El problema de elección de uno de los sistemas de centrado anteriormente mencionados se resuelve considerando la eficiencia en el manejo de la carga. La experiencia operativa obtenida hasta la fecha parece indicar que los tres sistemas son de igual eficiencia en cuanto al tiempo requerido para el manejo de un contenedor, esto es, una media de dos-tres minutos por contenedor. El tiempo de maniobra de un contenedor sobre la entrada de guía ha sido dado en una media de tres-cinco segundos.

1.3. Contenedores apilados y amarrados

Los sistemas de amarre de contenedores por medio de trincas u otros aparatos fijadores (conos, conos con cierre, etc.) son de uso general para contenedores estibados en la cubierta superior y sobre las tapas de escotillas. La disposición de amarre empleada en cada caso debe considerarse.

Las fuerzas que normalmente se consideran son:

— Fuerzas estáticas: su magnitud es una función del ángulo de balanceo del diseño, número de filas y peso de los contenedores y su carga.

— Cargas dinámicas, incluyendo la de inercia, generadas por los movimientos del buque; presión del viento actuante sobre las superficies expuestas; impactos de oleaje. Estas cargas son función de la geometría y características de estabilidad del buque.

En un estudio que la Sociedad llevó a cabo sobre el sistema de amarre en un portacontenedor de la segunda generación se llegó a la conclusión de que el sistema de conos con cierre («Twistlocks») en todas las esquinas y sin trincas adicionales sería aceptable para dos filas de contenedores de 20' × 20 toneladas cada uno, o dos filas de contenedores de 40' × 30 toneladas cada uno. Esto sería aplicable a todas las tapas de escotillas, excepto aquellas a proa del 0,25L, donde sería necesario instalar un amarre adicional. Para estibas de más de dos filas de contenedores se tendría que disponer de trincas adicionales.

Dada la diversidad de los métodos usados para la estiba, podría hacerse un estudio del sistema de amarre después de haber recibido la disposición de estiba.

Los contenedores estibados en las bodegas sufren cargas dinámicas comparativamente menores que aquellas sobre cubierta y las necesidades de amarre quedan modificadas en este sentido.

2. REPASO DE CIERTOS PROBLEMAS DE RESISTENCIA ESTRUCTURAL

2.1. Resistencia longitudinal

La forma básica de abordar la resistencia longitudinal, en el caso de cargueros ordinarios, es determinar el momento flector en aguas tranquilas y añadirle el efecto de la ola. La principal ventaja de este método es su simplicidad, y cualquier duda sobre la magnitud del momento flector total está limitada al componente de la ola. El caso de buques con grandes aberturas, donde el aspecto de torsión puede llegar a ser el principal, requiere un estudio más detallado de los diferentes componentes de carga debidos a la ola (momento flector vertical, horizontal y de torsión), así como el ángulo de desfase que relaciona a estos componentes.

El Apéndice 2 relaciona los pasos del método estadístico para este estudio. En el caso de diseño inicial y con el propósito de evitar el acudir a este método tan complicado, Lloyd's Register of Shipping ha adoptado un método simplificado mediante un Diagrama de Fatigas Combinadas, que toma en cuenta todos los componentes arriba mencionados. Por ahora es suficiente enumerar los factores más importantes de este aspecto:

— En la mayoría de los casos se comprobará que los portacontenedores son buques de «módulo mínimo reglamentario».

— No son comunes las condiciones de lastre puras. Asimismo, sin ningún contenedor vacío, son raras las condiciones de plena carga.

— El eje neutro de la sección, que se encuentra cerca del medio puntal en la región de la maestra, tiende a acercarse a la cubierta en los extremos. Esta tendencia es notable en formas tipo V. Por lo tanto, el módulo de la sección al fondo puede llegar a ser crítico en las zonas del 0,25L a proa y popa.

— Pueden surgir problemas de inestabilidad en regiones donde el reforzado longitudinal es reemplazado por un sistema transversal. Estas regiones están localizadas generalmente en la cubierta principal a proa, fondo a proa y fondo a 0,25L de popa.

2.2. Resistencia transversal

— Resistencia del doble fondo: los mamparos transversales de buques portacontenedores están normalmente separados unos 30 m. La tendencia de instalar doble fondos poco profundos para resolver problemas de estabilidad puede dar lugar a deformaciones excesivas perpendiculares al plano del doble fondo, lo que a su vez puede afectar la operación de las guías celulares. Para impedir flechas excesivas en el doble fondo se dispone un sistema estructural robusto entre mamparos.

— Resistencia de la estructura lateral: siempre y cuando los tanques laterales tengan un ancho efectivo, no es normal que surjan problemas. Sin embargo, el forzar la colocación de una columna adicional de contenedores da como resultado unos tanques laterales muy estrechos, con las siguientes consecuencias:

— Las deformaciones fuera del plano de la estructura lateral pueden llegar a ser excesivas debido a la mayor flexibilidad.

— Las fatigas a flexión y cizalla pueden sobrepasar los niveles admisibles.

— La rigidez torsional de la sección, que es función del área encerrada, puede no ser suficiente, resultando deformaciones torsionales algo altas.

— La capacidad de lastre del buque quedará reducida, con la posibilidad de causar un alto momento flector en aguas tranquilas.

— Los contretes transversales, que dan soporte lateral a las guías verticales, llegarían a tener, debido a las deformaciones de la estructura lateral, unas cargas axiales superiores a las hasta ahora aceptables. Los contretes podrían entonces actuar como puntales horizontales, lo que no es deseable.

2.3. Resistencia torsional

Los buques con grandes aberturas nos han generado dos problemas básicos en el diseño estructural. En primer lugar, las secciones abiertas crean dificultades a la hora de cumplir con los requisitos de resistencia longitudinal y, por otro lado, la geometría de la sección no tiene la rigidez torsional necesaria. Esto último provocará el alabeo de la sección bajo carga torsional y, por añadidura, tensiones longitudinales, que aumentarán las de flexión longitudinal. En términos de respuesta estructural, el problema tiene dos factores:

a) Problemas debidos a las tensiones adicionales de alabeo.

b) Problemas relacionados con las deformaciones torsionales.

Mientras que en la mayoría de los casos los problemas relacionados con tensiones parecen ser solventados de una manera relativamente fácil en términos de reforzado estructural en las zonas deficientes, los problemas debidos a deformaciones no pueden ser resueltos, en principio, por medio de aumentos de escantillones locales y, por lo tanto, son más difíciles de resolver.

Las deformaciones causantes de serios problemas son debidas a desplazamientos excesivos de alabeo de la sección, deformaciones de giro excesivas en la longitud de una bodega o la extensión excesiva de la diagonal de una abertura de escotilla.

Los desplazamientos de alabeo [$u(z) = -\varphi' w$, where w = coordenada sectorial] pueden ser parcial o totalmente eliminados por la rigidez a flexión y torsión de las zonas de cubierta completa dispuestas encima de los mamparos.

Los buques tipo mineralero, de manga superior a casi todos los portacontenedores, están expuestos a cargas torsionales mayores, pero las deformaciones de giro resultantes, incluyendo los desplazamientos de alabeo, son mucho menores que aquellas de un portacontenedor. Esto es debido al hecho de que la longitud de cubierta completa entre escotillas es también mucho mayor.

La deformación de giro [$v(z) = \Delta\varphi\ (\varepsilon + D)$] en la longitud de una bodega es una función del incremento del ángulo de giro y de la longitud de la abertura de escotilla. Por lo tanto, un buque relativamente pequeño con una abertura de cubierta muy extensa puede sufrir deformaciones de giro en exceso de las de portacontenedores grandes. Por ejemplo: una barcaza abierta, operando en aguas abrigadas, de 76 m. de eslora, tiene una abertura de escotilla de 57,3 m. (75,4 por 100L). El ancho de la abertura es de 81,5 por 100B. El incremento medio del ángulo de giro resultó ser de 0,008° por m., lo que excede de forma considerable el límite expresado en las Reglas, esto es, 0,006°/m., que hasta ahora no ha resultado restrictivo.

El aumento de la diagonal de escotilla, ver la figura 11, se encuentra por medio de la expresión:

$$\Delta d = \sqrt{(1 + u) + \left(\frac{\sigma}{E} \cdot l\right)^2 + (b + v)^2} - \sqrt{(l^2 + b^2)} \qquad [3]$$

donde:

u = El desplazamiento de alabeo al extremo de la escotilla.

σ = Tensión máxima de diseño reglamentaria. Para buques tipo 2, $\sigma = 18{,}15$ kg/mm^2.

E = Módulo de elasticidad longitudinal.

l = Longitud de la abertura de escotilla.

b = Ancho de la escotilla.

v = Deformación de giro de la abertura.

La ecuación [3] toma en cuenta los efectos combinados de las deformaciones de giro y los alargamientos longitudinales por flexión. Durante mucho tiempo se acentuó la importancia de la deformación de giro. Tenemos ahora suficiente información para deducir que las deformaciones mayores son producidas por la combinación de torsión y flexión.

Las deformaciones de las aberturas de escotillas pueden afectar el buen funcionamiento de las tapas, particularmente en las siguientes formas:

— Movimientos deslizantes longitudinales y transversales.

— Estanqueidad.

— Rapidez de desgaste de las superficies en contacto.

— Rapidez de rotura de los materiales de empaquetadura.

Refiriéndonos a la resistencia torsional, el siguiente ejemplo ha sido tomado de un estudio llevado a cabo por la Sociedad para investigar la importancia de diversos factores y puede sernos de interés:

Supongamos que la figura 12 representa las componentes de los vectores de la carga debida a la ola en un instante dado, de tal forma que:

VWBM = 160.000 t.m., ángulo de desfase $\varepsilon_v = 25^o$

HWBM = 60.000 t.m., ángulo de desfase $\varepsilon_h = 70^o$

T_{HIDRO} = 24.000 t.m., ángulo de desfase $\varepsilon_t = 50^o$

Estos valores fueron obtenidos mediante mediciones sobre un modelo para olas regulares de longitud $\lambda = 189$ m., y pueden considerarse representativas como ejemplo de carga en mar oblicua.

Sin embargo, si discutimos su interrelación en términos de tensiones normales producidas por las anteriores cargas, obtenemos lo siguiente:

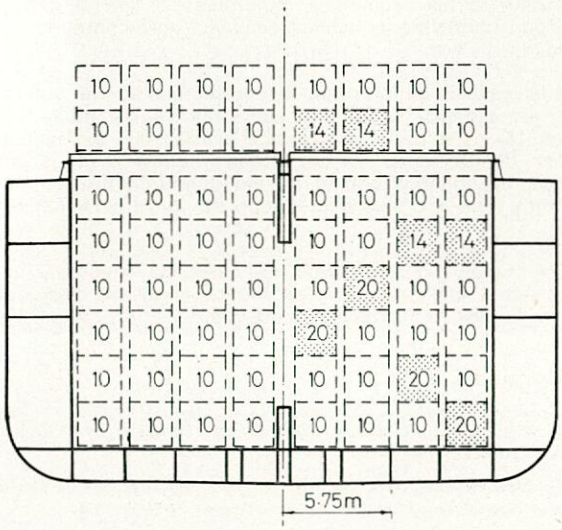
$$\sigma_{VWBM} = 600 \text{ kg/cm}^2$$
$$\sigma_{HWBM} = 60 \text{ kg/cm}^2$$
$$\sigma_T = 600 \text{ kg/cm}^2$$

Esto nos demuestra la importancia de las tensiones torsionales y su relativa significancia.

2.4. Momento torsor debido a la carga

Este tipo de carga torsional es creada por la distribución asimétrica de los contenedores, consumos y/o lastre.

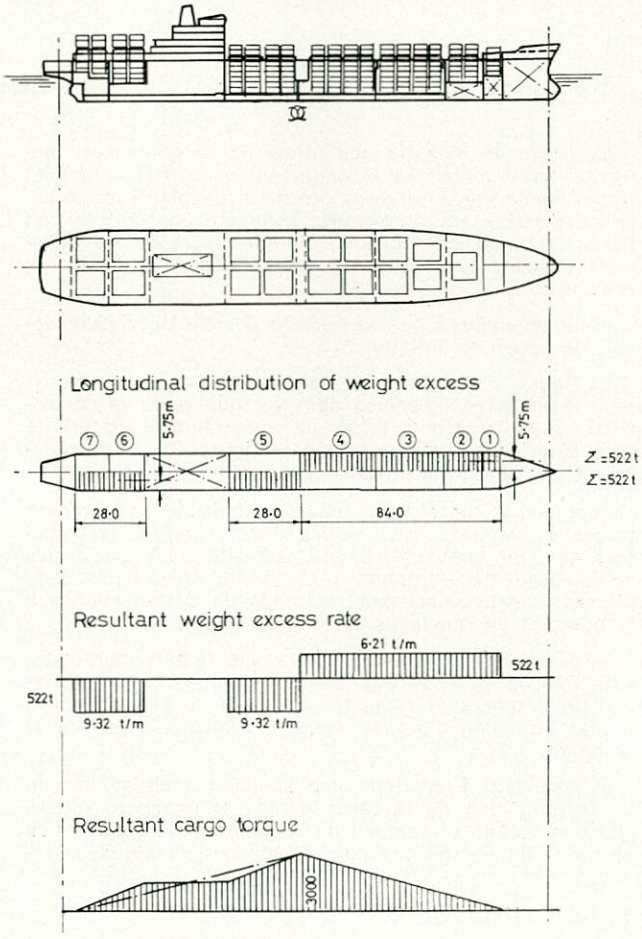
La figura 4a nos muestra la distribución de pesos de contenedores en la bodega de un portacontenedor de segunda generación. En esta distribución existe un exceso neto de peso de 56 toneladas en el costado de estribor, a 5,75 m. de crujía. Si la longitud de un contenedor es de 6,0 m., el momento torsor efectivo sobre 1 m. de longitud es de 53,67 t.m., debido a la distribución asimétrica de los pesos de contenedores solamente.



Excess of weight, starboard = 56·0 t
Lever from ℄ = 5·75m
Nominal container length = 6·0m
Torque loading rate = 53·67 tm/m

Note: In this example, torque loading due to consumables and water ballast has not been considered.

(a)



(b)

Figura 4.

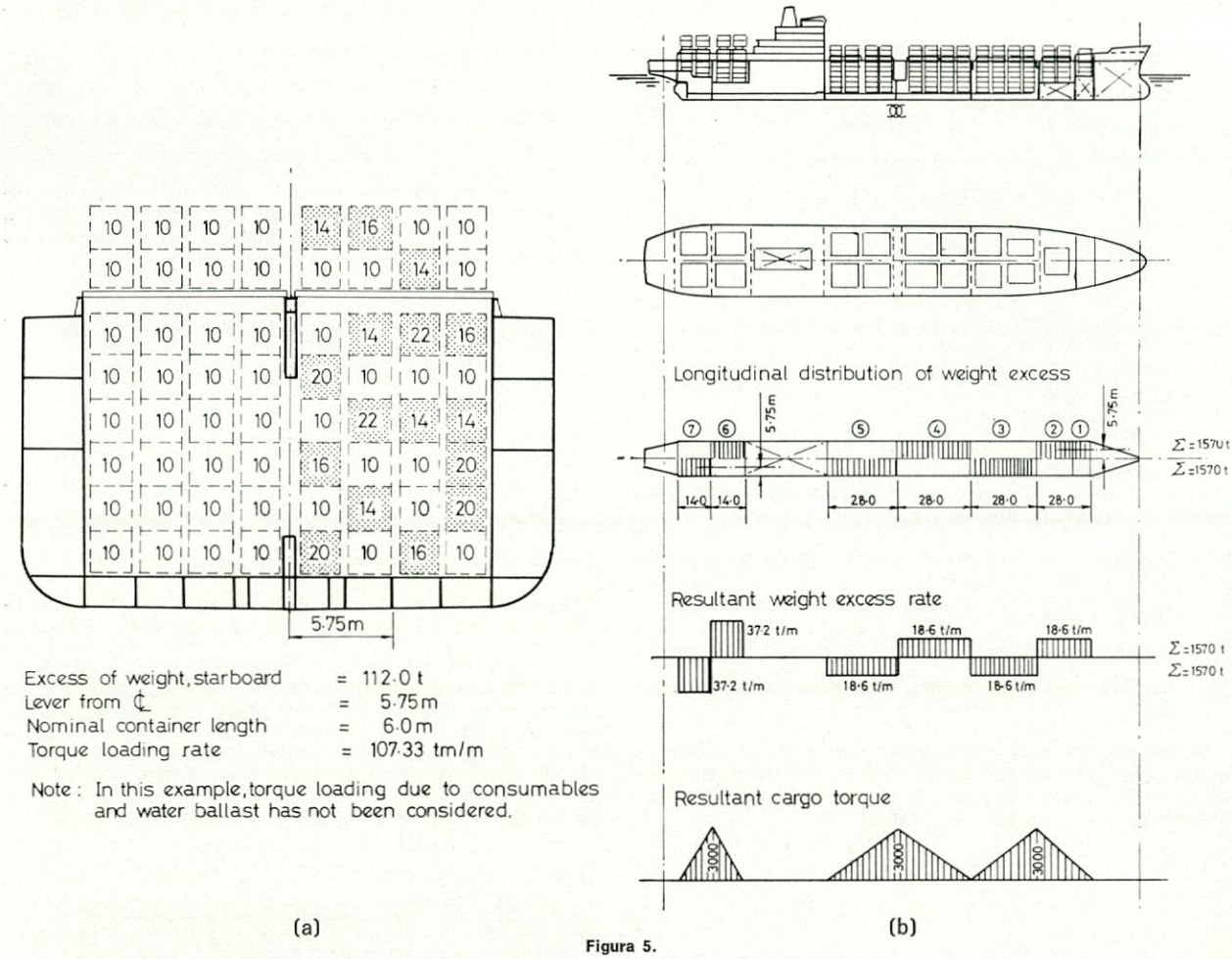


Figura 5.

La figura 4b muestra una forma de determinar el momento torsor debido a la carga en la eslora del buque. Como puede verse, la carga debida al momento torsor resultante puede ser aproximada mediante una distribución triangular. Esta aproximación está reflejada en los factores de distribución enumerados en la tabla D3.7 de los reglamentos de la Sociedad.

Debe entenderse que el número posible de distribuciones de pesos es infinito.

La figura 5 muestra otra distribución posible de pesos de contenedores. Podemos observar que la curva de distribución del momento torsor es completamente diferente a la anterior. En contraste con la figura 4b, ahora tenemos tres valores máximos.

Suponiendo que el valor máximo admisible de momento torsor es de 3.000 t.m., ambas distribuciones son satisfactorias. Sin embargo, existe una diferencia cualitativa en la respuesta estructural a las dos distribuciones. Esta diferencia está relacionada al modo de deformación y a la posición de tensiones tangenciales máximas.

La determinación exacta de la respuesta estructural para este tipo de carga es algo bastante complicado y es verdad decir que este aspecto ha estado un poco olvidado por la profesión y no se encuentra mucha literatura al respecto.

El Apéndice 1 contiene una solución analítica basada en la definición de la carga debida al momento torsor, que nos facilita el examen de un número de condiciones de carga diferentes que puedan suceder en servicio.

3. CONCLUSIONES

Contrario a lo que podría esperarse, los buques costeros pequeños, o portacontenedores del tipo «feeder», no han resuelto los problemas generales de diseño estructural que normalmente encontramos en portacontenedores grandes.

En la mayoría de los casos los problemas se han aumentado, en especial donde las aberturas de escotillas son largas. No es extraño encontrar aberturas que exceden el 75 por 100 de la eslora del buque y estos diseños han de ser investigados con el mismo detenimiento como si se tratara de un portacontenedor de la tercera generación.

Este trabajo ha pretendido examinar los aspectos más importantes que son de interés para el diseño estructural de buques con grandes aberturas.

BIBLIOGRAFIA

1. R. ALBERT: «Entwurfsbedingungen Grosser Container-Schiffe». Hansa, Oktober 1975.
2. H. LANGENBERG: «The Influence of Port Facilities on the Design and Size of Ships in the Container Trade». WEMT, 1974.
3. M. MEEK: «Operating Experience of Large Containerships». IESS, 1975.
4. B. RAPO: «Structural Design of Container Ships». Lloyd's Register of Shipping. Internal Report.
5. F. CHAO: «Shipping and Containerization Paper read at the Seminar on Port Development for Unit Loads and Containerization». Hong-Kong, 1976.
6. K. HALES, J. STOTT y J. WILSON: «The Sea Transport of Refrigerated Cargoes in Containers». Paper read at the Institute of Marine Engineers, 1972.
7. E. VOSSNACK: «Unpublished Notes and Design Observations». Personal correspondence.

8. Lloyd's Register Research Laboratory Report 62/0298: Cargo Torque Tests, dated 22nd Dec. 1975.

9. A. C. STERA y A. A. WILSON: «Testing of Marine Refrigeration Installations». Paper read at the Institute of Refrigeration at the Faculty of Environmental Science and Technology, 1973.

10. W. S. C. JENKS: «Some Factors in the Design of Cellular Container Ships with Particular Reference to Refrigerated Cargo». Paper read at the Institute of Marine Engineers, 1970.

APENDICE 1

Este apéndice presenta la solución para la ecuación diferencial fundamental en la que el momento torsor, debido a la carga, ha sido representado como una serie de Fourier. La solución, de forma general, contempla la mayoría de las distribuciones de momento torsor que puedan ocurrir en servicio.

Supongamos que la carga de momento torsor puede ser representada por la siguiente ecuación:

$$T = \frac{T_c}{2} - \frac{4T_c}{\pi^2} \sum_{n=1,3,5\ldots}^{n} \frac{1}{n^2} \cos\left(\frac{m2\pi}{L_o} nz - \varepsilon\right) \quad [1]$$

donde:

T = Ordenada de la curva de distribución de momento torsor en cualquier posición a lo largo de la eslora del buque.

T_C = Valor máximo admisible del momento torsor en t.m.

m = Cualquier número positivo según el caso actual de carga. Representa el número de ondas completas de la función trigonométrica, o el número de repeticiones en el modo de carga a lo largo de la eslora.

L_O = La longitud de la parte «abierta» del buque en m.

z = La variable lineal en m.

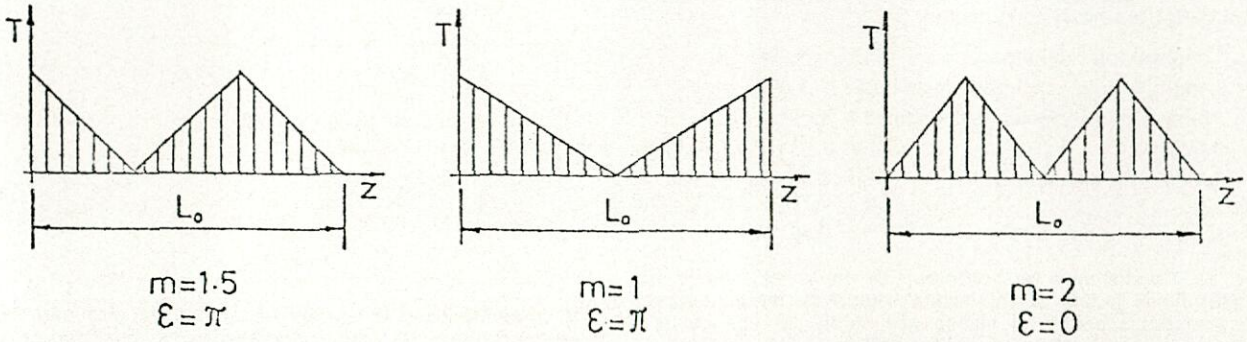
ε = Angulo de desfase. Cuando $\varepsilon = 0$, el momento torsor es cero para $z = 0$. Para $\varepsilon = \pi$, $T_{z=o} = T_C$.

La expresión [1] puede expresarse como:

$$T = \frac{T_c}{2} - \frac{4T_c}{\pi^2} \sum_{n=1,3,5\ldots}^{n} \frac{1}{n^2} \cdot$$

$$\cdot \left[\cos\varepsilon \cos n \frac{2m\pi}{L_o} z + \sin\varepsilon \sin n \frac{2m\pi}{L_o} z\right] \quad [2]$$

Por ejemplo, las siguientes distribuciones pueden ser fácilmente obtenidas mediante el cambio apropiado de los parámetros relevantes:



Tomando:

$$\cos\varepsilon = \alpha$$
$$\operatorname{sen}\varepsilon = \beta$$
$$w = \frac{2m\pi}{L_o}$$

La ecuación diferencial es dada por:

$$\varphi''' - K^2\varphi^1 = -\frac{T_c}{2c_1} + \frac{4T_c}{\pi^2 c_1} \sum_{n=1,3\ldots}^{n} \frac{1}{n^2} \cdot$$

$$\cdot [\alpha \cos n\omega z + \beta \sin n\omega z] \quad [3]$$

donde:

$$K = \sqrt{\frac{C_o}{C_1}}$$

C_C = Rigidez torsional de la sección en $t.m^2$.

C_1 = Rigidez de alabeo de la sección en $t.m^4$.

La solución completa de la ecuación diferencial [3] nos lleva a la siguiente expresión para el ángulo de giro:

$$\varphi(z) = A_1 + A_2 \operatorname{sh}kz + A_3 \operatorname{ch}kz + \frac{T_c}{2c_o} z +$$

$$+ \frac{4T_c\beta}{\pi^2 c_1} \sum_{n=1,3\ldots}^{n} \frac{1}{n^3\omega} \frac{\cos n\omega z}{(n^2\omega^2 + k^2)} -$$

$$- \frac{4T_c\alpha}{\pi^2 c_1} \sum_{n=1,3\ldots}^{n} \frac{1}{n^3\omega} \frac{\sin n\omega z}{(n^2\omega^2 + k^2)} \quad [4]$$

Y las tres primeras derivadas se obtienen fácilmente:

$$\varphi'(z) = kA_2 \operatorname{ch}kz + kA_3 \operatorname{sh}kz + \frac{T_c}{2c_o} -$$

$$- \frac{4T_c\beta}{\pi^2 c_1} \sum_{n=1,3\ldots}^{n} \frac{1}{n^2} \frac{\sin n\omega z}{(n^2\omega^2 + k^2)} -$$

$$- \frac{4T_c\alpha}{\pi^2 c_1} \sum_{n=1,3\ldots}^{n} \frac{1}{n^2} \frac{\cos n\omega z}{(n^2\omega^2 + k^2)} \quad [5]$$

$$\varphi''(z) = k^2 A_2 \operatorname{sh}kz + k^2 A_3 \operatorname{ch}kz -$$

$$- \frac{4T_c\beta}{\pi^2 c_1} \sum_{n=1,3\ldots}^{n} \frac{\omega}{n} \frac{\cos n\omega z}{(n^2\omega^2 + k^2)} +$$

$$+ \frac{4T_c\alpha}{\pi^2 c_1} \sum_{n=1,3\ldots}^{n} \frac{\omega}{n} \frac{\sin n\omega z}{(n^2\omega^2 + k^2)} \quad [6]$$

$$\varphi'''(z) = k^3 A_2 \operatorname{ch}kz + k^3 A_3 \operatorname{sh}kz +$$

$$+ \frac{4T_c\beta}{\pi^2 c_1} \sum_{n=1,3\ldots}^{n} \frac{\omega^2 \sin n\omega z}{(n^2\omega^2 + k^2)} +$$

$$+ \frac{4T_c\alpha}{\pi^2 c_1} \sum_{n=1,3\ldots}^{n} \frac{\omega^2 \cos n\omega z}{(n^2\omega^2 + k^2)} \quad [7]$$

Las constantes de integración A_1, A_2 y A_3 tienen que ser evaluadas por medio de las condiciones de contorno existentes en $z = 0$ y $z = L$.

Obtendremos que:

$$A_1 = -A_3 - \frac{4\,T_c\,\beta\,L_o}{\pi^2\,c_1} \sum_{n=1,3,5\ldots}^{n} \frac{1}{2m\,\pi\,n^3\,(n^2 4m^2\,\pi^2 + k^2 L_o^2)} \qquad [8]$$

$$A_2 = \frac{\varphi'_o}{k} - \frac{T_c}{2c_o k} + \frac{4\,T_c\,\alpha\,L_o^2}{\pi^2\,k\,c_1} \sum_{n=1,3,\ldots}^{n} \frac{1}{n^2\,(n^2 4m^2\,\pi^2 + k^2 L_o^2)} \qquad [9]$$

$$A_3 = \frac{\varphi'_{Lo} - \varphi'_o\,\mathrm{ch}kL_o}{k\,\mathrm{sh}kL_o} - \frac{T_c}{2c_o k}\,\frac{(1 - \mathrm{ch}kL_o)}{\mathrm{sh}kl_o} + \frac{4T_c\,L_o^2}{\pi^2\,c_1 k\,\mathrm{sh}kL_o} \sum_{n=1,3,5\ldots}^{n} \frac{1}{n^2\,(n^2 4m^2\,\pi^2 + k^2 L_o^2)} \times$$

$$\times\,(\beta \sin n\,m\,2\,\pi + \alpha \cos n\,m\,2\,\pi - \alpha\,\mathrm{ch}\,k\,L_o) \qquad [10]$$

Para verificar la exactitud de esta nueva solución el laboratorio de investigación de la Sociedad en Crawley llevó a cabo varios experimentos con modelos. A continuación se presenta un resumen del procedimiento adoptado:

1. **Modelo:** La geometría básica y características del material fueron las siguientes:

Longitud total del modelo:	51" = 1,294 m.
Longitud de la sección «abierta»:	42" = 1,0668 m.
Número de secciones de bodega:	2 × 4
Material:	«VYBAC» P.V.C. rígido.
Módulo de elasticidad:	E = 0,53 × 10^6 psi.
	μ = 3,726 × 10^4 kg/cm²
Coeficiente de Poisson:	= 0,36

2. **Condiciones de contorno:** La popa del modelo fue atornillada a una placa vertical rígida de metal. La proa se empotró contra el alabeo por medio de una caja cerrada *triangular de gran rigidez relativa.*

3. **Condiciones de carga:** Se investigaron tres condiciones de carga. Ver figura 6.

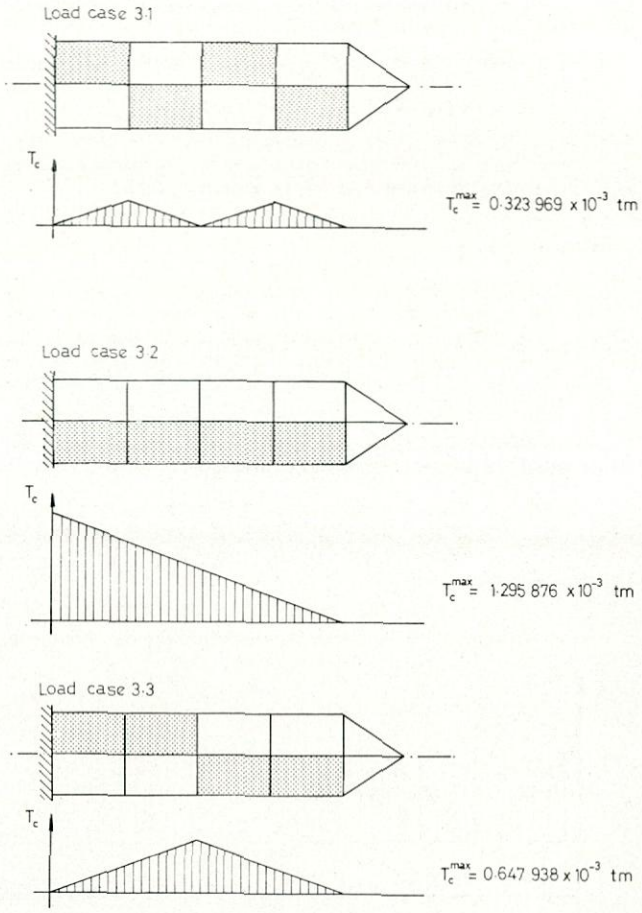


Figura 6.

4. **Resultados:** Las curvas de ángulo de giro para las tres condiciones de carga investigadas se muestran en la figura 7. Los asteriscos en la misma figura muestran los valores calculados por el método analítico arriba descrito. La concordancia puede considerarse como muy buena

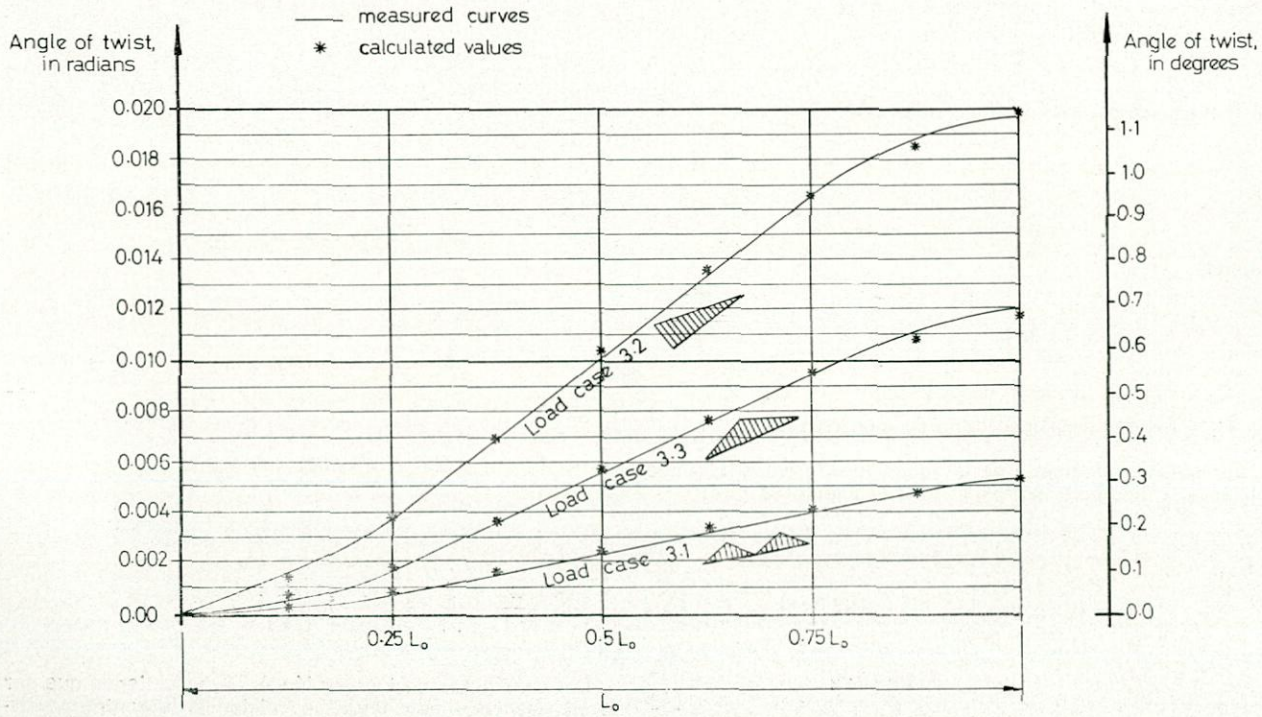


Figura 7.

para las tres condiciones de carga. Además del ángulo de giro se midieron los respectivos alargamientos. Como se sabe, la tensión normal en cada sección es proporcional a la segunda derivada del ángulo de giro. Por lo tanto, cualquier discrepancia, por muy pequeña que sea, en la curva de ángulo de giro entre los valores medidos y calculados tienden a notarse aún más cuando se toman mediciones de alargamientos.

La tabla 2, a continuación, muestra la comparación entre los valores calculados de alargamiento y los valores medidos para las tres condiciones de carga.

TABLA 2

TENSIONES EN KP/cm²

	CASO 1		CASO 2		CASO 3	
Posición	C	M	C	M	C	M
$Z = 0$	5.5	5.14	11.46	13.13	30.13	25.0
$Z = 0.25L_o$	2.57	2.24	5.32	6.61	8.45	11.02
$Z = 0.50L_o$	0.22	0.55	0.73	0.73	3.12	3.12
$Z = 0.75L_o$	2.75	3.59	5.87	7.71	9.91	11.38
$Z = L_o$	5.32	6.97	10.64	13.76	14.3	18.35

donde C = Calculado y M = Medido.

Se considera que las mediciones de alargamiento confirman la distribución cualitativa de las tensiones calculadas.

5. **Conclusiones:** La correspondencia entre los resultados experimentales y los cálculos teóricos se considera satisfactoria. La forma de considerar el momento torsor debido a la carga como una serie de Fourier nos facilita una solución amplia y segura de la ecuación diferencial fundamental para cualquier tipo de distribución de carga que pueda ocurrir en servicio normal.

APENDICE 2

Dado que los movimientos del buque en mar abierta y las cargas y respuestas que ocasionan en el casco son de un carácter muy irregular, es claro que no pueden ser formuladas de una forma determinada. La Sociedad ha desarrollado, por tanto, un método basado en principios estadísticos que define propiedades de grupos de olas y las energías contenidas en una amplia gama de frecuencias de olas. Las respuestas del buque en olas regulares pueden ser calculadas con suficiente exactitud por medio de un programa de teoría de elementos. Este programa forma parte de un conjunto de programas, LR-SHIPS, dedicado al cálculo de la respuesta del buque y su diseño inicial.

Si aceptamos que la respuesta de la estructura varía linealmente con la carga excitatriz, podemos aplicar el principio de superposición a los componentes individuales de las tensiones y obtendremos la función de transferencia de la variable de la respuesta de tensión. Esta es la base del «Método de Fatiga Total» desarrollado por la Sociedad, por el cual se obtiene la respuesta dinámica total para todas las componentes (momento flector vertical de la ola, momento flector horizontal de la ola, fuerzas cortantes horizontales de la ola y momento torsor) en forma de respuestas a corto y largo plazos. La comparación con los resultados obtenidos de mediciones a plena escala indica que el método teórico tiende a sobrestimar las respuestas medidas para estados del tiempo similares.

Esta materia ha sido tratada muy extensamente en la literatura técnica, y la sola justificación para su inclusión en este trabajo es la de llamar la atención a la importancia de establecer la relación de fase correcta de los varios componentes de carga.

Con el fin de verificar la exactitud de un método permanente matemático basado en la teoría de elementos, la Sociedad llevó a cabo un programa de investigación sistemática en Wageningen Ship Model Basin para medir todas las fuerzas y momentos flectores inducidos en siete olas regulares: $\lambda = 94{,}5$ m., 135 m., 161 m., 189 m., 243 m., 297 m. y 378 m., dentro de los límites $\lambda/L = 0{,}35$ a 1,1. Las mediciones se llevaron a cabo para los siguientes ángulos de deriva: 0° (mar de popa), 25°, 45°, 65°, 180°, 205° y 245°, con amplitud de ola constante: $2\xi = 4{,}4$ m. El modelo fue construido de plástico reforzado (g. r. p.), a una escala de 1/55, determinada por la capacidad del generador de olas instalado en el Laboratorio de Maniobras y por la capacidad de los puentes de medición. El modelo se cortó en tres estaciones, según la figura 8. Los momentos flectores y fuerzas cortantes debidos a la ola se midieron en la estación 5 (0,25L a popa), estación 10 (maestra) y estación 15 (0,75L a popa). Las cuatro partes se unieron por medio de tres puentes de medición, de tal manera que el modelo dotado de toda su instrumentación tuviese suficiente rigidez. Se obtuvieron las funciones de transferencia y los ángulos de desfase para todas las longitudes de olas y ángulos de deriva. La figura 9 muestra aspectos significantes de las relaciones de ángulos de desfase entre los diversos componentes de carga para un ángulo de deriva de 205°, con

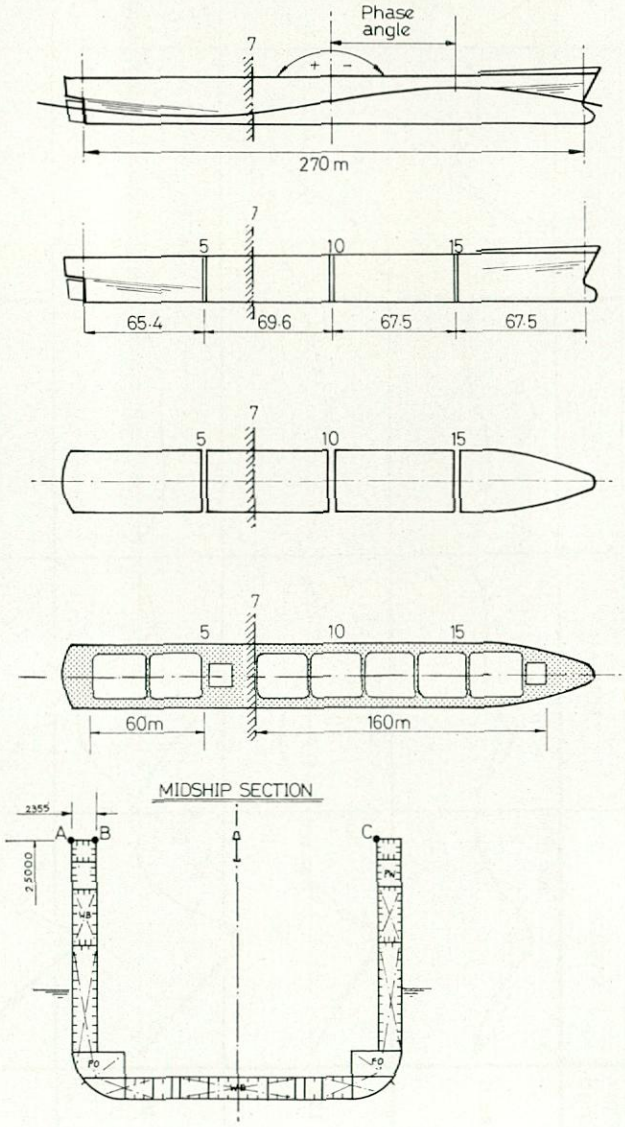


Figura 8.

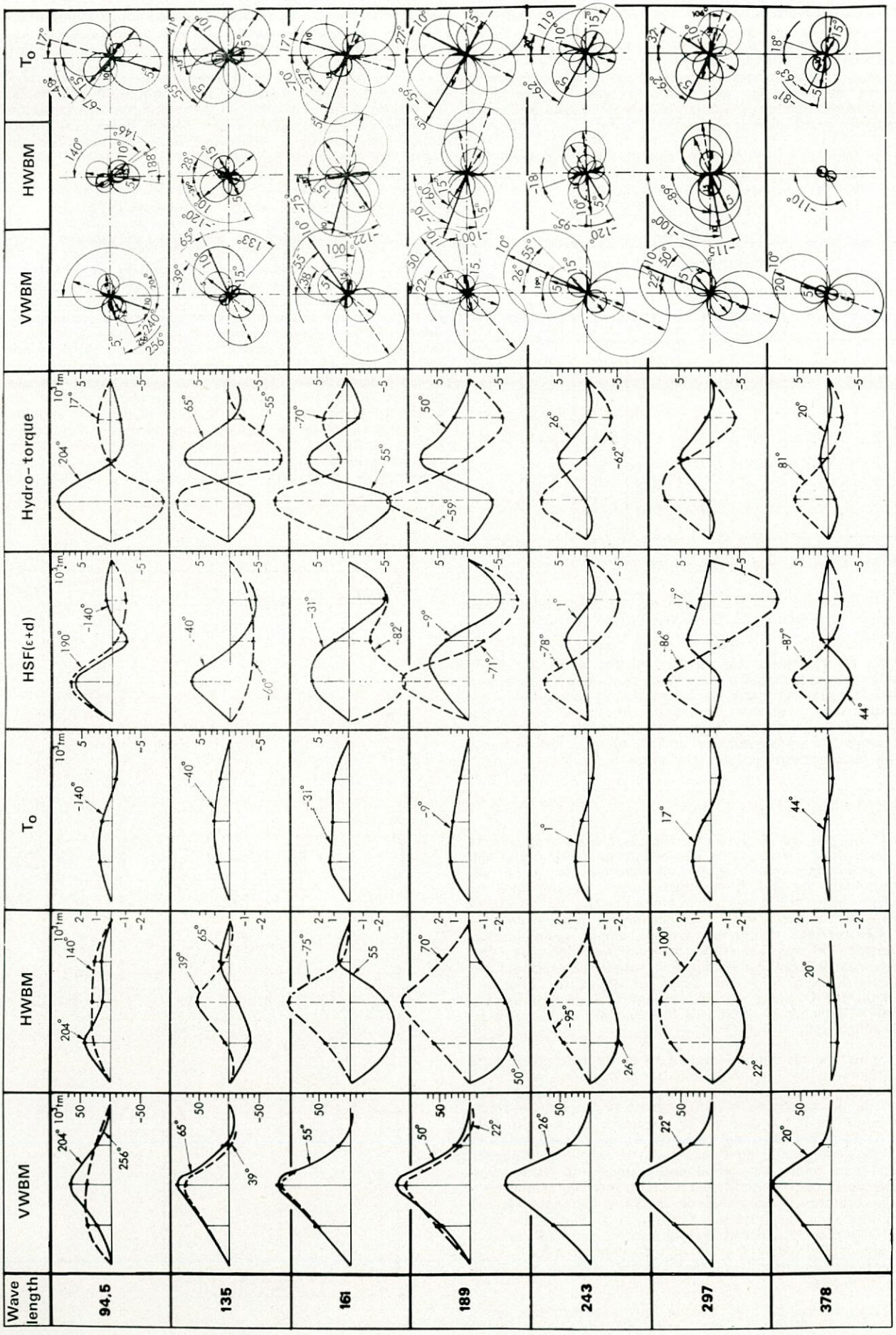

Wave length
VWBM
HWBM
To
HSF(ε+d)
Hydro-torque
VWBM
HWBM
To
94,5
135
161
189
243
297
378

Figura 9.

las funciones de transferencia para cada longitud de ola, mientras que se escogió el ángulo de desfase correspondiente al componente de carga de la ola más influyente.

Para determinar las tensiones por unidad de amplitud de ola debidas a los momentos flectores verticales y horizontales de la ola, pueden usarse las siguientes relaciones:

$$\frac{BM_o}{2\xi} = M_v \cos(\omega t + \varepsilon_v) + M_H \cos(\omega t + \varepsilon_H) \qquad [1]$$

donde:

M_v = Amplitud máxima de la parte oscilante del momento flector vertical medido.

w = Frecuencia circular de la ola.

t = Tiempo.

ε_v = Fase de M_v en relación con la posición de la cresta de la ola.

M_H = Amplitud máxima de la parte oscilante del momento flector horizontal medido.

ε_H = Fase de M en relación con la posición de la cresta en el instante en que se midió M_H.

Tomando:

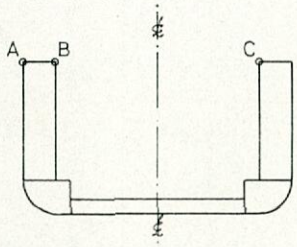
$$M_v^c = M_v \cos \varepsilon_v$$
$$M_H^c = M_H \cos \varepsilon_H$$
$$M_v^s = -M_v \sin \varepsilon_v$$
$$M_H^s = -M_H \sin \varepsilon_H$$

Así,

$$\frac{BM}{2\xi} = (M_v^c + M_H^c)\cos \omega t + (M_v^s + M_H^s)\sin \omega t \qquad [2]$$

o el cuadrado de la tensión unitaria:

$$\left(\frac{\sigma}{2\xi}\right)^2 = \left(\frac{M_v}{I_v} y + \frac{M_H}{I_H} \times \beta\right)^2 + \left(\frac{M_v^s}{I_v} y + \frac{M_H^s}{I_H} \times \beta\right)^2 \qquad [3]$$



donde:

I_v = Momento de inercia de la sección respecto al eje horizontal.

I_H = Momento de inercia de la sección respecto al eje vertical.

Y = Distancia vertical desde la cubierta al eje neutro.

X = Distancia horizontal desde la crujía al punto de cálculo de tensiones.

β = Factor de reducción por cizalla.

La carga de torsión tiene dos componentes:

$$T = T_o \cos(\omega t + \varepsilon_1) + HSF(\cos \omega t + \varepsilon_2)(\bar{\varepsilon} + d) \qquad [4]$$

donde:

T_o = Momento torsor respecto al eje longitudinal al nivel del calado.

ε_1 = Angulo de desfase de la amplitud máxima.

ε_2 = Angulo de desfase de la amplitud máxima de la fuerza cortante horizontal.

HSF = Amplitud máxima de la fuerza cortante horizontal.

d = Calado del buque.

$\bar{\varepsilon}$ = Distancia del centro de fuerzas cortantes a la línea base.

En la mayoría de los casos es muy conveniente el reemplazar los vectores T_o y HSF $(\bar{\varepsilon} + d)$ con su resultante, lo que muestra su variación cíclica, dada por la siguiente expresión:

$$\operatorname{tg} \omega t = \frac{-\dfrac{HSF(\bar{\varepsilon} + d)}{T_o} \sin \varepsilon_2 - \sin \varepsilon_1}{\cos \varepsilon_1 + \dfrac{HSF(\bar{\varepsilon} + d)\cos \varepsilon_2}{T_o}} \qquad [5]$$

Cálculo de respuesta de tensión unitaria: Ejemplo práctico: Supongamos que para la estación 7 (sección de proa de la sala de máquinas) del buque mostrado en la figura 7 la distribución instantánea de los diversos componentes de carga debidos a la ola a un ángulo de deriva de 205° tienen las magnitudes dadas en la tabla 3.

Heading = 205°
Wave height 2ξ = 4.4 m
Speed = 12 knots

All calculations refer to station 7 as shown in Fig.8

Wave Length λ m	WAVE LOADING at a particular instant			LONGITUDINAL STRESSES											
					POINT A			POINT B			POINT C		
	VWBM tm	HWBM tm	Torque tm	VWBM Stress kg/cm	HWBM Stress kg/cm²	Torque Stress kg/cm²	Total Stress kg/cm²	HWBM Stress kg/cm²	Torque Stress kg/cm²	Total Stress kg/cm²	HWBM Stress kg/cm²	Torque Stress kg/cm²	Total Stress kg/cm²
94.5	23000	-10250	1000	77.4	-13.98	12.4	75.82	-11.21	21.2	87.39	11.21	-21.2	67.41
135	44000	10000	1200	148.2	13.61	14.8	176.61	11.61	25.4	185.21	-11.61	-25.4	111.19
161	66000	32000	1500	222.2	43.4	19.2	284.8	37.4	32.7	292.3	-37.4	-32.7	152.10
189	65000	25000	2000	219	34.0	24.7	277.7	29.0	42.2	290.2	-29.0	-42.2	147.0
243	82000	18000	4000	276	24.5	49.5	350.0	21.0	84.5	381.5	-21.0	-84.5	170.5
297	80000	22000	4600	270	30.0	56.9	356.9	25.4	97.1	392.5	-25.4	-97.1	147.5
378	64000	6000	1200	216	8.2	14.9	239.9	7.0	25.4	248.4	-7.0	-25.4	183.6

TABLA 3

Usando las propiedades de la sección dadas en la tabla 3, las tensiones a flexión se han calculado para los puntos característicos A (esquina superior), B (parte superior del mamparo longitudinal) y C (parte superior del mamparo longitudinal estribor). Las tensiones de alabeo debidas al momento torsor hidrodinámico fueron calculadas separadamente mediante la solución apropiada de la ecuación diferencial básica.

Las tensiones totales de la tabla 3 han sido manipuladas para representar amplitudes de respuesta de tensión unitaria (para amplitud unitaria de ola) y dadas para cada frecuencia de ola como $(\sigma/2\xi)^2$ en la figura 10.

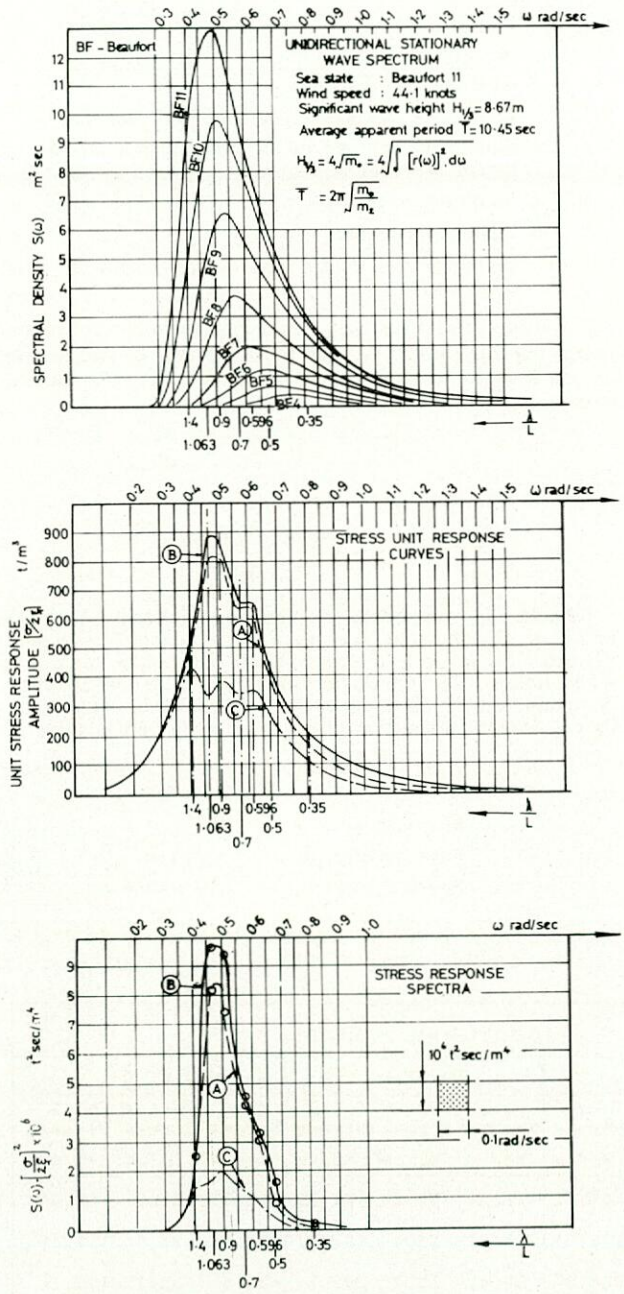


Figura 10.

Para poder obtener una predicción de la respuesta de tensiones a corto plazo para, por ejemplo, un estado de mar Beaufort 11 (amplitud de ola significante H 1/3 = = 8,37 m., período aparente medio T = 10,45 sec.), podemos dar las siguientes relaciones:

$$m_o^B = \int_o^\infty S(\omega) \frac{R^2(\omega)}{(2\xi)^2} d\omega = 18{,}26 \times 10^5 t^2 rad/m^4$$

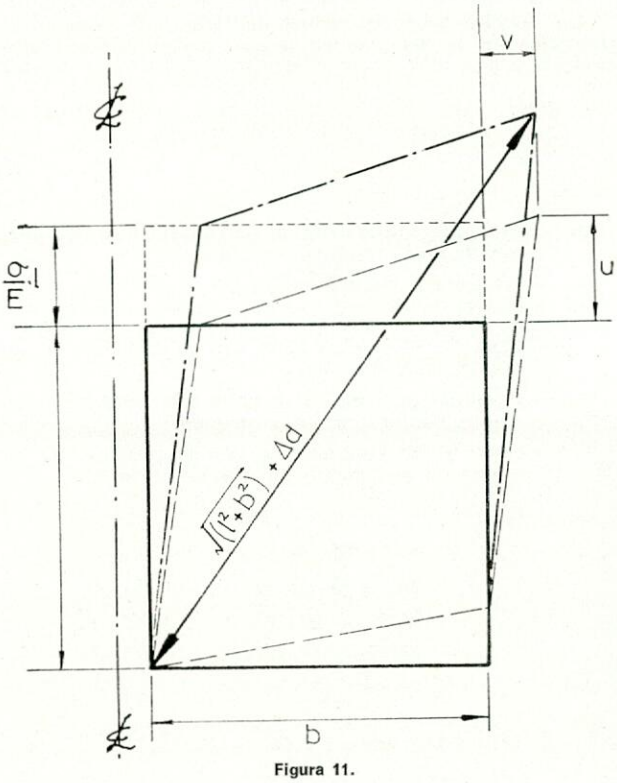


Figura 11.

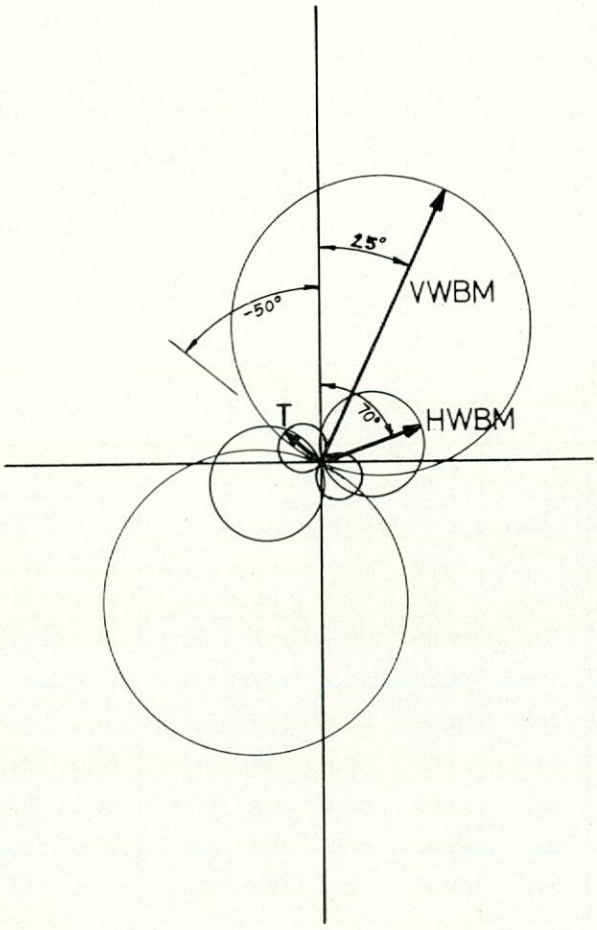


Figura 12.

donde 18,26 cm² es el área en cm² bajo la curva del espectro de respuesta de tensión.

De igual forma:

$$m_o^A = 14{,}56 \times 10^5\ t^2\ rad/m^4 \quad y$$
$$m_o^C = 4{,}53 \times 10^5\ t^2\ rad/m^4$$

Ahora podemos obtener respuestas características de tensiones dinámicas:

$$\sigma_{1/3}^{B} = 4\sqrt{mo} = 5405\ t/m^2 = 540\ kg/cm^2$$

$$\sigma_{1/3}^{A} = 4\sqrt{mo} = 483\ kg/cm^2$$

$$\sigma_{1/3} = 269\ kg/m^2$$

Si añadimos las tensiones en aguas tranquilas, la tensión total para el punto B sería:

$$\sigma_{sw} = 765\ kg/cm^2$$

$$\sigma_{ct} = 92\ kg/cm^2 \text{ (momento torsor de la carga)}$$

$$\sigma_{1/3} = 540\ kg/cm^2$$

$$\sigma_T = 1397\ kg/cm^2 \times 1{,}3 = 1816\ kg/cm^2$$

donde 1,3 es el factor de concentración de tensiones al nivel de la cubierta superior.

APENDICE 3

Cada día se construyen más portacontenedores equipados para el transporte de contenedores llenos de carga refrigerada, tal como fruta, pescado, carne, etc. De éstos, muchos pueden transportar contenedores refrigerados en todas las bodegas, mientras que otros sólo tienen un número limitado de bodegas adecuadas.

El portacontenedor refrigerado de mayor tamaño en servicio clasificado hasta el momento por el Lloyd's Register puede transportar un total de 65 contenedores aislados, donde la carga se mantiene a —29° C, y otros 1.086 contenedores con su carga a —23° C.

El volumen total de la carga refrigerada puede llegar a superar 1.100.000 pies cúbicos, lo que es casi el doble de la capacidad del mayor de los cargueros refrigerados clasificados en Lloyd's Register.

Existen varios sistemas de refrigeración que han sido utilizados con éxito en el transporte de contenedores refrigerados:

a) Un sistema de refrigeración central usando salmuera como refrigerante secundario (fig. 13).

b) Un sistema de refrigeración descentralizado que puede enfriar aire por expansión directa del refrigerante en los enfriadores o usando salmuera como refrigerante secundario (fig. 14).

Ambos sistemas mantienen la temperatura requerida en contenedores debidamente aislados estibados en bodegas ligeramente aislados o sin aislamiento alguno.

c) Contenedores con unidades integrales de refrigeración, dotadas de condensadores refrigerados por aire y agua.

d) Contenedores estibados en bodegas completamente refrigeradas.

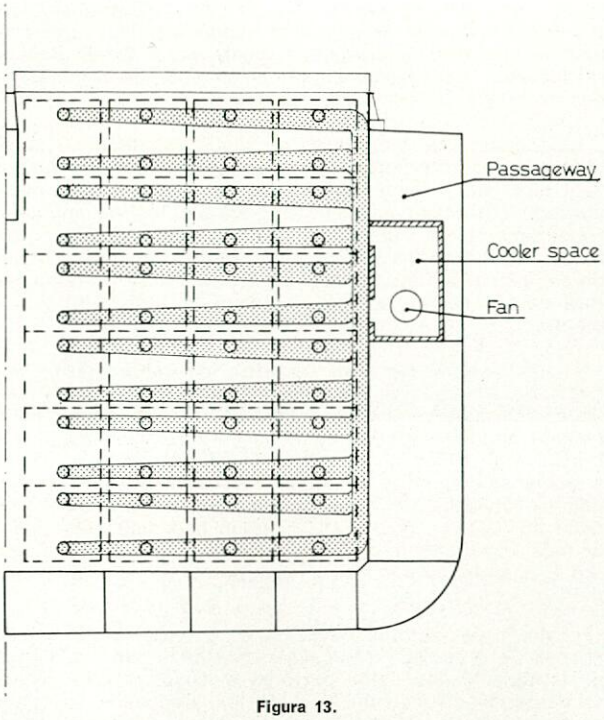


Figura 13.

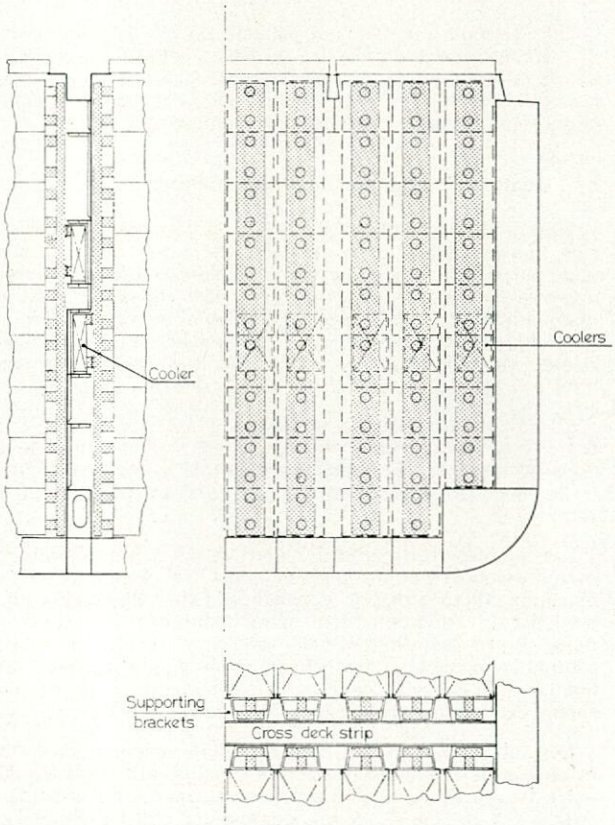


Figura 14.

Las particularidades de cada sistema son:

a) **Sistema de refrigeración central**

Se usa salmuera como refrigerante secundario. Esta salmuera se circula a través de enfriadores colocados en los compartimientos laterales y por medio de ventiladores eléctricos se circula aire frío por los ductos verticales de ida y vuelta a los contenedores a cada nivel. Desde los ductos horizontales se distribuye el aire frío

a los contenedores por medio de unas conexiones cortas dotadas de cierres operados neumáticamente, que forman la conexión actual con el contenedor. Estas plantas refrigeradas no difieren significativamente de las instaladas en buques refrigerados convencionales.

La salmuera refrigerada es circulada por circuitos apropiados a los diferentes enfriadores alrededor del buque y el aire frío a los contenedores se mantiene a la temperatura correcta por medio de termostatos automáticos. Generalmente un sistema de control mide, muestra y graba las temperaturas del aire de retorno de los contenedores, la salida de aire de los enfriadores, la temperatura de las celdas a tres niveles y la temperatura ambiente.

En un sistema como el descrito, los contenedores dotados de aislamiento son generalmente estibados en bodegas ligeramente aisladas. El flujo de aire queda establecido alrededor de 40 cambios/hora relacionado al volumen neto de los contenedores. Conjuntamente con este sistema se usan los llamados «acondicionadores de bodegas», capaces de mantener la temperatura de la bodega por encima de los 0° C. Estos acondicionadores de bodega comprenden intercambiadores de calor, ventiladores y ductos para circular aire entre los contenedores dentro de la bodega.

El grado de material de acero es generalmente 'A' con chapas de grado 'D' intercaladas alrededor de los ductos de entrada, donde éstos perforan el casco interior. Naturalmente, la disposición final de los grados de acero se determinarían después de una investigación de la distribución térmica.

Este sistema necesita un espacio de 1,6 a 1,8 m. entre el mamparo transversal y las guías de celda para la disposición de los ductos horizontales y conexiones a los contenedores, siempre que los refuerzos del mamparo estén dispuestos al lado opuesto del mamparo.

b) **Planta de refrigeración descentralizada**

Este sistema también se basa en la conexión de varios contenedores a un enfriador de aire común y consiste en ductos de suministro y retorno con conexiones como el anterior. Cada ducto vertical, emplazado en el mamparo transversal, tiene su propio enfriador con un ventilador centrífugo de doble velocidad. Los ductos verticales van divididos por una pared intermedia para acomodar ambos sistemas de salida y retorno de aire.

El aislamiento térmico se aplica al interior de los ductos y caja de enfriador de aire y en ambos lados de la división interna. Las tapas de escotilla y bodega pueden ir ya sea sin aislamiento o con aislamiento parcial o total.

Las plantas refrigerantes, con varios compresores de motor semi-herméticos de una etapa, se emplazan en los espacios libres a babor y estribor. Están diseñados para suministrar suficiente frío para mantener los contenedores entre los límites de —25° C y 12° C de temperatura. La capacidad de refrigeración puede variarse mediante cambios a la cantidad de refrigente, normalmente Freon 22, que se evapora en los enfriadores.

Con el fin de contar con suficiente espacio para los refuerzos de mamparo, ductos verticales, etc., la distancia entre las guías verticales en lados opuestos del mamparo puede ser de unos 3,5 m., dependiendo de la capacidad actual del sistema.

c) **Contenedores con unidades integrales de refrigeración**

Este sistema no requiere la instalación a bordo de una planta de refrigeración permanente y se limita a alimentar un número pequeño de contenedores de 20' ó 40' estibados bajo cubierta, cuyas unidades integrales quedan conectadas al suministro eléctrico del buque. Las bodegas carecen de aislamiento y están generalmente divididas en dos o más compartimentos cerrados por mamparos ligeros de acero. Estos compartimentos están ventilados mecánicamente por un sistema de ductos con entradas de aire a cada nivel de contenedores y ventiladores de exhaustación. Los desagües de los enfriadores de cada contenedor van al pozo de sentinas de la bodega a través de tuberías flexibles.

El agua dulce es circulada y llevada a cada condensador, en las unidades de refrigeración, por medio de un sistema de tuberías de agua fresca y tuberías flexibles, que eliminan el uso a bordo de los condensadores enfriados por aire, pudiendo actuar éstos sobre cubierta solamente.

d) **Contenedores estibados en bodegas completamente refrigeradas**

Este sistema no tiene flexibilidad y es propicio sólo para cargas congeladas, a no ser que se instalen tomas de aire adicionales.

Por lo general, un ventilador dentro del contenedor consigue circular el aire en su interior. Las bodegas refrigeradas estarían dotadas de aislamiento en un grado similar a las de un buque de carga refrigerada convencional. Por otro lado, desde el punto de vista de diseño estructural, todos los miembros estructurales internos (guías de celdas, fundamentos, etc.) están expuestos a temperaturas muy bajas y no se puede evitar el uso de aceros especiales.

DISCUSION

Sr. Montoya

El autor hace referencia en este excelente trabajo a un procedimiento de combinación de solicitariones que no es evidente en el texto. En particular, en la figura 12 aparecen los vectores φ, VWBM y HWBM con ángulos de fase bien determinados.

En principio, el ángulo de fase entre estas diferentes solicitaciones es arbitrario en el método estadístico adoptado en el estudio. ¿Podría el autor ofrecernos más amplia información sobre el método de combinación de solicitaciones utilizado?

Sr. Jaroszynski

La primera conferencia que hemos escuchado esta tarde (la torsión no uniforme y los buques con grandes escotillas, un nuevo método de cálculo) y ésta que el señor Rapo nos acaba de presentar indican de una manera bastante clara los adelantos realizados en el desarrollo de métodos que nos permitan el análisis de las estructuras de buques con mayor exactitud y mejor entendimiento de todo el fenómeno de la respuesta de la estructura a las fuerzas externas.

El ordenador es una herramienta sin la cual los métodos numéricos de análisis serían impracticables. Paralelamente con el desarrollo al que me he referido, hemos aumentado nuestro conocimiento de las fuerzas exteriores que actúan sobre el buque y aquellas procedentes de los movimientos del buque en las olas. Hemos aumentado nuestros conocimientos sobre los diferentes modos de fracturas, al mismo tiempo que se ha mejorado la calidad de los materiales y se hace mejor uso de sus características. Todo esto ha resultado en una optimización del diseño estructural y puede ser de interés el decir que una comparación de los requisitos mínimos de los Reglamentos de Lloyd's Register of Shipping vigentes en 1959 con aquellos de quince años más tarde, esto es, en 1974, muestra una reducción del espesor de casco del orden del 20 por 100 y sin que esta reducción haya sido acompañada por una reducción en el margen de seguridad.

El autor nos ha indicado diversos aspectos importantes del momento torsor debido a la carga, un tema que por tanto tiempo ha sido dejado de lado por gran parte de la profesión. Los resultados de los ensayos con modelos son particularmente ilustrativos y nos complace el

saber que es posible obtener tan buena correlación entre la teoría y la experimentación. Quisiera preguntar al autor si, como resultado de este nuevo método de cálculo del momento torsor debido a la carga, se ha visto o se verá algún resultado práctico en cuanto a los criterios de la Sociedad.

Sr. Hernanz

Hemos visto la enorme influencia que puede tener en la intensidad del par torsor la distribución de la carga cuando el buque no navega a plena carga. Entonces mi pregunta es: desde el punto de vista de cálculo de la estructura del buque, y teniendo muy en cuenta la economía de la construcción, ¿se pueden llegar a determinar las condiciones más desfavorables admisibles en la distribución de esa carga para que no quede a criterio del capitán del buque o del responsable de esa distribución? ¿Hay limitaciones o se calcula la estructura a partir de la situación límite más desfavorable?

Sr. Alvariño

Enhorabuena al autor por su trabajo. Además de establecer con claridad los factores conceptuales, ha desvelado la teoría de respaldo a fórmulas de reglas, lo que será bien recibido por las personas responsables de preparar los planos y cálculos de estos buques.

Con referencia al momento torsor debido a la carga, se establece como reglamentaria la comprobación de cada situación real de servicio.

Teniendo en cuenta que el capitán del buque debe ya en estos momentos comprobar la resistencia longitudinal en aguas tranquilas, así como revisar la estabilidad transversal para la condición de carga de contenedores prevista, ¿podría indicar el autor los procedimientos que se siguen para hacer frente a estas tres comprobaciones, teniendo en consideración que son interdependientes de alguna manera?

El autor

Contestación al Sr. Montoya

Los resultados que se muestran en la figura 12 fueron obtenidos experimentalmente e incluyen las amplitudes máximas de las diferentes solicitaciones y sus respectivos ángulos de fase, indicando la posición de la cresta de la ola a lo largo de la eslora del buque en el instante en que fueron realizadas las medidas. Para obtener la peor distribución de solicitaciones se estableció un ángulo crítico de fase y usando las expresiones (2) y (4) del Apéndice 2 se derivaron las componentes complementarias.

Contestación al Sr. Jaroszynski

Un mejor entendimiento del fenómeno del momento torsor debido a la carga ha dado como resultado práctico el aumento del momento permisible a 5.000 t.m. para los grandes portacontenedores que se están diseñando hoy día. Este aumento parece ser compatible con los requisitos operacionales, dando una mayor libertad de acción en la estiba de contenedores a los operadores portuarios.

Contestación al Sr. Hernanz

Mientras que la política del Lloyd's Register en la etapa inicial de diseño estructural es la de examinar todas las permutaciones de estiba contempladas en el cuadernillo de Estabilidad preliminar, es posible que más tarde se llegue a distribuciones de carga menos favorables. El uso adecuado de los calculadores de a bordo («loadicators») debe eliminar la necesidad de decisiones inmediatas por parte del capitán o consignatarios, que además no serán siempre las óptimas. En general, los planos principales de clasificación indican las solicitaciones usadas en la aprobación estructural en términos de los momentos permisibles SWBM, VWBM, HWBM, T y carga.

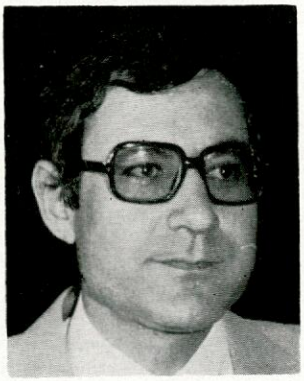
Contestación al Sr. Alvariño

Vuelvo a repetir aquí la mención hecha a las calculadoras digitales para carga y los ordenadores de mesa. Estos modernos instrumentos, además de los cálculos normales de esfuerzos cortantes, momentos flectores, calados y desplazamientos, también pueden llevar a cabo cálculos de estabilidad. Ultimamente se trata de incluir también el cálculo del momento torsor debido a la carga, permitiendo a los operadores del buque la verificación de cualquier distribución en la estiba de contenedores.

El autor da las gracias a todos aquellos que han contribuido y participado en estas XV Sesiones por la buena recepción que ha tenido esta conferencia y la discusión tan interesante que le siguió.

Cavitación en hélices en timón-tobera. Influencia del angulo de giro (*)

José L. Callejón Baena. Ingeniero Naval (**)
José F. Núñez Basáñez. Ingeniero Naval (***)
Jaime Masip Hidalgo (**)



RESUMEN

En los buques dotados de timón-tobera se han presentado problemas de vibraciones para valores altos del ángulo de giro del timón-tobera.

Por su relación con el fenómeno de la cavitación, se ha estudiado en el Túnel de Cavitación de El Pardo el comportamiento de una hélice en un timón-tobera para diferentes ángulos de giro, presentándose aquí los resultados obtenidos.

SUMMARY

Underisable vibration problems have arised on ships provided with rudder - nozles, at high values of rudder angle.

As these problems are connected to the existence of cavitation phenomenae, the cavitation behaviour of a propeller working in a rudder-nozle, has been studied at the Cavitation Tunnel of El Pardo Tank, for different rudder angles. The results of these tests are given in this paper.

INDICE

1. INTRODUCCION
2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA
3. PROGRAMA DE TRABAJO
4. CARACTERISTICAS DE LOS MODELOS
5. RESULTADOS DE LOS ENSAYOS
6. CONSIDERACIONES FINALES
7. BIBLIOGRAFIA

1. INTRODUCCION

Son sobradamente conocidas las ventajas que supone, desde un punto de vista hidrodinámico, la incorporación de una tobera —sea en la modalidad de tobera fija o en la de tobera timón— al equipo propulsor de un buque arrastrero en particular o al de cualquier buque que, en general, y por necesidades de servicio, deba hacer uso de hélices muy cargadas. Parece claro que la mejoría experimentada es debido al empuje adicional conseguido merced a la acción ejercida por el campo de presiones que rodea a la tobera, sin necesidad de incrementar la potencia útil entregada a la hélice.

Conviene destacar, por otra parte, que no sólo desde el aspecto propulsivo es aconsejable la adopción de una tobera; también en cuanto a maniobrabilidad se refiere, sobre todo en el caso del timón-tobera, las condiciones evolutivas del buque quedan, generalmente, incrementadas. Según Caldwell, aunque el par necesario en la mecha del timón-tobera es ligeramente superior al de un timón convencional equivalente, la fuerza lateral que se consigue con el primero es casi el doble que la conseguida con el segundo, habiendo sido confirmado este aumento de la capacidad de maniobra en gran número de buques en servicio.

Por otra parte, debido a la facilidad de respuesta del timón-tobera, el tiempo necesario para meter toda la caña a una y otra banda no debe exceder de doce segundos. Además, el equipo montado debe ser capaz de admitir una sobrecarga de alrededor del 40 por 100 al iniciar el movimiento del timón-tobera.

Visto lo anterior, es muy frecuente conseguir círculos de evolución cuyo diámetro no exceda de dos veces la eslora del buque.

La facilidad de maniobra que se consigue en buques dotados de timón-tobera ha podido comprobarse en numerosas pruebas de mar y a lo largo de la explotación de los buques. Puede citarse el caso de un buque rampero al fresco que durante las pruebas particulares realizadas conjuntamente por el armador y el astillero mostró un comportamiento realmente sorprendente: el buque respondía inmediatamente a cualquier leve movimiento (uno o dos grados) de la caña; a toda máquina y el timón-tobera metido 15° a una banda, se consiguió un giro completo en un tiempo no superior a dos minutos; con un ángulo de 20°, el tiempo fue de un minuto cuarenta segundos, y con 30°, el tiempo se vio reducido a cincuenta y cinco segundos, consiguiéndose un diámetro aproximado en el círculo de evolución de dos largos y medio.

Debe notarse, no obstante, que con grandes ángulos de caña, y a pesar de que la estabilidad inicial pueda ser elevada, se producen fuertes escoras, debido a la rapidez de evolución de estos buques, que pudieran hacerlo peligrar, sobre todo si se diera el caso de un golpe de timón demasiado brusco.

Merece consideración aparte el tema de las vibraciones inducidas en el propulsor y transmitidas por éste a la línea de ejes. En general, la adopción de una tobera supone una mayor homogeneidad del flujo incidente al disco de la hélice, lo que hace que las tensiones actuantes en las palas sean más uniformes y de menor entidad que en el propulsor convencional. A pesar de ello, puede ocurrir en algún caso que los esfuerzos dinámicos y los momentos transmitidos por el propulsor a la línea de ejes sean mayores en el buque con tobera; así, en la figura número 1 pueden apreciarse las tensiones detectadas en

(*) Trabajo presentado por el señor Callejón.

(**) Departamento de Cavitación. Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo.

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

la pala de un propulsor que trabaja en el interior de una tobera situada en el codaste de un petrolero y las correspondientes a un propulsor convencional instalado en el mismo buque.

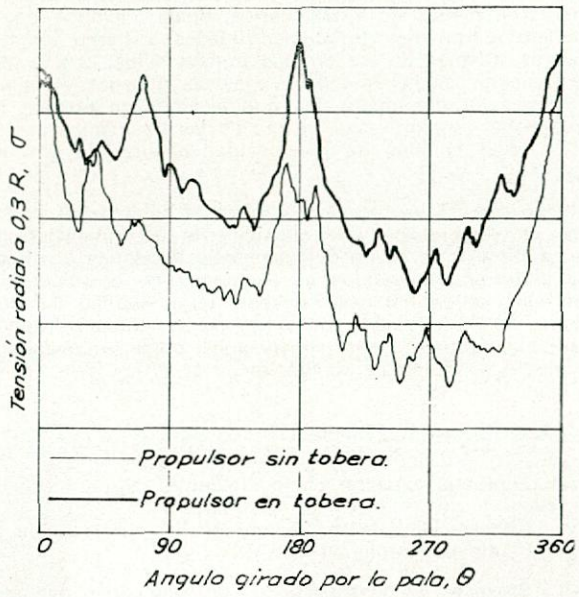


Fig. 1.—Fuente: Veritas núm. 70.

Dado que normalmente las vibraciones inducidas por el propulsor son causadas principalmente por pequeñas perturbaciones o variaciones en las componentes de la estela, queda claro la necesidad de proyectar cuidadosamente el sistema tobera-propulsor, procurándolo adaptar lo más posible a la estela propia del buque.

2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

De fuentes autorizadas del sector, desde hace tiempo se tenían noticias en el Canal de Experiencias de que cuando un buque pesquero de arrastre se encuentra faenando es muy difícil lograr que el aparejo salga directo desde su popa. Normalmente, y debido al viento, las olas y las corrientes, el buque tiende a seguir trayectorias diferentes a las del aparejo, ya que los abatimientos de ambos son distintos. Por esta causa, es necesario que el buque vaya gobernado continuamente metiendo ángulos de timón a la banda conveniente, ángulo que muchas veces sobrepasa los 20°. Queda claro, por tanto, que si el buque está dotado de tobera-timón, éste casi nunca irá a la vía durante la operación de pesca. Más aún: en buques dotados de piloto automático, cuya sensibilidad de respuesta es muy superior a la de un timonel, se han observado con gran frecuencia ángulos de tobera que en ciertos momentos han llegado a ser de 22°.

En las situaciones anteriormente expuestas es evidente que el sistema tobera-hélice se aparta de sus condiciones teóricas de funcionamiento, pues, al no ocupar la hélice el plano central de la tobera, el flujo que llega al disco de aquélla es perturbado muy acusadamente por los mismos costados de la tobera, que se encuentra girada un ángulo determinado. Es obvio que en esta situación la uniformidad característica de la estela en la tobera se rompe, pudiendo llegar a tener consecuencias graves cuando dicha tobera alcanza ángulos de cierta importancia, pues da lugar a fuertes vibraciones en el buque inducidas por la hélice, y en el caso de que su frecuencia sea próxima a la frecuencia propia del casco, pueden producirse fuertes amplitudes, que en algunos casos llegan incluso a averiar los aparatos de navegación.

Recientemente, durante las pruebas oficiales del buque arrastrero «Urabain» —construcción número 380 de Factorías Vulcano— se produjeron fuertes vibraciones en la zona de popa para ángulos del timón-tobera superiores a 20°.

A raíz de esto, el armador del buque y los propios constructores solicitaron los servicios técnicos del Bureau Veritas —sociedad clasificadora del buque— con objeto de que realizaran medidas de los niveles vibratorios en los grupos electrógenos y en el cuerpo de popa. Dichas medidas fueron realizadas empleándose analizadores portátiles de vibraciones provistos de acelerómetros piezoeléctricos. La situación de los puntos del buque en donde tomaron las medidas aparece reflejada en la figura número 2.

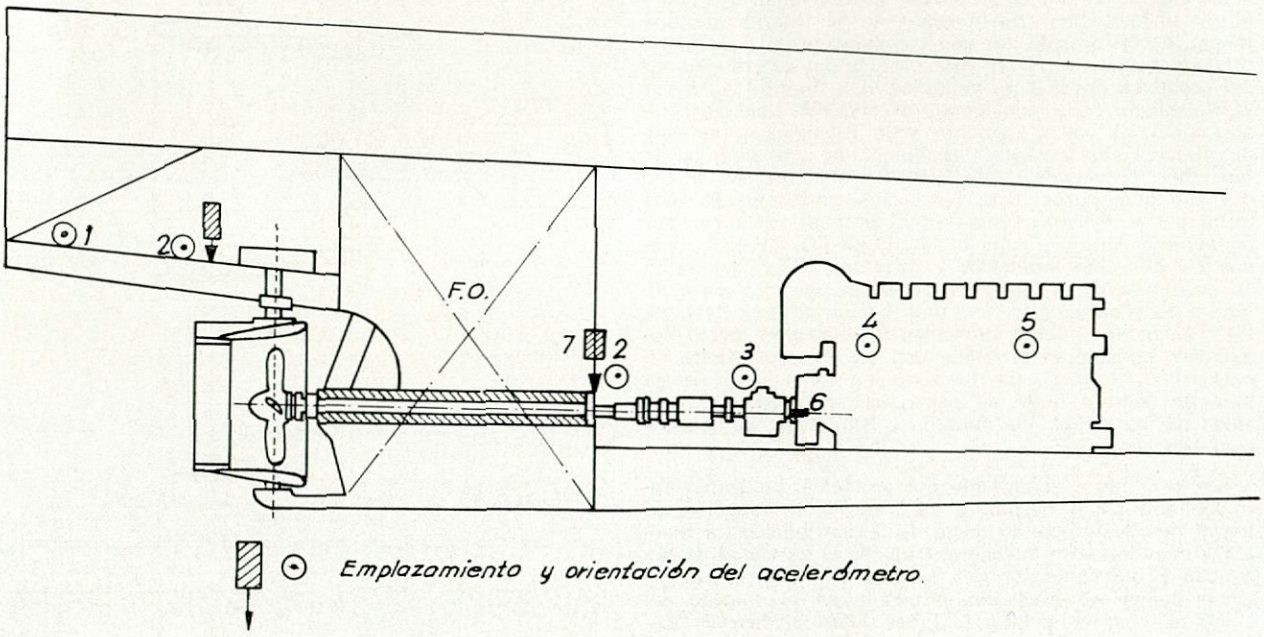


Fig. 2.

Siguiendo las conclusiones emitidas por el Bureau Veritas, parece ser que ni las vibraciones detectadas en los grupos electrógenos ni las transmitidas al casco alcanzan niveles de peligrosidad. Sin embargo, se puede apreciar que en las condiciones extremas de funcionamiento, es decir, con la tobera girada más de 20°, sobreviene la aparición de ruidos y golpes, tanto en la tobera como en la hélice, fácilmente detectables desde el compartimiento del servomotor. Dichos golpes se producen de una forma intermitente y son atribuidos por los técnicos que realizaron las medidas a fenómenos de cavitación provocados por el funcionamiento del conjunto tobera-hélice en condiciones de flujo asimétrico cuando se mete toda la caña a una banda (figura 3). Por otra parte,

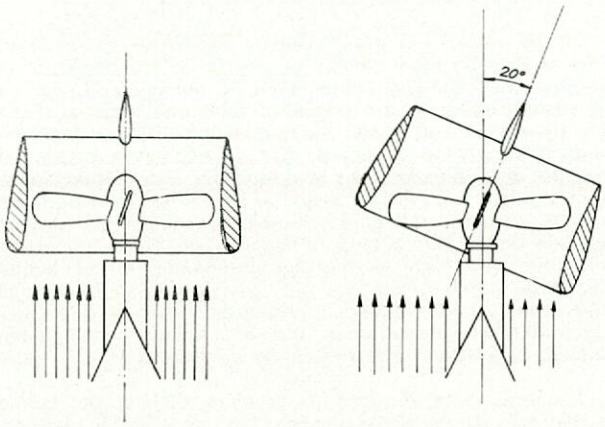


Fig. 3.

la intermitencia de los choques les hace suponer que la cavitación no es de carácter permanente, aunque no descartan la posibilidad de que aquélla provoque erosiones importantes, tanto en la tobera como en la hélice, aconsejándose finalmente el reconocimiento completo del sistema propulsor en cada subida periódica al dique.

Puesto en antecedentes el Canal de Experiencias Hidrodinámicas, se procedió a realizar los trabajos de investigación necesarios para conocer el comportamiento en cavitación de este buque, siendo la exposición de dichos trabajos el motivo principal del presente artículo.

El modelo matemático más adecuado para representar la configuración de un propulsor convencional, así como el de un propulsor funcionando en el interior de una tobera, es el formado por una combinación de torbellinos, fuentes y sumideros. Los precursores en el tratamiento del problema desde este punto de vista fueron Dickmann y Weissinger, que consideran el sistema tobera-propulsor como un único elemento y lo reemplazan por una distribución adecuada de torbellinos tipo standard, cuyas funciones, previamente tabuladas, fueron utilizadas en los cálculos posteriores. Esta teoría fue perfeccionada más tarde por Kobylinsky, quien representa al propulsor por un número finito de anillos de torbellinos, libres y ligados, de diferente intensidad y diámetro, cuyo nacimiento se encuentra en el disco de la hélice; por otra parte, la tobera es sustituida por una distribución elíptica de fuentes y sumideros. Tanto Dickmann y Weissinger como Kobylinsky, consideran la hélice con un número infinito de palas. Fue Morgan, más tarde, quien extendió la teoría para un número finito de palas, haciendo que la intensidad de los torbellinos, fuentes y sumideros variase circunferencialmente.

Sea cual fuere el enfoque del problema, su tratamiento siempre es el mismo: a partir de la distribución de torbellinos del propulsor como de la distribución de fuentes y sumideros de la tobera, calcular el potencial de velocidad y, por aplicación del teorema de Bernouilli, calcular el campo de presiones originado en el entorno del conjunto tobera-propulsor. Al tener determinadas las fluctuaciones de presión en cada punto de la superficie del perfil, se está en condiciones de estudiar la cavitación y calcular, por otra parte, los esfuerzos y momentos provocados.

Si ya de por sí la resolución del problema es laboriosa, durante la maniobra la complicación es mucho mayor, puesto que al ir variando gradualmente el ángulo de giro, el flujo se está perturbando continuamente y, al presentarse fenómenos no estacionarios, deben incluirse en el modelo matemático torbellinos ligados y libres longitudinales, además de los propios transversales, con lo que los cálculos se hacen todavía más complicados. Además, al girar el timón-tobera, las fluctuaciones de presión no sólo serán función en el tiempo de las posiciones de las palas, sino también de la velocidad angular de giro de la caña.

Poco o nada se ha escrito sobre el cálculo del potencial de velocidades y la consiguiente determinación de la amplitud y variación del campo de presiones en flujos no uniformes sometidos a fenómenos no estacionarios. Por ello, se estimó más conveniente el estudio del problema desde un punto de vista experimental, utilizando para ello tanto el Canal convencional como, y fundamentalmente, el Túnel de Cavitación.

3. PROGRAMA DE TRABAJO

El programa consistió en lo siguiente:

1. Construcción de mallas apropiadas para simular la estela del buque «URABAIN».
2. Proyecto y construcción de un dispositivo que permitiese el giro del timón-tobera en el Túnel de Cavitación (figura 4).

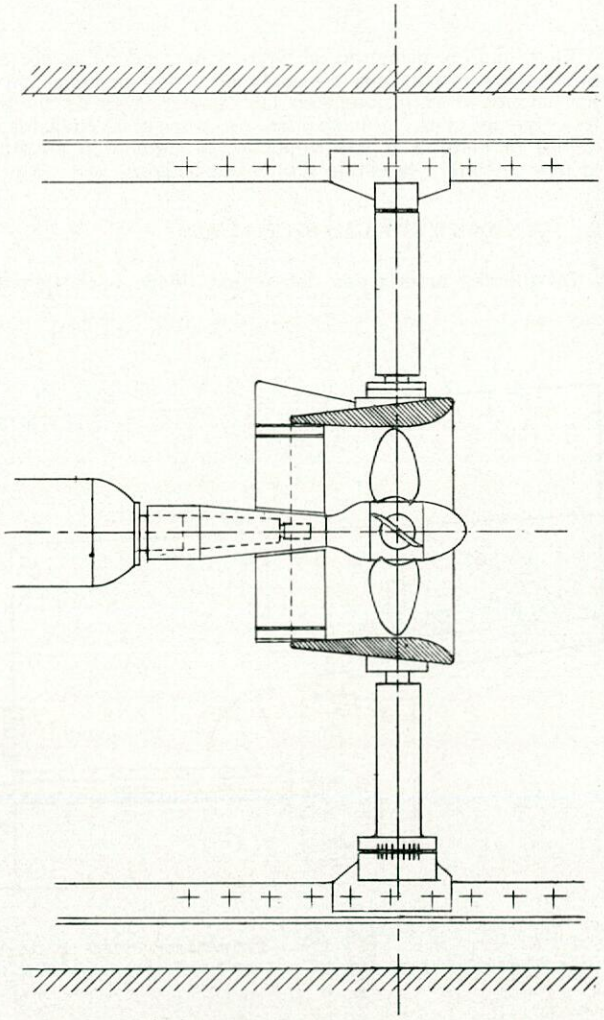


Fig. 4.—Montaje del timón-tobera en el túnel de cavitación.

3. Realización de ensayos de cavitación de la hélice en timón-tobera para la condición de navegación libre, con el timón a la vía y para 15°, 20° y 25° de ángulo de caña, tanto a babor como a estribor.

La fijación de las condiciones de trabajo de la hélice durante los ensayos se hizo a partir de la suposición de que la maniobra se realiza sin modificar las r. p. m. del motor. Asimismo se supone que la velocidad varía desde el instante inicial de la maniobra, en que la velocidad sería la del buque con el timón a la vía, hasta un mínimo que dependería del ángulo de caña. En concreto, se ha supuesto que para una maniobra con un ángulo de caña de 20° la velocidad al final de la maniobra sería sólo el 80 por 100 de la velocidad inicial.

Realizando ensayos para esas dos velocidades extremas, inicial y final, se tendría una imagen de los fenómenos que pudieran ocurrir durante la maniobra.

Los ensayos correspondientes a un ángulo de caña de 15°, tanto a babor como a estribor, se realizaron para el 100 por 100 de V y para el 85 por 100 de V. A la vista de que los resultados eran prácticamente idénticos, se decidió no repetir lo mismo en todas las posiciones, realizándose únicamente los ensayos correspondientes al inicio de la maniobra (100 por 100 de V), con la convicción de que no habrá grandes diferencias.

Los valores de σ y J correspondientes para cada condición fueron obtenidos de los ensayos de autopropulsión, propulsor aislado y estela, realizados con anterioridad a los ensayos de cavitación.

4. CARACTERISTICAS DE LOS MODELOS

Las características principales de la carena ensayada son las siguientes:

Eslora entre perpendiculares	69,20 m.
Manga	12,00 m.
Calado medio	5,10 m.
Calado a popa	5,60 m.
Desplazamiento	3.017 t.

Las formas de esta carena son proyectos de Factorías Vulcano, modificadas por el Canal, según planos 37951-01-A de Factorías Vulcano y 11824-C y 11825-C del Canal.

Los ensayos fueron realizados con el modelo de propulsor número 1.656 y de timón-tobera número 102. El modelo de propulsor fue construido en metal blanco las palas y en bronce el núcleo, el modelo de tobera en metacrilato transparente y el timón en aluminio. Todos a la escala 1/10,734.

Además se tuvo que proyectar y construir en acero inoxidable el dispositivo de anclaje de la tobera en el Túnel, de forma que permitiese el giro de la misma a ambas bandas.

Las características principales del propulsor son las siguientes:

Propulsor número	1.656
Diámetro, m.	2,300
Diámetro interior de la tobera, m.	2,334
Relación longitud/diámetro de la tobera	0,745
Paso a 0,7 R/diámetro (proyecto)	1,0322
Relación de áreas, A_E/A_O	0,742
Número de palas, z	4
Sentido de giro	Derechas

El propulsor número 1.656, de palas orientables, es proyecto de J. V. Berg AB, según plano número PO-4868 y PA-4870.

El timón tobera es proyecto del Canal, según plano número 12585-C.

Dada la estructura del Túnel con el eje que mueve a la hélice aguas abajo de la misma, no se podía colocar el timón completo, por lo que hubo de suprimirse la parte central de la pala del timón, con una anchura igual al diámetro del eje, quedando el timón partido en dos mitades, la superior y la inferior, separadas ambas por el eje del Túnel (ver figura 4).

5. RESULTADOS DE LOS ENSAYOS

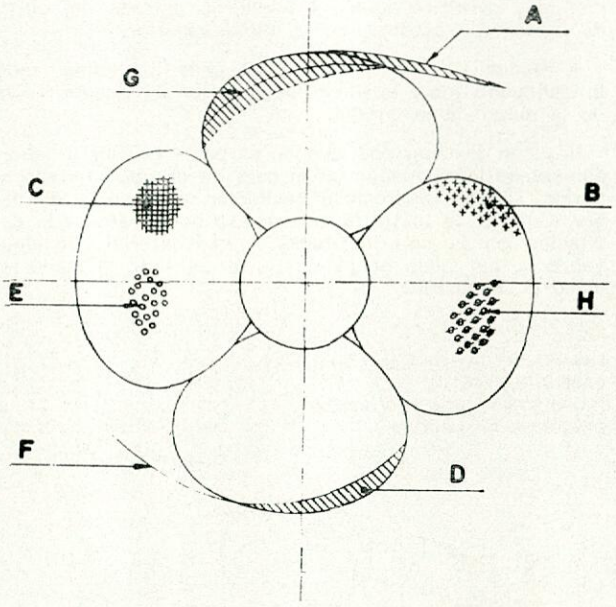
De todos los ensayos realizados se acompañan diagramas donde se representan esquemáticamente los fenómenos observados. En ellos los ángulos se toman partiendo de 0° en la posición más alta de las palas y avanzando con el mismo sentido de giro de la hélice.

Los valores de σ y J responden a las fórmulas:

$$\sigma = \frac{p - e}{\frac{1}{2} \rho V_a^2} \; ; \; J = \frac{V}{n \cdot D} \text{ y } V_a = V(1 - w)$$

donde w es el coeficiente de estela efectiva del buque a igualdad de par.

Para la interpretación de estos diagramas se acompaña la figura 5, donde se indica el criterio de la I. T. T. C. para la representación de los distintos tipos de cavitación.



A. Torbellino grueso de punta de pala o de núcleo.
B. Cavitación tipo foaming.
C. Cavitación tipo nube.
D. Cavitación lámina estacionaria.
E. Cavitación burbuja.
F. Torbellino fino de punta de pala o núcleo.
G. Cavitación lámina intermitente:
——————— Extensión mínima.
— — — — — — — Extensión máxima.
H. Manchas de cavitación lámina, próximo a cavitación burbuja.

Fig. 5.—Representación esquemática de los fenómenos de cavitación.

Si bien los resultados se presentan de modo que cada uno pueda extraer sus propias conclusiones, merece destacarse, sin embargo:

a) Los fenómenos son muy inestables y su extensión muy variable. Pueden observarse condiciones en las que, a lo largo de una revolución, la pala pasa por posiciones donde está prácticamente libre de cavitación a otras en que prácticamente está cubierta. Para una misma posición también es muy variable la extensión e incluso el

tipo de fenómeno. Como ejemplo más característico, obsérvese la posición de 0° para los ángulos de caña de 15°, 20° y 25° a babor. En ella puede verse cómo a veces está llena de cavitación en más de su mitad, desapareciendo en ocasiones. Además, a veces es lámina y en otro momento desaparece la lámina y se convierte en una zona llena de burbujas.

b) A medida que se va metiendo caña a una banda se va acentuando la desigualdad de los fenómenos a lo largo de la circunferencia de giro de la hélice.

Cuando se mete la caña a babor aumenta la cavitación en la zona comprendida entre 0° y 180° y disminuye de 180° a 360°. Todo lo contrario ocurre con la caña a estribor, que disminuye de 0° a 180° y aumenta de 180° a 360°.

c) Se observa un progresivo empeoramiento en las condiciones de funcionamiento de la hélice a medida que aumenta el ángulo de caña. A 25° son tan fuertes los fenómenos observados que, aparte de las vibraciones, ruidos, etc., hay un gran peligro de rotura de las palas por erosión en el caso de que dicha situación se prolongase.

d) A primera vista se nota que los fenómenos son más intensos y peligrosos con la tobera a babor que cuando se le hace girar a estribor.

e) La cavitación observada en el timón es de suma importancia. Con el timón a la vía podían observarse inicios de cavitación junto al borde de entrada del perfil de la cara de estribor, en la mitad superior.

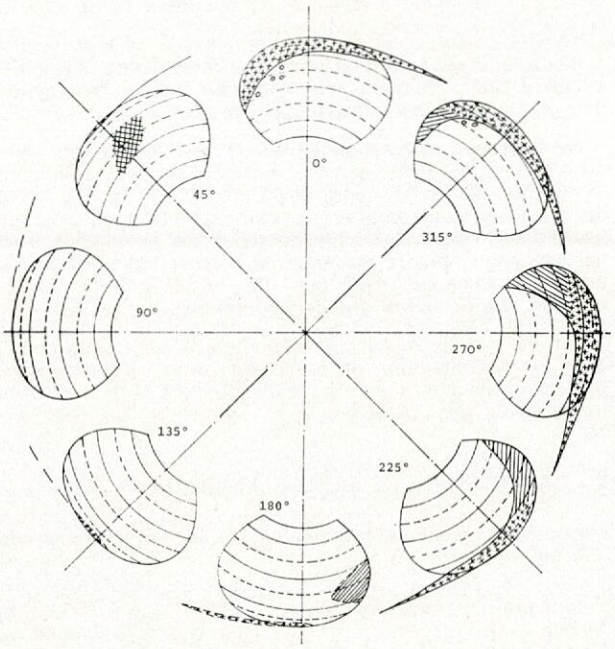
A medida que se iba metiendo caña iba aumentando la cavitación sobre el timón, llegando en 25° a cubrir más de la mitad de la cuerda.

Hay que destacar que, cuando se ponía la caña a babor, aumentaba la cavitación en la cara de estribor, mitad superior, sin que apareciese cavitación en la cara de babor. Cuando se metía la caña a estribor, aparecía la cavitación en la cara de babor, mitad inferior, disminuyendo la que inicialmente existía en estribor, llegando incluso a desaparecer.

Asimismo hay que destacar que la cavitación observada en el perfil del timón era muy variable con la posición de las palas, variando tanto en extensión como en intensidad.

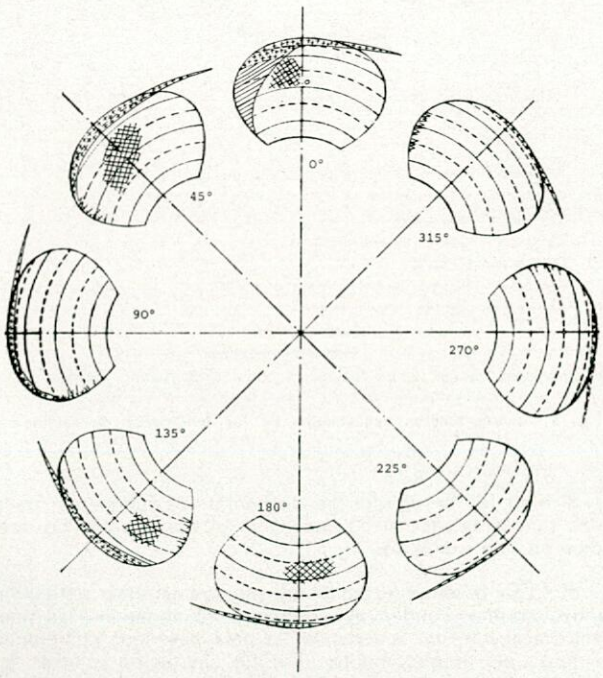
f) Por último, es necesario señalar que la pieza de su-

ENSAYO DE CAVITACION N.° 2513-CAV.
CARENA N.° 1595
PROPULSOR N.° 1656, H/D = 1,0322
DIAGRAMA N.° 1432-CAV.



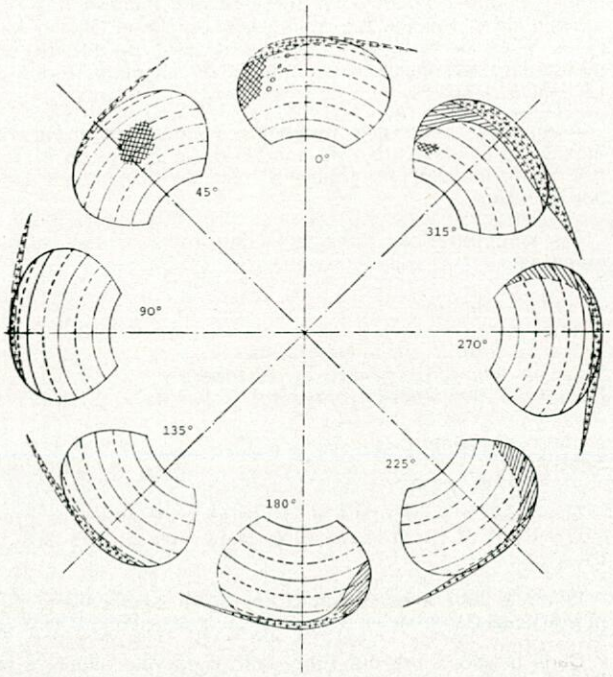
CONDICION: 15° estribor σ = 11,867 J = 0,404

ENSAYO DE CAVITACION N.° 2512-CAV.
CARENA N.° 1595
PROPULSOR N.° 1656, H/D = 1,0322
DIAGRAMA N.° 1431-CAV.



CONDICION: 0° σ = 11,209 J = 0,415

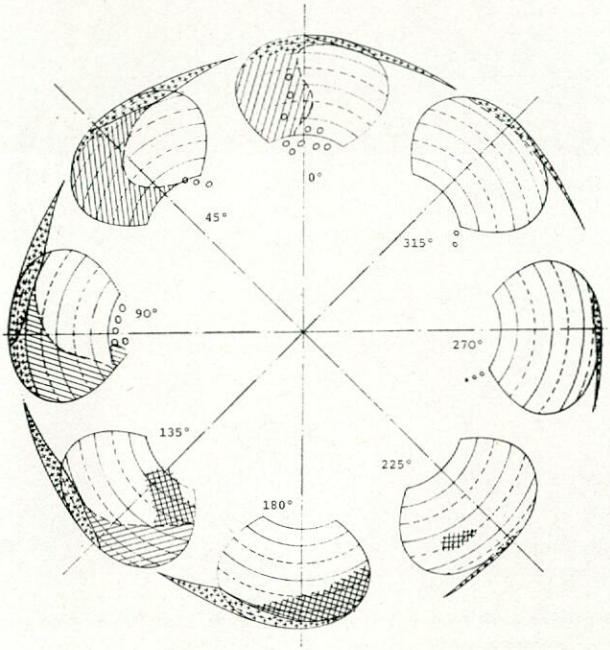
ENSAYO DE CAVITACION N.° 2514-CAV.
CARENA N.° 1595
PROPULSOR N.° 1656, H/D = 1,0322
DIAGRAMA N.° 1433-CAV.



CONDICION: 15° estribor (85 % de V) σ = 16,433 J = 0,343

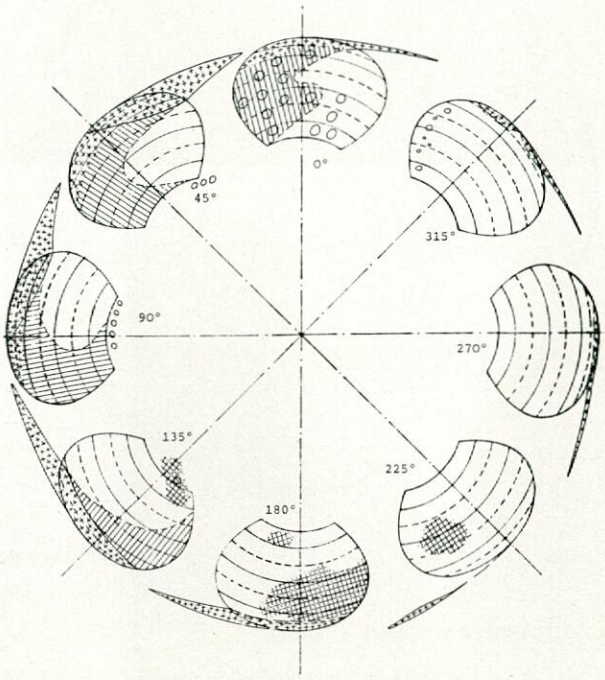
jeción del timón, que en los ensayos responde fielmente a la que lleva el buque real, daba lugar a un choque del fluido contra ella que originaba una cavitación muy fuerte, que se extendía sobre el timón. El tipo de fenómeno observado induce a pensar en un gran riesgo de rotura de esta pieza y, por lo tanto, de la seguridad del timón.

ENSAYO DE CAVITACION N.º 2515-CAV.
CARENA N.º 1595
PROPULSOR N.º 1656, H/D = 1,0322
DIAGRAMA N.º 1434-CAV.



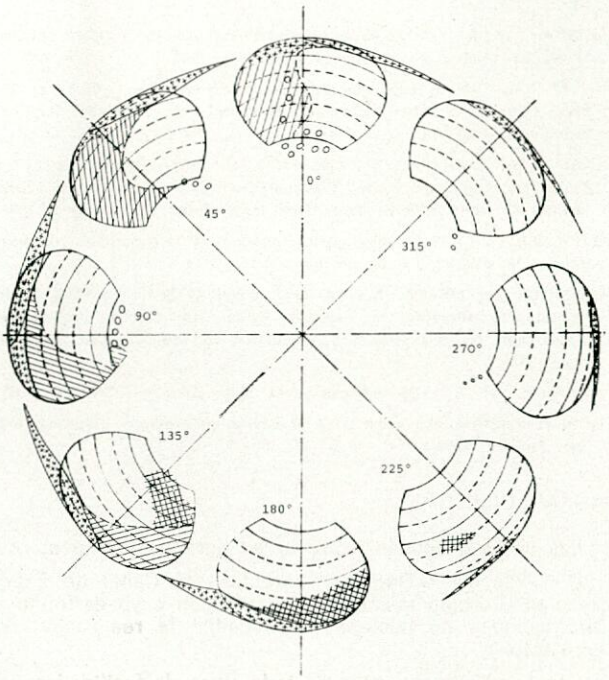
CONDICION: 15º babor σ = 11,867 J = 0,404

ENSAYO DE CAVITACION N.º 2517-CAV.
CARENA N.º 1595
PROPULSOR N.º 1656, H/D = 1,0322
DIAGRAMA N.º 1436-CAV.



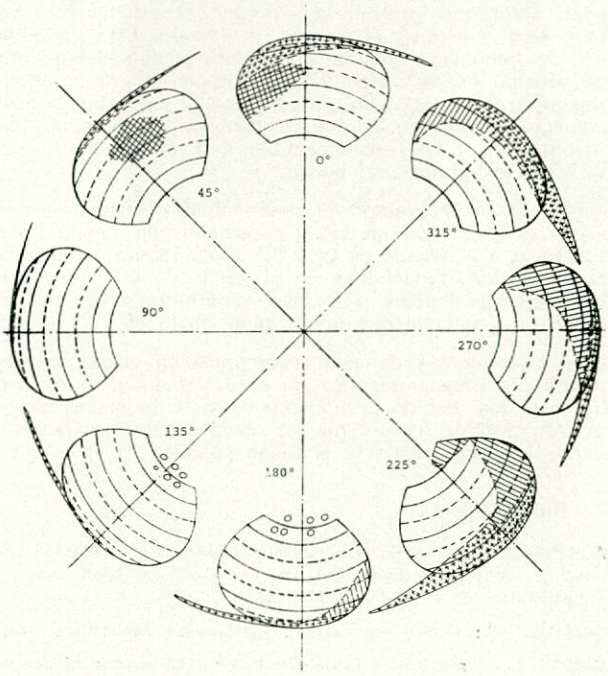
CONDICION: 20º babor σ = 12,218 J = 0,398

ENSAYO DE CAVITACION N.º 2516-CAV.
CARENA N.º 1595
PROPULSOR N.º 1656, H/D = 1,0322
DIAGRAMA N.º 1435-CAV.



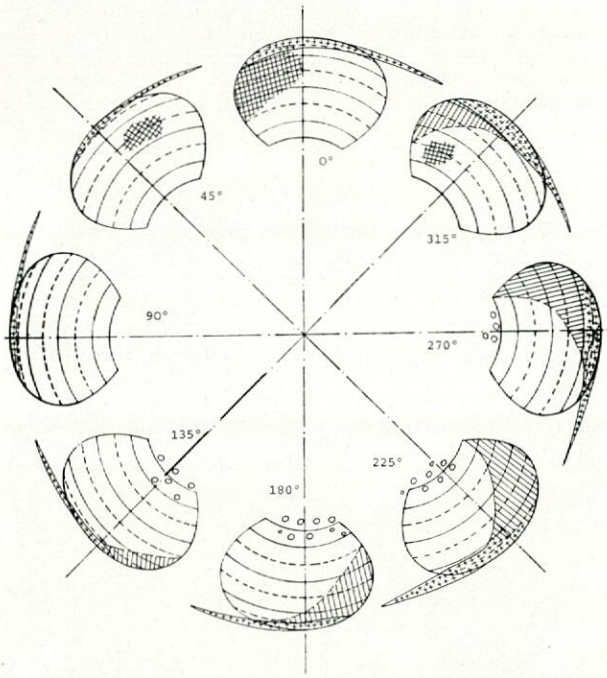
CONDICION: 15º babor (85 % de V) σ = 16,433 J = 0,343

ENSAYO DE CAVITACION N.º 2518-CAV.
CARENA N.º 1595
PROPULSOR N.º 1656, H/D = 1,0322
DIAGRAMA N.º 1437-CAV.



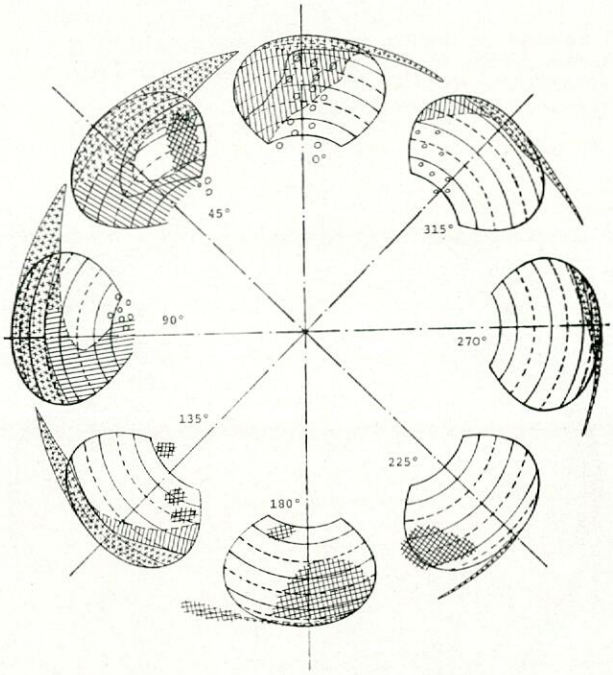
CONDICION: 20º estribor σ = 12,218 J = 0,398

ENSAYO DE CAVITACION N.º 2519-CAV.
CARENA N.º 1595
PROPULSOR N.º 1656, H/D = 1,0322
DIAGRAMA N.º 1438-CAV.



CONDICION: 25º estribor σ = 12,586 J = 0,392

ENSAYO DE CAVITACION N.º 2520-CAV.
CARENA N.º 1595
PROPULSOR N.º 1656, H/D = 1,0322
DIAGRAMA N.º 1439-CAV.



CONDICION: 25º babor σ = 12,586 J = 0,392

6. CONSIDERACIONES FINALES

6.1. Los fenómenos observados aumentan con el ángulo de caña, de tal manera que no es necesario llegar a los 35º convencionales para que la cavitación que se presenta justifique grandes vibraciones, ruidos, fuertes erosiones de la hélice, de la tobera o incluso del timón, que en algún caso puede originar la rotura de dichos elementos.

6.2. La característica fundamental de la cavitación que se presenta es su inestabilidad. Se ha podido observar en todos los ensayos realizados que el fenómeno se presenta de forma intermitente, variando continuamente su extensión e incluso el tipo de cavitación. Esta variabilidad del fenómeno supone, con independencia del peligro de erosión en las palas y en la propia tobera, un gran riesgo de vibraciones de muy diversas frecuencias, con el consiguiente peligro de que puedan surgir fenómenos de resonancia con las frecuencias de vibración propias de los distintos elementos del buque.

6.3. En los proyectos de timón-tobera realizados en el Canal de El Pardo se viene recomendando desde hace tiempo que el ángulo de giro del timón-tobera no exceda nunca de 20º, fundándose en el hecho de que se consiguen efectos iguales o incluso superiores a los de un timón convencional que pueda girar hasta 35º.

La conveniencia de esta recomendación queda ampliamente confirmada después de este trabajo y no estaría de más que, debido principalmente a lo expuesto en el párrafo anterior, los organismos competentes tomaran una decisión a este respecto si fuese posible.

7. BIBLIOGRAFIA

ACEVEDO, M.: «Cavitación en propulsores marinos y su predicción mediante resultados de ensayo con perfiles». Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo. Madrid, 1948.

CALDWELL, S.: «Screw tug design». Hutchinson's Publications, 1946.

GIBSON, I. S., and VAN GUNSTEREN, L. A.: «Optimization of Nozzle-Propeller-Rudder for High Powered Large Ships». Symposium on High Powered Propulsion of large Ships. Wageningen, 1974.

DICKMANN, H. E., and WEISSINGER, J.: «Beitrag zur Theorie optimaker Duesenschrauben (Kortduesen)». S. T. G., 1955.

ITTC: «Report of Cavitation committee». XIII ITTC, Berlín-Hamburgo, 1972.

KNAPP, R.; DAILY, J., and HAMMITT, F.: «Cavitation». McGraw-Hill Book Company. Nueva York, 1970.

KOBYLINSKY, L.: «The calculation of Nozzle Propeller Systems based on the Theory of there Airfoils with Arbitrary Circulation Distribution». International Shipbuilding Progress, 8, 1961.

LEWIS, R. T.: «A Theory for Prediction of the off - design Perfomance of kort Nozzle Ducted Propellers». International Shipbuilding Progress. Abril, 1973.

MORGAN, W. B.: «A Theory of ducted Propeller with a finite number of blades». Report University of California, 1961.

NUÑEZ, J. F.: «Resultados obtenidos en arrastreros con hélices en tobera». Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo. Publicación número 53, 1975.

NARITA, H.; KUNITAKE, Y., and YAGI, H.: «Correlation Results of Model and Full Scale ducted Propeller Cavitation Observations». Symposium on high Powered Propulsion large Ships. Wageningen, 1974.

O'DOGHERTY, P.: «El empleo de la tobera para la propulsión de pesqueros de arrastre». Rotación número 51.

OKAMOTO, H.; OKADA, K.; SAITO Y., and MASAI, K.: «Full Scale cavitation observation on Tankers Fitted with Ducted Propellers». Symposium on High Powered Propulsion of large Ships. Wageningen, 1974.

SAUNDERS, H. E.: «Hydrodynamics in Ships Design». SNAME, 1957.

THIRUVENGADAM, A.: «Handbook of cavitation erosion». Hydronautics, Inc. January, 1974.

AGRADECIMIENTO

Los autores desean expresar su agradecimiento a:

Don Pascual O'Dogherty, director del Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo, sin cuyo estímulo y orientaciones no hubiese sido posible la realización de este trabajo.

Factorías Vulcano, que dio toda clase de facilidades para la presentación de estos resultados.

DISCUSION

Sr. Mazarredo

Aparece una vez más la cavitación como un problema fundamental en relación con las toberas. En este caso explica las fuertes vibraciones que se presentan al girar el timón-tobera ángulos relativamente pequeños. Son interesantes las observaciones que presentan los autores, que muestran cómo la cavitación sigue los valores virtuales o locales de J y T, que disminuyen y aumentan, respectivamente, en el sector en el que la pala casi sale de la tobera. Parece claro que no será fácil (si es que realmente es posible) solucionar ese problema, inherente al sistema.

Otro inconveniente es la dificultad de dar a las secciones exteriores de las palas —que tienen que salvar la tobera en el giro de esta última— las mejores características para la propulsión. Lo que en este caso puede observarse en la permanencia del torbellino de punta de pala. Por ello creo, aun sin tener en cuenta factores de seguridad, etc., que si bien el sistema puede ser muy recomendable para un remolcador de puerto, por ejemplo, no parece deba preferirse el timón-tobera a la tobera fija para un pesquero de altura.

Respecto a la limitación de ángulos de timón, estoy de acuerdo en que debiera ser reconsiderado por las Sociedades de Clasificación en estos casos. Tampoco considero necesaria la prueba del servo a 35° y toda velocidad. Siento que no estén en esta sesión los representantes de las citadas sociedades.

Finalmente, tengo mucho gusto en agradecer a los autores la presentación de este interesante trabajo.

Sr. Alió

Mi intervención va a ser muy corta. Yo también soy profano en estos temas, como afirmaba hace unos momentos nuestro compañero Alegret, y por ello quisiera hacer al autor, que como especialista sí ha estudiado estos temas, una pregunta concreta:

Supuestas las ventajas de la tobera, que es la de mejorar el empuje, etc. y que son indiscutibles, ¿qué diferencias operacionales existen y, en opinión del autor, qué sistema es el mejor y en qué casos: la tobera fija con timón o el timón tobera?

Sr. García Gil de Bernabé

Mi pregunta es si los fenómenos explicados por el ponente se presentan también en el caso de hélices-tobera con giro solidario en buques sin timón (propulsión tipo Schottel, Voight, etc.).

Sr. Yáñez

Considero que los resultados presentados son plenamente interesantes. El aspecto más importante a tener en cuenta es, como se cita especialmente en este trabajo, la casi continua necesidad de estar gobernando durante su operación pesquera, pudiéndose asegurar que casi nunca se encuentra la tobera a la vía. Por lo tanto, sería de gran interés conocer la pérdida de empuje de un propulsor en el interior de una tobera para distintos ángulos de la misma. Si bien es importante el problema de vibraciones y sus consecuencias, lo es más, para la eficacia pesquera de un buque, el rendimiento de su propulsor, pues puede darse el caso de que, en estas condiciones de trabajo, un propulsor dentro de una tobera llegara a tener rendimientos inferiores a un propulsor libre. Sin disponer de datos concretos, ésta ha sido la impresión que yo he sacado, ya que se aprecia sobrecarga en el motor propulsor cuando el buque tiene que gobernar con ángulo de cierta importancia, disminuyendo, por lo tanto, sus posibilidades de arrastrar un aparejo determinado.

Los autores

Deseamos agradecer al señor Mazarredo los elogios que de este modesto trabajo hace. Estamos básicamente de acuerdo con las observaciones expuestas en su intervención y sobre todo nuestra opinión es coincidente con la suya en cuanto a la solución del problema: al proyectar, en general, un propulsor, debe optarse por adecuarlo a unas condiciones de funcionamiento perfectamente definidas y continuas; es muy difícil compaginar —si no imposible, como, con muy buen criterio, señala el señor Mazarredo— con estas condiciones, sin duda predominantes en el proyecto, aquellas otras coyunturales y no estacionarias; tal es el caso del timón-tobera girado, cuya previsión y solución redundaría, obviamente, en un empeoramiento, posiblemente muy apreciable, del comportamiento del propulsor en las condiciones primarias.

En cuanto a sus preferencias respecto a la tobera fija frente a la tobera-timón, las compartimos plenamente, como podrá comprobar en la contestación a la intervención del señor Alió.

Una comparación detallada entre el comportamiento de una tobera-timón y una tobera fija se encuentra en la discusión del trabajo: «Resultados obtenidos en arrastreros con hélices en tobera» (INGENIERIA NAVAL, número 476, febrero 1975), que uno de los autores —José F. Núñez— presentó en las IX Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval, celebradas en Vigo en 1973. No obstante, puede resaltarse lo siguiente:

— Respecto al tiro desarrollado, la tobera fija presenta un tiro específico algo menor que la tobera-timón.

— Respecto a navegación libre, sin embargo, la tobera fija se comporta, en general, ligeramente mejor que la tobera-timón.

— Respecto a la maniobrabilidad, qué duda cabe de que el buque dotado con tobera-timón tendrá mejores cualidades evolutivas que con tobera fija.

De todas maneras, y contestando la pregunta del señor Alió, los autores consideran que, dados los problemas que en la tobera-timón se presentan, desde el punto de vista de la cavitación, debe tenderse, siempre que se pueda, a adoptar la tobera fija, pues, a pesar de un menor rendimiento en arrastre —por otra parte muy próximo al de la tobera-timón—, esta desventaja es suplida con creces frente a los inconvenientes de la tobera-timón. Sólo en el caso de buques que necesitan una gran maniobrabilidad, como es el de los remolcadores, parece indicada la adopción de la tobera-timón.

Aunque nuestro estudio no se refiere a los tipos especiales de propulsión a que se refiere el señor Gil de Bernabé, estimamos que los fenómenos deben de aparecer de forma similar al caso presentado, ya que la causa principal de dichos fenómenos está en la irregularidad del flujo que incide sobre la hélice, irregularidad provocada por el giro de la tobera; esta distorsión se produce con independencia de que la hélice gire solidaria con la tobera —caso Schottel— o permanezca fija.

La cuestión planteada por el señor Yáñez muestra otro aspecto del mismo problema.

En definitiva se trata de la distorsión del flujo que llega a la hélice cuando la tobera está girada un cierto ángulo. En nuestro estudio nos hemos limitado a tratarlo en su aspecto cualitativo, observando los fenómenos de cavitación que aparecen. Estos fenómenos de cavitación, además de presentar un peligro de erosión, ruidos, vibraciones, etc., traerán consigo, indudablemente, una pérdida de empuje.

Pero hay más. Aun en el caso de que no se presentara la cavitación (σ muy alto, hélice poco cargada, etc.), habría pérdida de empuje debido a la irregularidad del flujo que provoca la tobera cuando está girada.

Sería interesante y se podría estudiar la pérdida de empuje que se origina: 1) sin considerar la cavitación, por medio de ensayos de propulsor aislado (con la tobera girada un cierto ángulo) en el Canal; 2) considerando la cavitación por medio de ensayos de propulsor aislado (con la tobera girada el mismo ángulo) en el Túnel.

De esta forma se podría evaluar la pérdida de empuje debida a la irregularidad del flujo directamente y la que se origina indirectamente a través de los fenómenos de cavitación.

ASTILLEROS

PROYECTO DE AEROPUERTO FLOTANTE

La Asociación de Constructores de Buques de Japón (S. A. J.) ha dado a conocer los detalles técnicos del proyecto de construcción de un aeropuerto flotante, según la última tecnología sobre estructuras de acero. El emplazamiento previsto es una zona marítima a la altura de la costa de Senshu, en el sudeste de la bahía de Osaka.

El proyecto ha sido realizado a partir de la recomendación efectuada por el Consejo de Aviación Civil (C. A. C.) al Ministerio de Transportes, en agosto de 1974, relativa al proyecto de construcción de un nuevo aeropuerto internacional en Kansai. Durante algún tiempo, la zona de Senshu ha figurado como una de las más adecuadas para el emplazamiento de este aeropuerto, dado que reúne los dos requisitos básicos del C. A. C.:

— Que el nuevo aeropuerto esté libre de problemas ambientales graves.

— Que con respecto al bienestar público y desarrollo regional, la relación entre el municipio local y el nuevo aeropuerto sea mutuamente beneficiosa.

La S. A. J. ha desarrollado su proyecto con la idea de que los dos requisitos básicos anteriores sólo pueden cumplirse totalmente si las instalaciones de la zona de vuelo del aeropuerto se construyen sobre tres estructuras planas de acero, que pueden ponerse a flote a unos cinco kilómetros de la costa de Senshu.

Situada en el extremo de la bahía de Osaka, dicha zona está muy afectada por las mareas y tiene una profundidad de unos 20 metros, que se considera adecuada. En su proyecto, la S. A. J. ha considerado los efectos potenciales de todos los fenómenos meteorológicos y oceanográficos concebibles, incluidos los tifones y fenómenos sísmicos, así como todos los problemas funcionales previsibles implicados en el proyecto.

La importancia del mencionado proyecto en cuanto al volumen de trabajo que representaría para los astilleros japoneses es enorme. Basta señalar que su construcción requiere el empleo de unos 5,5 millones de toneladas de acero (1.400.000 millones de yens), que equivale al consumo anual de acero de la construcción naval japonesa o a diez veces el correspondiente a la construcción naval española.

Como detalles técnicos principales podemos mencionar los siguientes:

— La estructura principal consta de tres subestructuras de acero semisumergibles, dos de ellas paralelas a la línea de costa y la tercera adentrándose en el mar, formando un ángulo con las otras dos. Tienen una superficie total de unos 5,76 kilómetros cuadrados y una altura de diez metros. A fin de que permanezcan a flote, semisumergidas, la base de cada subestructura estará formada por miles de columnas cilíndricas. Irán amarradas a dos filas de norays de 33 × 15 metros, soportado cada uno por ocho pilares de acero apoyados en el fondo del mar.

— Unido a cada noray habrá un sistema amortiguador de choques, proyectado especialmente para proteger a cada subestructura contra los niveles considerables de presiones externas, incluidas las altas mareas y los vientos violentos.

— La mayor de las tres subestructuras (Zona A) tiene un área de 2,55 kilómetros cuadrados (5.000 metros de longitud y 510 metros de anchura) y sobre ella se construirá una pista de cuatro kilómetros de longitud. Constará de 2,3 millones de toneladas de acero y se apoyará sobre unas 10.000 boyas cilíndricas.

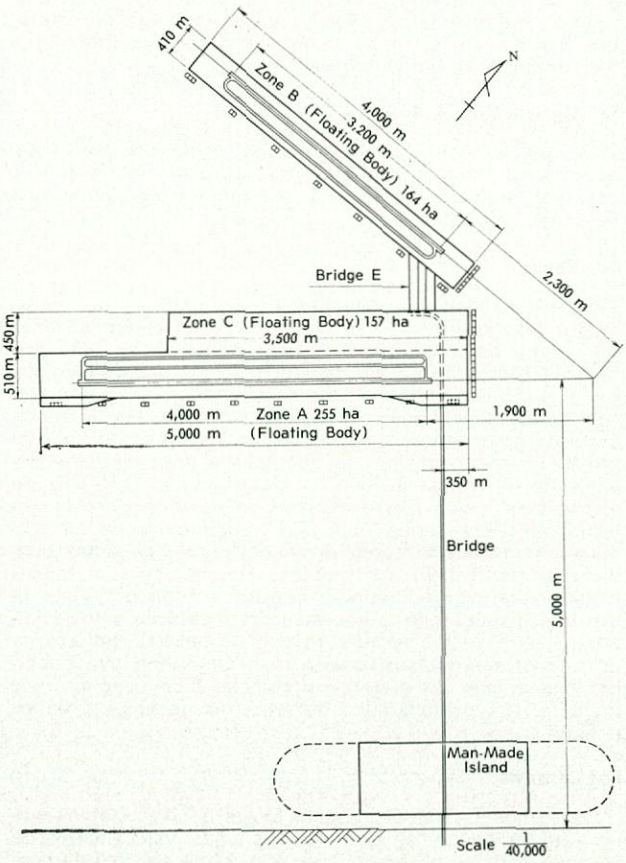
— La segunda subestructura (Zona B) tiene un área de 1,64 kilómetros cuadrados (4.000 metros de longitud y 410 metros de anchura) y sobre ella se construirá una pista de 3,2 kilómetros de longitud. Contendrá 1,5 millones de toneladas de acero y 7.000 boyas.

— La tercera subestructura (Zona C) tiene un área de 1,57 kilómetros cuadrados (3.500 metros de longitud y 450 metros de ancho) y sobre ella irán las instalaciones de servicio, como la torre de control y hangares. Constará de 1,7 millones de toneladas de acero y se mantendrá a flote con unas 7.000 boyas.

— El área entre las Zonas B y C se rellenará con dos pequeñas subestructuras flotantes, formando un puente de dos vías (Puente E).

— El conjunto se completará con una isla artificial y un puente de cinco kilómetros de longitud, que une dicha isla con las instalaciones offshore del aeropuerto. La sección del puente se construirá como una bóveda, a fin de que haya suficiente espacio para que pasen buques de hasta 3.000 TRB.

Según la S. A. J., el aeropuerto flotante proyectado tiene ventajas, tanto en coste como en plazo y protección ambiental, sobre los métodos convencionales. Si se adoptaran estos últimos, se estima que serían necesarios unos 540 millones de metros cúbicos de tierra para ganar al mar un área suficiente para las instalaciones del aeropuerto. Inevitablemente, resultarían graves daños ecológicos y ambientales, que afectarían principalmente a los intereses pesqueros locales.



Pero si el aeropuerto se construye a base de subestructuras de acero, pueden usarse las técnicas tradicionales de prefabricación de bloques para grandes buques empleadas por los astilleros y ser remolcados desde éstos al lugar de emplazamiento definitivo para su ensamblaje.

Incluida la construcción de los norays de amarre en el emplazamiento definitivo, el proyecto total podría ser realizado en cuatro años, frente a un mínimo de siete años necesarios para la construcción de un aeropuerto convencional equivalente.

Además la S. A. J. afirma que el nuevo aeropuerto, construido según su proyecto, sería capaz de proporcionar un servicio seguro durante sesenta años, como mínimo, recibiendo Jumbos de hasta 500 toneladas.

ACTIVIDAD DE LOS ASTILLEROS NACIONALES DURANTE EL MES DE NOVIEMBRE DE 1977

NUEVOS CONTRATOS

Entre Astilleros Españoles (Factoría de Olaveaga) y la compañía Naviera Tramar, S. A., para la construcción de dos cargueros de 7.500 TRB y 15.200 TPM. Irán propulsados por un motor Aesa/B&W, tipo 7K45GF, de 6.150 BHP a 227 r. p. m.

Entre Enrique Lorenzo y Cía. y la compañía Internacional Roll-on/Roll-off, S. A. (INTERROL), para la construcción de dos roll-on/roll-off y portacontenedores de 2.440 TRB y 4.900 TPM.

BOTADURAS

Empresa Nacional Bazán. Factoría de San Fernando.—Carguero multipropósito "FORMOSA", de 12.645 TRB y 20.704 TPM, que se construye para la firma E. L. M. A., de Argentina. Irá propulsado por un motor M. T. M./Sulzer, tipo 6RND68, de 9.900 BHP a 150 r. p. m.

Marítima de Axpe.—Frigorífico "SIERRA GRANERA", de 1.225 TRB y 2.229 TPM, que se construye para la firma Marítima del Norte, S. A. Irá propulsado por un motor Barreras/Deutz, tipo RBV 8M-358, de 2.600 BHP a 300 revoluciones por minuto.

Construcciones Navales del Sureste.—Remolcador "CAMBRILS", de 270 TRB y 180 TPM, que se construye para la firma Remolques y Navegación, S. A.

Astilleros Ojeda y Aniceto.—Pesquero congelador de 195 TRB y 200 TPM, que se construye para la firma García y Vidal Armadores. Irá propulsado por un motor Barreras/Deutz, tipo SBA 6M 528, de 750 BHP a 900 r. p. m.

Astilleros de Mallorca.—Portacontenedores "ANDALUCIA", de 1.366 TRB y 2.072 TPM, que se construye para la firma Empresa Naviera de Sevilla, S. A. Irá propulsado por un motor Barreras/Deutz, tipo RBV8M-358, de 2.400 BHP a 300 r. p. m.

Astilleros Españoles. Factoría de Olaveaga.—Carguero "AEGIS OWNER", de 9.600 TRB y 15.240 TPM, que se construye para la firma Aegis Shipping Co. Ltd., de Grecia. Irá propulsado por un motor Aesa/B&W, tipo 7K45GF, de 6.150 BHP a 227 r. p. m.

Astilleros de Santander.—Remolcador de 148 TRB que se construye para la firma Aegis Shipping Co. Ltd., de Grecia. Irá propulsado por un motor de 1.776 BHP.

ENTREGAS

Enrique Lorenzo y Cía.—Remolcador "SERTOSA DIECIOCHO" a la firma Servicios Auxiliares de Puertos, S. A. (SERTOSA). Las características principales del buque son: 262 TRB y 179 TPM; eslora entre perpendiculares, 29,9 m.; manga, 8,85 m.; puntal, 5,3 m., y calado, 4,2 m. Va propulsado por dos motores Echevarría/B&W, tipo 8T23LU, de 1.160 BHP a 800 r. p. m., respectivamente.

Juliana Constructora Gijonesa.—Carga, papel, madera y portacontenedores "LOTILA" a la firma Yhtyneet Paperitehtaat O/Y (United Papers Mills Ltd.), de Finlandia. Las características principales del buque son: 9.900 TRB y 14.900 TPM; eslora entre perpendiculares, 149 m.; manga, 21,5 m.; puntal, 12,6/6,635 m., y calado, 7,3/9 m. La capacidad de bodegas es de 580.000 p^3. Va propulsado por un motor Aesa/Sulzer, tipo 6 RND 68, de 9.900 BHP a 150 revoluciones por minuto.

Sociedad Metalúrgica Duro Felguera.—Granelero "CALABRIA" a la empresa Naviera Peninsular, S. A. Las características principales del buque son: 3.900 TRB y 6.000 TPM; eslora entre perpendiculares, 96,7 m.; manga, 16,4 m.; puntal, 8,3 m., y calado, 6,4 m. La capacidad de bodegas es de 7.645 m^3. Va propulsado por dos motores Aesa/Sulzer, tipo 6AS25, de 1.170 BHP a 800 r. p. m.

Astilleros Españoles. Factoría de Sestao.—Petrolero "CORTA ATALAYA" a la firma Unión Explosivos Río Tinto, Sociedad Anónima. Las características principales del buque son: 70.000 TRB y 130.000 TPM; eslora entre perpendiculares, 265 m.; manga, 40 m.; puntal, 22,25 m., y calado, 16,87 m. La capacidad de tanques es de 159.200 m^3. Va propulsado por un motor Aesa/B&W, tipo 8K90GF, de 27.300 BHP a 114 r. p. m.

Astilleros Españoles. Factoría de Sevilla.—Carguero "VILLE DE REIMS" a la firma Société Française de Transports Maritimes, de Francia. Las características principales del buque son: 13.500 TRB y 24.300 TPM; eslora entre perpendiculares, 165 m.; manga, 22,8 m.; puntal, 14,6 m., y calado, 10,5 m. Va propulsado por un motor Aesa/Pielstick, tipo 10 PC4V, de 15.000 BHP a 400 r. p. m. Tiene una capacidad de bodegas de 30.500 m^3.

Astilleros Españoles. Factoría de Olaveaga.—Carguero "AEGIS SAILOR" a la firma Aegis Shipping Co. Ltd., de Grecia. Las características principales del buque son: 9.600 TRB y 15.240 TPM; eslora entre perpendiculares, 134 m.; manga, 21,4 m.; puntal, 12,2 m., y calado, 8,9 m. La capacidad de bodegas es de 22.000 m^3. Va propulsado por un motor Aesa/B&W, tipo 7K45GF, de 6.150 BHP a 227 r. p. m.

Astilleros de Huelva.—Atunero congelador "ITXAS-NORTE" a la firma Congeladores Surnorte, S. A. Las características principales del buque son: 1.100 TRB y 1.350 TPM; eslora entre perpendiculares, 56,1 m.; manga, 11,62 m.; puntal, 8,1/5,7 m., y calado, 5,627 m. La capacidad de bodegas es de 1.105 m^3. Va propulsado por un motor Cockerill, tipo V16TR 240/CO, de 4.000 BHP a 1.000 r. p. m.

Empresa Nacional Bazán. Factoría de El Ferrol.—Petrolero "VALENCIA" a la firma C. E. P. S. A. Las características principales del buque son: 92.289 TRB y 173.056 TPM; eslora entre perpendiculares, 275 m.; manga, 46 m.; puntal, 24 m., y calado, 18,618 m. La capacidad de tanques es de 203.000 m^3. Va propulsado por una turbina Bazán/Kawasaki, tipo UA-350, de 32.000 SHP a 86 r. p. m.

Hijos de J. Barreras.—Pesquero congelador "RIO ZAZA" a la firma Cubapesca, de Cuba. Las características principales del buque son: 2.634 TRB y 3.340 TPM; eslora entre perpendiculares, 95,2 m.; manga, 14,5 m.; puntal, 8,5/6,0 metros, y calado, 5,5 m. La capacidad de bodegas es de 3.425 m^3. Va propulsado por un motor Barreras/Deutz, tipo RBV12M 350, de 4.000 BHP a 430 r. p. m.

NUEVOS COEFICIENTES DE COMPENSACION

En las estadísticas que se confeccionen a partir de enero de este año, incluyendo las que correspondan a producciones del año 1977, las Asociaciones de Constructores Navales de Europa y Japón utilizarán unos nuevos coeficientes de compensación, propuestos, con carácter provisional, por el Grupo de Trabajo número seis, "Construcción Naval", de la O. C. D. E.

Dado el interés que puede tener el analizar los resultados que se obtengan, se incluye a continuación la lista de estos nuevos coeficientes:

COEFICIENTES PROVISIONALES EN TRBC (1977)

A. BUQUES GRANDES Y MEDIANOS

Petroleros para crudos

10- 30.000 TPM	0,65
30- 50.000 "	0,50
50- 80.000 "	0,45
80-160.000 "	0,40
160-250.000 "	0,35
250.000 TPM y mayores	0,30

Petroleros para productos

10-30.000 TPM	0,80
30-50.000 "	0,60
50.000 TPM y mayores	0,50

Graneleros (excluidos combinados)

10- 30.000 TPM	0,60
30- 50.000 "	0,50
50-100.000 "	0,45
100.000 TPM y mayores	0,40

Graneleros combinados

10- 30.000 TPM	0,65
30- 50.000 "	0,55
50-100.000 "	0,50
100.000 TPM y mayores	0,45

Cargueros

4-10.000 TPM	1,40
10.000 TPM y mayores	1,00

Frigoríficos

4-10.000 TPM	2,00
10.000 TPM y mayores	1,40

Portacontenedores y cargueros rápidos

4-10.000 TPM	1,40
10-30.000 "	0,90
30.000 TPM y mayores	0,80

Roll-on/roll-off y transportes de coches

4-10.000 TPM	2,00
10.000 TPM y mayores	1,60

Transportes LPG y químicos

4-10.000 TPM	1,60
10-30.000 "	1,00
30.000 TPM y mayores	0,80

Transportes LNG

4-10.000 TPM	1,60
10-30.000 "	0,90
30-50.000 "	0,70
50.000 TPM y mayores	0,50

B. BUQUES PEQUEÑOS

Tanques y graneleros (incluye LPG, LNG y químicos)

Menores de 4.000 TPM	3,00
4-10.000 TPM	1,80

Otros buques para carga seca (excepto ferries)

Menores de 4.000 TPM	4,00

C. BUQUES DIVERSOS

Ferries y de pasajeros

Todos los tamaños	2,50

Otros buques (incluye remolcadores, dragas, pesqueros, etcétera)

Menores de 500 TRB	5,00
500-2.000 TRB	3,00
2.000 TRB y mayores	2,00

TRAFICO MARITIMO

EL MERCADO DE FLETES

Resulta obligado en este primer número del año pasar revista, aunque sea someramente, a lo que ha dado de sí 1977. Pues bien, si tuviéramos que resumirlo con una sola palabra, emplearíamos el término de *decepcionante*. Y decimos decepcionante porque a lo largo del transcurso de las semanas y los meses no ha habido prácticamente ningún momento en que haya podido respirarse un clima de cierto optimismo con respecto a la evolución de los acontecimientos; el tiempo ha ido pasando sin que se haya asistido a reacción ninguna —siquiera temporal— capaz de levantar el ánimo de los armadores.

Si para muestra basta un botón, y por no insistir machaconamente en la repetición de los fletes pagados en las últimas operaciones registradas, permítasenos indicar que el valor medio de los índices de fletes del mercado de carga seca a lo largo de 1977 ha resultado inferior al correspondiente a los años 1976 y 1975, es decir, ha registrado el valor medio mínimo desde el comienzo de la crisis.

Concretamente en grano se ha constatado una pérdida del 15 por 100 en los fletamentos del Golfo de Estados Unidos con destino a Europa y del 1 por 100 en los embarques para Japón. En carbón, el descenso ha sido del 10 por 100 para los cargamentos de Hampton Roads para Europa y del 4,5 por 100 en los fletamentos con destino Japón. Todo ello con respecto a los índices medios de fletes del año 1976.

Y si hablamos del mercado de "time charter", el más estable a lo largo de muchos meses —como hemos destacado a través de nuestros comentarios—, la pérdida global con relación al índice medio obtenido en 1976 ha sido de un 19 por 100. Dentro de este apartado, tal vez convenga matizar el hecho de que el comportamiento del mercado con respecto a los diversos tipos de buques no ha sido uniforme, lógicamente; así, mientras los buques de tamaño medio y pequeño han experimentado una ligera subida en sus cotizaciones de muy escasa entidad y, desde luego, en absoluto significativas, los buques de mayor tamaño han experimentado recortes de gran importancia. En concreto, los buques de 12.000 a 20.000 toneladas de peso muerto han obtenido, en conjunto, una mejora del orden del 2,5 por 100, mientras los de 20.000 a 35.000 TPM experimentaban una reducción del 11,5 por 100, los de 35.000 a 50.000 TPM un descenso del 20 por 100, los de 50.000 a 85.000 TPM un descenso del 32,5 por 100 y los mayores de 85.000 TPM una caída del 23,5 por 100.

En términos generales, si a las cifras anteriores se une el hecho incontrastable de los incrementos de costes registrados a lo largo de 1977 en casi todos los factores de la producción —personal, seguros, mantenimiento, efectos y pertrechos, combustible, etc.—, llegaremos a la conclusión de que la situación al término del año es comparativamente mucho peor que la registrada doce meses atrás.

Ni que decir tiene que las causas de la profundidad de la crisis por la que atraviesa el sector marítimo son de diversa índole. Pero entre los distintos factores desencadenantes —y mantenedores— de la misma juegan su papel primordial el alarmante exceso de tonelaje y la reducción de la actividad productiva que se ha registrado a nivel mundial a lo largo del año, que ha originado detenciones y aun marchas atrás en los volúmenes transportados de determinadas materias primas base del comercio marítimo mundial. Por su parte, no hay que olvidar que a 30 de noviembre de 1977 volvió a contabilizarse un récord en el número de buques y tonelaje amarrado de la flota de carga seca, inexorable consecuencia de la evolución de los acontecimientos.

Ante estos hechos, las perspectivas para 1978 no pueden ser en modo alguno optimistas, máxime considerando el sesgo que toman los acontecimientos en las primeras semanas del año. A este respecto, baste observar los comentarios que a nivel internacional han suscitado las primeras operaciones registradas en 1978 en el sentido de que los armadores pueden considerarse afortunados al haber conseguido cerrar considerable número de contratos sin ceder en los fletes. El panorama, transcurridas las dos primeras semanas del mes de enero, es de relativa actividad en el mercado, pero sin la firmeza necesaria para que la tímida reacción de finales de año se convierta en base de relanzamiento del mercado. Considérese, como confirmación de lo anteriormente expuesto, el hecho de que numerosos buque de tonelaje superior a las 100.000 toneladas de peso muerto se han visto obligados a tomar cargamentos parciales de grano del orden de las 75.000 toneladas en el Golfo con destino a Europa, manteniendo simplemente las cotizaciones registradas durante las últimas semanas.

En el mercado del petróleo, pocas novedades, como no sea la reducción notable del tonelaje amarrado debido al incremento de operaciones registrado a fines de año como consecuencia del temor a una nueva elevación del precio de los crudos. Pero la reacción será tan tímida como pasajera, sin que se vislumbren signos de cambio en un mercado hundido desde hace tanto tiempo.

En resumen, un año nefasto para la Marina Mercante terminado y otro, de negros tintes, en sus comienzos. Y la siempre esperanzada actitud de los navieros, confiando en su tradicional aliado: el factor inesperado.

REUNIONES Y CONFERENCIAS

CONGRESO IBEROAMERICANO DE INGENIERIA NAVAL

Como anunciamos en nuestro número de noviembre pasado, la Asociación de Ingenieros Navales de España ha organizado el I Congreso Iberoamericano de Ingeniería

Naval, con la colaboración del Instituto Panamericano de Ingeniería Naval y la Ordem dos Engenheiros, de Portugal. Definitivamente, la fecha de celebración será del 1 al 6 de mayo del presente año y se desarrollará en Madrid y Sevilla.

La respuesta a esta convocatoria ha sido extraordinaria, tanto por los participantes que han anunciado su presencia como por el número de trabajos presentados al Congreso. Finalizado el plazo de envío de los resúmenes de los mismos, los transcribimos a continuación para general conocimiento de los temas que se van a tratar:

Previsión de las fuerzas y movimientos para un buque en una ruta específica, por Sergio Hamilton Sphaier.

El trabajo presenta una previsión estadística de momentos flectores verticales de ondas que actúan sobre la sección media transversal de un buque, así como también previsiones estadísticas de los movimientos de arfada y cabezada. El buque viaja a lo largo de la costa brasileña, encontrando diferentes estados realísticos de mar con ondas en todas las direcciones. Estos estados de mar pertenecen a una misma familia, descrita por la formulación del I. S. S. C. Su frecuencia de ocurrencias es obtenida de los datos estadísticos presentados por Lumb y Hogben.

En sus viajes el buque comunica dos puertos de la costa brasileña, navegando siempre cargado en una dirección y lastrado en la otra. El modelo, entretanto, puede ser adaptado a cualquier otra situación.

Son determinadas aproximadamente situaciones críticas de mar a ser enfrentadas por el buque, y una previsión del momento flector crítico es hecha basada en la teoría estadística de extremos de Gumbel.

Optimización en el proyecto preliminar de un buque con restricción de peso muerto constante, por Sergio Hamilton Sphaier y Paulo Sergio de Mello Cotta.

En el proyecto preliminar de buques, cuando es impuesta una restricción de peso muerto constante, la aplicación de técnicas de optimización mediante la búsqueda tipo «search» pierde mucho de su eficiencia, necesitando normalmente de la sucesión automática de estudios paramétricos para así llegar al punto óptimo. Esto se debe a que la función objetiva a ser minimizada, obtenida a través de un estudio económico del proyecto, posee su gradiente orientado aproximadamente en la misma dirección que la perpendicular a la superficie de peso muerto constante. En tales casos se recomienda que se trabaje a lo largo de los contornos del espacio viable dados por las restricciones del problema.

Entonces, con la finalidad de conseguir una búsqueda eficiente del punto óptimo en el proyecto preliminar de buques, se presenta un estudio de optimización en el proyecto preliminar de petroleros mediante el método de las tangentes.

Cálculo de la distribución de presiones sobre la superficie de un sólido que vibra en el seno de un fluido semi-incompresible mediante el procedimiento de los elementos finitos, por Gonzalo Pérez Gómez, doctor ingeniero naval; Juan José Ferrer Gutiérrez de la Cueva, ingeniero naval, y Secundino Pérez Orge, ingeniero técnico naval.

En este trabajo se presentan los fundamentos teóricos que han servido de base para desarrollar en Astilleros Españoles un programa de ordenador que permite abordar el cálculo directo de las fuerzas de presión que actúan sobre un sólido que vibra en el seno de un fluido. El problema se ha resuelto tanto en el caso de fluidos ligeramente compresibles como incompresibles, habiéndose llegado en el primero de los casos a una solución del problema completamente original.

Los cálculos que se han mencionado se realizan utilizando la técnica de los elementos finitos, ya que ésta ofrece especiales ventajas cuando se pretende realizar simultáneamente un estudio de la respuesta del buque a un determinado agente excitador.

Como un subproducto de dicho desarrollo se ha elaborado también un programa de ordenador que permite obtener el flujo potencial que se desarrolla alrededor de la carena cuando ésta avanza a una determinada velocidad.

Análisis de las contribuciones de Lerbs, y de Morgan y Wrench sobre la teoría de las líneas sustentadoras, enmiendas y algunos de sus resultados y perfeccionamiento de las mismas, por Gonzalo Pérez Gómez, doctor ingeniero naval, e Ignacio Baquerizo Briones, ingeniero naval.

Los autores cuyas obras se comentan han sintetizado al máximo sus meritorios desarrollos matemáticos, pero por desgracia determinadas expresiones matemáticas que resumen cálculos sumamente complicados no resultan totalmente correctas. Esta circunstancia hace que su obra únicamente resulte asequible a minorías muy perseverantes.

En este trabajo, cuya finalidad es eminentemente divulgadora, se presentan los fundamentos de la teoría de las líneas sustentadoras, se desarrollan dos procedimientos completos para calcular los factores de inducción, enmendando y generalizando ciertas conclusiones matemáticas de los autores que se comentan. También se presentan dos procedimientos diferentes para tener en cuenta la influencia de la contracción radial de los torbellinos libres en las velocidades inducidas.

Contribución a la teoría del tratamiento centrífugo de aceites lubricantes marinos, por Justino de Paz Balmaseda.

Se estudia la distribución de velocidades de un aceite lubricante marino entre los discos de una clarificadora centrífuga, tomando como base los resultados obtenidos por H. Bohman en 1974. De su análisis se desprende que parece necesario reconsiderar si es suficiente que una partícula llegue al disco superior de un canal para poderla considerar separada, lo que da origen a una formulación sobre el grado de sensibilidad del proceso que parece ser aplicable en la práctica.

Un método para aumento de la productividad. Conceptos básicos y aplicaciones prácticas, por Alvaro José de Almeida Calegare, ingeniero naval.

El presente trabajo trata de un método para aumento de la productividad en la industria naval. En él no está envuelto ningún investimiento de capital, apenas la actuación sobre el hombre a través de diversos estímulos.

El trabajo procura discutir los fundamentos teóricos que orientan el método, así como mostrar todos los detalles prácticos de su aplicación.

Son presentadas las dificultades iniciales para su implantación y las medidas adoptadas para superarlas. Los resultados obtenidos son descritos en sus múltiples aspectos: mejor ambiente de trabajo; aumento de productividad; crecimiento en los lucros, conduciendo todos a una posición más competitiva de la empresa.

Son discutidos los diversos efectos prácticos observados y se presentan gráficos demostrativos del aumento conseguido en la producción semanal.

Desarrollo de una serie de barcos con cualidades marineras mejoradas, por Enrique Lecuona, ingeniero naval.

Las formas de proa son de gran importancia en el comportamiento en la mar de un barco, y de muchísima importancia cuando las condiciones del mar son relativamente duras en comparación con el tamaño del barco.

En este informe se describe todo el proceso seguido en el desarrollo de unas formas de proa mejoradas desde el punto de vista del comportamiento en la mar en condiciones extremas. El proceso abarca desde la investiga-

ción en canal de experiencias hasta la aplicación práctica en la construcción de barcos comerciales.

Las formas adoptadas se caracterizan por tener una proa de bulbo alto y un abanico de proa cóncavo-convexo o de tulipán. La serie de barcos construidos en base a estas formas se conoce por barcos tipo ATSEDEN.

El carguero polivalente: algunos aspectos de su proyecto, por Ricardo Alvariño Castro, doctor ingeniero naval.

La organización a escala mundial del tráfico marítimo de carga seca ha experimentado cambios importantes en los últimos años de esta década a través de fenómenos geopolíticos y sociales.

Por un lado, la UNCTAD (United Nations Conference on Trade and Development) ha introducido un nuevo código para la distribución del transporte marítimo por línea regular. Dicho código basa la distribución de intercambios en los porcentajes 40, 40 y 20, esto es, las naciones importadoras y exportadoras podrán atribuirse cada una el 40 por 100 del total del tráfico para transporte de sus flotas, reservándose solamente el 20 por 100 restante para terceros transportistas. Realmente, los acuerdos que la UNCTAD ha refrendado son conclusiones finales (queda por ver si serán definitivas) del tira y afloja entre los países industrializados y los en vías de desarrollo. Estos últimos desean reforzar a ultranza sus políticas de desarrollo naviero a costa de la cuota, tradicionalmente alta, de aquéllos.

Dentro del código de la UNCTAD o fuera de él es evidente el interés de las compañías navieras en lograr la captura del tráfico en los dos sentidos con el mismo buque, esto es, transportando productos manufacturados en una dirección y regresando con materias primas, eliminando así el tiempo improductivo de la travesía en lastre.

Consideraciones como las precedentes han promocionado el diseño del carguero multipropósito, capaz de hacer frente de manera eficiente y en competición con buques especializados al reto que le establece la presente coyuntura económica mundial.

En este trabajo se analizan algunos aspectos del proyecto de este tipo de buques, que el autor ha seleccionado de entre los que ha considerado de mayor interés.

Como en anteriores trabajos, se incluyen sugerencias para el planteamiento de algunos aspectos del diseño con ayuda del ordenador.

Proyecto racional de las fundaciones de los motores principales, con requisito de mínimo peso, por Miguel Angel Buelta Martínez.

Se desarrollan un método de proyecto y análisis, tanto estática como dinámicamente, de las fundaciones de los motores principales para buques en que el peso de la estructura sea la variable más importante y donde las fundaciones convencionales tienen un peso propio muy grande e inaceptable.

Comenzando con una disposición para las fundaciones, se hace en principio un análisis estático, usando el programa de computador SAP-IV. A continuación se encuentran las frecuencias naturales del sistema y las casas de máquinas como un conjunto uniforme. Se van haciendo reiteraciones, modificando la disposición y perfiles, hasta que haya suficiente diferencia entre las frecuencias de excitación y las frecuencias naturales del sistema, evitándose así la resonancia durante la operación. En esta segunda etapa se utiliza también el programa SAP-IV y sistemas gráficos de «plotter».

El método se aplica al proyecto real de las fundaciones de un buque de alta velocidad y poco peso, alcanzándose disposiciones extremamente suaves comparadas con un proyecto convencional.

El desempeño de la industria naval de los países iberoamericanos en 1977, por Aurelio González Climent.

Tomando en consideración sólo barcos mercantes de 1.000 toneladas de registro bruto (TRB) en adelante, se establece qué unidades en construcción o contratadas tenían los astilleros de nuestros países al comenzar el año 1977, separando por país y por astillero. A esa misma fecha, qué era lo que los armadores iberoamericanos tenían encargado a astilleros de otros países. Todo ello vinculado al sector armatorial de cada país (armadores estatales y privados), y motivos de esta distribución, frente a la coyuntura del negocio naviero mundial, en especial los valores de mercado de los buues de segunda mano.

Luego se registran las entregas de unidades por parte de los astilleros iberoamericanos durante el año 1977 y lo recibido por los armadores de nuestros países de astilleros europeos y asiáticos, todo ello por países y empresas.

Se analiza la generación de nuevas órdenes de construcción a lo largo de 1977 por parte del armamento iberoamericano, por países y sectores, y cómo esas nuevas órdenes han ido fluyendo hacia la industria naval propia o del exterior. Razones de los distintos comportamientos observados por cada país a la hora de encargar nuevo tonelaje en 1977.

Cuál es la carga de trabajo de los astilleros iberoamericanos al 31-12-77, por países y empresas. Explicación en cada caso de las variaciones observadas a lo largo del año.

Los planes de construcción anunciados en Iberoamérica en 1977 y los que están en gestación. Demanda adicional volcada sobre los astilleros de la zona.

Modulación volumétrica en la acomodación de buques, por Joaquín Rovira Jaén, doctor ingeniero naval.

Hay un gran interés en los astilleros en buscar métodos que permitan simplificar el proyecto, fabricación y montaje de la superestructura de los buques.

Se presenta un sistema que pretende dar un paso hacia la solución de buscar elementos compactos, de relativo poco peso (30/40 t/módulo) y factible de manipular en cualquier astillero con los medios normales de elevación. Los módulos serán autoportantes, ya que al unirlos entre sí deben formar la superestructura del buque, y en su interior deben llevar la acomodación completa con sus servicios.

Estos módulos se pueden iniciar, con la antelación que se desee, dejándolos almacenados una vez probados y listos para el montaje. Se procede a su montaje a bordo cuando el estado de avance del buque lo permite, que, en general, será cuando, en condiciones normales, se inicia el montaje de la superestructura. El tiempo de montaje se reduce sustancialmente, estimándolo en un 80 por 100.

Se hace una aplicación, para un buque que no ha sido proyectado con las ideas expuestas aquí, para poner de manifiesto las posibilidades del sistema.

Concentración dimensional del acero, por José Luis Sierra Plana, doctor ingeniero industrial, y Alfonso Osorio de Rebellón Dorda, doctor ingeniero naval.

Las chapas navales pueden adquirirse bien en régimen de acopio (cada chapa tiene un destino definido desde el momento de su compra), bien en régimen de aprovisionamiento (no existe destino definido), o bien en régimen mixto.

El régimen de aprovisionamiento se justifica si se manejan de un modo continuo cantidades aproximadamente constantes de chapas de dimensiones iguales. En este caso se pueden obtener economías, ya que la concentración dimensional supone una mejora tecnológica, que facilita la compra, la programación, el almacenamiento y la producción. Por contra, si este objetivo no se ha tenido en cuenta en el proyecto, la concentración produce mayor peso y coste.

En este trabajo se examinan los factores que intervienen en la concentración y se expone un procedimiento

de régimen mixto para lograr que una especificación, correspondiente a un proyecto ya realizado, alcance el máximo grado de concentración sin que los costes superen las economías obtenidas.

Influencia del tiempo de espera de los buques sobre la determinación del porte del buque y dimensionamiento de terminales marítimos, por Marco Antonio Brinati, engenheiro naval.

La finalidad de este trabajo es analizar y demostrar la influencia del tiempo de espera de los buques sobre la determinación del porte óptimo del buque y el dimensionamiento de terminales marítimos. Se muestra inicialmente la influencia del tiempo de espera de los buques en la composición del costo total de transporte. A continuación se propone un modelo para estudio del proceso «de fila» de buques en terminales especializados. Con la solución del modelo «de fila» se determina el tiempo medio de espera de los buques en función de las características del terminal y del proceso de llegada de los buques. Finalmente, los resultados del modelo «de fila» se aplican a un problema de selección de porte óptimo del buque y dimensionamiento del terminal marítimo, teniendo en vista la minimización del costo total de transporte.

Aplicación de un filtro adaptativo para identificación de la maniobrabilidad del buque, por Hernani Luiz Brinati.

El trabajo trata de la investigación sobre el empleo de técnicas de estimación óptima para la determinación de las características de maniobrabilidad del buque. Se discuten los principales aspectos del problema de identificación. Inicialmente se estudia el efecto del modelo matemático adoptado para representación del movimiento del buque. Se concluye que la selección adecuada permite que se consiga una calidad sensiblemente mejor en la estimación. El segundo aspecto analizado es el método de identificación. Se verifica que el empleo de un filtro adaptativo ajustado a cada caso específico produce resultados satisfactorios. Se estudia, por fin, un procedimiento de aplicación de la técnica de identificación. Se comprueba que, para conseguir una buena estimación de parámetros, es conveniente fraccionar el sistema en el mayor número posible de subsistemas dinámicamente desacoplados. Todas las conclusiones se apoyan en resultados obtenidos en la investigación.

Desarrollo de un modelo matemático de un buque para aplicar técnicas de control para sistemas lineales, por Fábio A. Bianco, eng. naval, MS, y Octávio Maizza Neto, eng. mec. PhD.

Al estudiarse un sistema de control automático para controlar la velocidad de un buque, nos encontramos con dificultades de orden matemático, por ser el sistema propulsor del buque un sistema no lineal. Entonces se pensó en técnicas de control automático para sistemas lineales. Por tanto, se necesita de un sistema lineal que represente fielmente el sistema embarcación. El modelo matemático del buque, linealizado en torno de un determinado punto de operación, presenta diferencias en los resultados con relación al sistema original.

En el presente trabajo se presenta el desarrollo de modelos no lineales y linealizados de un determinado buque maniobrando en línea recta, y finalmente los resultados obtenidos a través de la simulación de esos dos modelos. Debido a la diferencia de respuestas, el modelo no lineal es separado en dos partes: una parte lineal y otra debida a las no linealidades, para las que se modelaron superficies que la representan.

Se hizo una simulación para una condición particular, que ilustra el comportamiento del sistema así desarrollado.

El factor tiempo en el campo naval, por Rafael Amann Puente y José Luis G. Santelices.

En todo el campo naval: construcción, reparación y explotación de buques, tiene una incidencia económica fuerte el factor «tiempo», al que, sin embargo, con frecuencia no se le da la debida importancia.

En este sencillo trabajo se pasa revista a la incidencia del factor tiempo, en el plazo comprendido desde que el armador toma la decisión de construir un buque hasta que éste se desguaza.

Los transportes marítimos. ¿Proteccionismo o libertad?, por Javier Pinacho.

El principio de libertad del comercio marítimo ha sido defendido, casi universalmente, a lo largo de la historia.

Si bien es verdad que algunos países, en circunstancias históricas concretas, han promulgado disposiciones de carácter proteccionista, estas medidas no han tenido —salvo contadas excepciones— aceptación universal.

Sin embargo, actualmente el principio de libertad del comercio marítimo está en crisis.

Por una parte, la O. C. D. E., fiel a sus objetivos fundacionales, defiende la libertad, aun cuando, de hecho, sus países miembros protejan, de forma más o menos encubierta, a sus flotas mercantes y sus astilleros.

Por otra parte, la U. N. C. T. A. D., en apoyo de los países menos desarrollados, defiende el derecho de reserva de carga para la flota de los países que la generan.

Ambos organismos sostienen que la política que defienden es beneficiosa para la economía mundial.

En el presente trabajo se analizan las ventajas y los inconvenientes de ambas políticas.

Transporte marítimo utilizando conjuntos acoplados barcaza-remolcador, por Marcelo Arcos Egred, M. Sc. Nav. Arch. & Marine Engineering.

En este trabajo se describen brevemente algunos de los más significativos tipos de barcaza-remolcador acoplados. Se incluyen sistemas cuya conexión permite cierta libertad relativa de movimientos, así como también aquellos de construcción integral y conexión rígida.

Se mencionan posibles ventajas y desventajas, técnicas y económicas, de estos sistemas con relación a los buques convencionales comparables.

Se indica la filosofía básica de la revisión de proyecto para efectos de clasificación, por existir en estos sistemas de barcaza-remolcador varios aspectos no convencionales que requieren consideración especial.

Consideraciones sobre la capacidad de muelles de atraque especializados, por Antonio G. N. Novaes.

Se han presentado un número relativamente elevado de trabajos sobre el problema de la determinación de las capacidades de muelles portuarios especializados. Como herramienta básica se han utilizado modelos que se encuadran en la Teoría de Filas, con formulaciones diversas. En este trabajo se hace una revisión de esos modelos y sus aplicaciones, mostrando aspectos comunes y resultados prácticos obtenidos en diversos casos reales. En particular se muestra que en la mayoría de los terminales especializados (graneleros, contenedores) el tiempo de espera se rige por una distribución de Erlang de orden 2, con los intervalos de llegadas de buques obedeciendo a una distribución exponencial (llegada aleatoria). El trabajo se ilustra con ejemplos reales y se complementa con un índice bibliográfico sobre el tema.

Simulación de una turbina de vapor, por Helio Mitio Morishita y Otavio de Mattos Silvares.

Recientemente, debido a los precios del combustible, los balances térmicos de las instalaciones propulsoras de vapor se han desarrollado con un mayor grado de precisión con objeto de obtener las mejores condiciones operativas del ciclo de vapor y minimizar el consumo de combustible. Generalmente, los balances térmicos se rea-

lizan para regímenes permanentes, sea para la potencia de proyecto o para una potencia parcial. No obstante, cuando se trabaja con sistemas dinámicos, muchas veces es importante analizar el comportamiento del sistema en regímenes intermedios, tanto para averiguar posibles inestabilidades como para prever el tiempo de respuesta del sistema. Tales análisis no pueden efectuarse a partir de un modelo matemático para un régimen permanente. El mejor procedimiento para valorar el comportamiento de la instalación en condiciones intermedias es efectuando una simulación dinámica.

Este trabajo presenta una simulación, en ordenador digital, del comportamiento del conjunto turbina hélice y casco, sujeto a una perturbación en el flujo de vapor. Las respuestas analizadas son la rotación de la hélice y la velocidad del buque.

Determinación de los esfuerzos de interacción entre anillos transversales y la estructura global del buque, por Julio César Ramalho Cyrino y Segen Farid Estefen.

En este trabajo se idealiza como paneles la estructura global del buque, empleándose elementos de membrana tridimensionales. Se hace un pre-análisis con una malla de elementos finitos poco refinada para que los resultados en los puntos de interés, entre las estructuras de resistencia longitudinal y transversal, sean utilizados como condiciones de contorno en el cálculo de tensiones y deformaciones de los anillos.

Esta teoría se aplica a un modelo de acrílico y los resultados se comparan con las tensiones y desplazamientos obtenidos por análisis global a través del M. E. F. y experimentalmente.

Algunas consideraciones sobre la estabilidad de los buques, por Francisco Zapata Molina, doctor ingeniero naval.

La estabilidad de los buques y el desarrollo de procedimientos para evitar la zozobra ha sido siempre uno de los temas más importantes para los ingenieros navales. Puede decirse que la estabilidad del buque es la base de la seguridad de la vida en el mar.

Durante los últimos años el tráfico marítimo ha experimentado un progreso considerable, habiendo aparecido multitud de tipos de buques para atender a determinados tráficos especializados. Asimismo el desarrollo de la ciencia ha hecho posible un conocimiento más profundo de los agentes que modifican las condiciones en que los buques prestan servicio, que deben ser tenidos en cuenta en la determinación de los criterios de estabilidad que los buques deben satisfacer para que tengan un nivel aceptable de seguridad.

En el presente trabajo se pretende hacer unas consideraciones sobre este importante tema.

Aportación al estudio del control analítico de explotación en la empresa naviera mediante el cálculo de desviaciones, por Gerardo Polo.

El transporte marítimo constituye una industria cuyos esquemas operativos, de características muy peculiares, difieren en gran medida de los habituales en otros tipos de explotaciones productivas. Por otra parte, la tradicional atomización del sector naviero, y el hecho de que las compañías de navegación hayan sido regidas frecuentemente con arreglo a criterios totalmente personalistas, han desarrollado en muchos casos estructuras empresariales firmemente centralizadas. Todo ello no ha facilitado, ciertamente, la implantación y el desarrollo de un sistema de contabilidad de costes en la empresa naviera.

De hecho, la experiencia directa del autor y sus investigaciones en buen número de compañías navieras confirman la práctica inexistencia de una contabilidad analítica de explotación que sobrepase los más elementales registros de contabilización de costes y control presupuestario; el análisis de las desviaciones brilla por su ausencia. Estos hechos son singularmente patentes en la pequeña y mediana empresa.

Tampoco conoce el autor en la literatura técnica, económica ni contable trabajo alguno dirigido al estudio de la contabilidad de costes en el transporte marítimo, lo que agrava la penuria de medios en que se mueven los armadores para le desarrollo de su actividad empresarial.

En este trabajo se propone un sistema —simple y de fácil aplicación, aunque de amplitud tan grande como se desee— que permite el cálculo de desviaciones y el origen de las mismas, distinguiendo los principales factores integrantes de la estructura del coste del transporte marítimo y desglosándose según se deban a variaciones en la velocidad del buque, estancia en puerto, consumos específicos, diferencias entre los días programados de explotación y los reales, precios de los distintos factores, etcétera.

La construcción naval desde el punto de vista de la Sociedad de Clasificación, por T. F. Jaroszynski.

En primer lugar se analiza, en términos generales, el papel de la Sociedad de Clasificación en la industria naval.

Sigue un estudio más detallado de esta industria en España durante los últimos veinte años, que son los más representativos de la época en que este país llegó a ocupar uno de los primeros puestos en la construcción naval mundial.

Se obtienen de este estudio conclusiones que se suponen de interés, no sólo desde el punto de vista histórico, sino porque pueden servir de guía para el desarrollo de la construcción naval en otros países.

Los mecanismos en la arquitectura naval, por Fernando Corominas.

En este trabajo se estudian las múltiples aplicaciones de toda clase de mecanismos, modernos y antiguos, en la arquitectura naval y nomenclaturas antiguas y modernas.

Se proyectará una colección de diapositivas y un cortometraje.

Algunos aspectos en la selección racional del sistema Syncrolift, por Sudhir B. Dharmadhikari, ing., y Sergio E. Espinosa F., ing.

El objeto principal de este trabajo es dar a conocer en forma ampliada algunos aspectos fundamentales en la selección racional del sistema de varada (Syncrolift) en el campo de la construcción y reparaciones navales.

Desde el punto de vista de desarrollo, el trabajo trata cinco puntos fundamentales, que son:

1) El Syncro elevador.
2) Consideraciones en zona de transferencia.
3) Consideraciones en puestos de varada.
4) Medios de movimiento.
5) Mantenimiento y su importancia.

Descripción de un sistema sumergido y desacoplable a punto único para amarre, carga y descarga de buques por tubería, por José María Valero de Lerma y Jaime Quadra-Salcedo.

Después de analizar la evolución de los terminales de carga y descarga de buques por tuberías se describen, en términos generales, las principales características y particularidades de un nuevo sistema que ha sido patentado por los autores de este trabajo.

El concepto básico perseguido por este nuevo sistema es el de evitar el impacto de los buques, situando todos los componentes esenciales bajo el nivel del agua y a una profundidad suficiente, de tal forma que los buques no puedan colisionar con el sistema bajo las condiciones más desfavorables.

Como otra características básica, el sistema ha sido diseñado asimismo para permitir un desacoplado muy simple de la cabeza de trabajo, en la que se contienen todos los componentes especiales, lo que facilita la situación, mantenimiento y reparación del sistema.

Finalmente se analizan las ventajas del nuevo sistema comparándolo con los sistemas a punto único existentes.

Vibraciones en los buques y en sus instalaciones de propulsión, por G. C. Volcy y Hernando Espinosa de los Monteros.

El aumento simultáneo de la talla de los buques y de la potencia de sus instalaciones de propulsión en los últimos treinta años ha hecho aparecer incompatibilidades entre la flexibilidad de la estructura del casco y la rigidez de la línea de ejes. Este fenómeno ha afectado desfavorablemente al comportamiento de las instalaciones de propulsión y ha sido la causa de fenómenos de vibración. No se ha prestado en el pasado atención suficiente a los problemas de interacción entre maquinaria y casco.

Las numerosas investigaciones teóricas y experimentales llevadas a cabo por Bureau Veritas han permitido establecer la filosofía del tratamiento integral de los fenómenos estáticos y vibratorios simultáneamente para el casco y la instalación de propulsión. Se estudian ejemplos de tales estudios que exigen la utilización de la técnica de los elementos finitos y el cálculo de las vibraciones libres y forzadas en buques de gran tonelaje y potencia del tipo Ro-Ro, LNG y ULCC y se extraen las conclusiones de dichos estudios.

La utilización de sistemas gráficos interactivos en el desarrollo de la ingeniería de buques, por Luis María Gilligan, ingeniero, y Juan Carlos L. M. Lafosse, ingeniero.

Es el objeto de este trabajo exponer los lineamientos generales del proyecto de un sistema gráfico interactivo tridimensional, para ser usado en el desarrollo de la ingeniería de buques.

La alta competitividad del mercado obliga a ofrecer plazos de entrega cortos y costos reducidos. El uso de este tipo de sistemas permite reducir los plazos de ingeniería, con las consiguientes ventajas de costo y tiempo en las etapas posteriores.

La experiencia existente en ASTARSA con sistemas gráficos proveyó las bases para el desarrollo del proyecto.

Se ha diseñado un sistema de bajo costo para ser usado por personal que actualmente pertenece al área técnica sin prácticamente capacitación ulterior.

La evolución de la técnica del prearmado en el alistamiento del buque, por Claudio E. Fagalde, ingeniero naval y mecánico.

El trabajo se ocupa de reseñar la influencia en los tiempos de construcción y alistamiento de buques de los diferentes métodos de prearmado. Para ello se toma como ejemplo las diferentes técnicas adoptadas en los últimos años y por adoptar en un astillero orientado a la construcción de buques de alto grado de alistamiento en nuestro país.

Proyectando pesqueros para el futuro, por Mario Santarelli, ingeniero naval y mecánico, ingeniero civil.

El autor trata los principales parámetros que considera deberían ser tenidos en cuenta en el diseño de buques pesqueros dentro de la planificación integral de su país, que, teniendo recursos pesqueros abundantes, no ha logrado aún un efectivo desarrollo de sus pesquerías.

Se analizan conceptos básicos del diseño y la importancia que una justa evaluación de los mismos tiene para la toma de decisiones.

Se hacen sugerencias para evitar soluciones criticables que una vez adoptadas pueden resultar difíciles de remediar, formulándose algunas propuestas sobre el proyecto de los buques pesqueros que deben operar en aguas del Atlántico Sudeste, con base en Argentina.

Programa de ordenador para el cálculo del ancho efectivo de planchas reforzadas, por Carlos Alberto Nunes Días y Otavio Ernesto.

Se presentan los fundamentos teóricos y los resultados obtenidos de un programa de ordenador que, basado en el método de Schade, efectúa el cálculo de anchuras efectivas de planchas asociadas a vigas en flexión, variando, sin embargo, las limitaciones existentes en el método original en lo que se refiere a la carga y condiciones de contorno de las vigas. También el programa calcula las anchuras efectivas en diferentes puntos a lo largo de la viga, lo que permite conocer su variación con la curva del momento flector, mientras en el trabajo de Schade la anchura efectiva se calcula solamente en el punto de momento flector máximo. Se presentan también los resultados obtenidos para algunos casos muy usuales, además de comparaciones con los resultados obtenidos por Schade.

Influencia del timón en las características de maniobrabilidad del buque, por Antonio Baquero, ingeniero naval.

Después de algunas consideraciones teóricas sobre la maniobrabilidad del buque y la influencia del timón en la misma, se presentan los resultados de ensayos realizados en la A. I. C. N. en un modelo de pesquero y en otro de petrolero con sendas series de timones. Se evalúan los resultados y se observan las tendencias obtenidas, extrayendo las conclusiones pertinentes.

Enfoque racional de la experimentación con artefactos flotantes en olas, por Angel Rodríguez Rubio y Honorio Sierra.

La experimentación en olas con modelos de artefactos flotantes (plataformas de perforación y de explotación, diques y muelles flotantes, buques, etc.) presenta diversos problemas, de cuya solución depende la validez de los resultados y el campo de aplicación de los mismos. Estos problemas se centran principalmente en el establecimiento de las condiciones experimentales más convenientes para que los resultados suministren toda la información necesaria con el menor número de ensayos.

En este trabajo se trata esta cuestión desde una perspectiva teórica y se hace un resumen del tratamiento matemático que se puede dar a los resultados experimentales para que sean de utilidad al proyectista y al usuario del artefacto.

El Instituto Hidrodinámico de Ingeniería Naval, por Marvin Angel Gutiérrez Morales, ingeniero.

La importancia de la experimentación de la hidrodinámica del buque y las facilidades de la investigación para reforzar la educación y mantener el desarrollo de la industria naval pueden ser fuertemente enfatizadas.

La Universidad Veracruzana, que tiene la Facultad de Ingeniería Naval en Veracruz, y cuya primera generación salió en julio de 1977, apoyada por el Gobierno federal, está construyendo lo que serán las instalaciones del Instituto en ocho hectáreas contiguas a la Facultad de Ingeniería, y que contará con:

— Un tanque de pruebas de 220 metros de longitud por 11 metros de ancho.

— Un edificio de talleres y oficinas.

— Centro de computación.

— Carro portador de modelos de 6 m/seg.

Limpieza de soleras de dique secos: método automático regulable, por Francisco González de Posada, doctor ingeniero de Caminos, Canales y Puertos.

Se describe un proceso de limpieza de soleras de diques secos basado en la inyección de un caudal de agua, de modo automático y regulable, por la base de la proa del dique, cuya circulación a favor de la pendiente rea-

liza un barrido de los fangos y residuos acumulados sobre la solera. El caudal, con dichos productos, desagua en lámina libre en una galería de achique en popa. Se analizan las variables que intervienen en el fenómeno, el régimen hidráulico sobre la solera, las condiciones convenientes de las zonas de alimentación y de desagüe. Se ofrecen unas fórmulas prácticas para determinar unos valores adecuados de las magnitudes necesarias para el proyecto de un sistema completo de limpieza automática regulable.

Cálculo automático de la estructura de buques graneleros, por Gabriel Lima da Silva Dias Filho y Elcio de Sá Freitas.

Este trabajo presenta un modelo estructural de la sección maestra de un buque granelero para proceder al cálculo de su material longitudinal. El modelo es una parte de otro más amplio que se está desarrollando e incorpora también el material transversal que compone su estructura.

El principal objetivo de este trabajo es desarrollar una técnica y una herramienta que asegure un proyecto rápido y eficiente de la sección maestra del buque. Sus límites de aplicación son bastante amplios en lo que respecta al tamaño del buque y al tipo de carga. Se señala que un proyecto eficiente es el que asegura la combinación óptima de ventajas en el coste inicial y en la capacidad de carga.

Se hizo un estudio del proceso de cálculo estructural, considerando su lugar y las implicaciones dentro del problema global de optimización del buque.

El modelo adoptado contempla algunos aspectos de optimización local. Se desarrolla un modelo matemático para representar la geometría de la sección maestra, así como un método para generar sus parámetros.

Visión práctica de la evolución de las calderas marinas y su tratamiento, por José Monteiro dos Santos.

1. Introducción.

2. Descripción de una caldera marina acuotubular de *alta presión y sus principios de funcionamiento.*

a) Circuito de gases.

b) Circuito de agua y su circulación natural.

c) Producción de vapor.

3. Evolución del diseño de las calderas.

Su tratamiento durante la construcción.

Lavado y descripción de uno de los procesos para realizarlo.

Condiciones a mantener en el agua de una caldera en servicio.

Condiciones a mantener en el agua de una caldera inactiva.

4. *Calderas de los años 70, puntos principales en que* incide su desarrollo.

Presiones y temperaturas más normales del vapor a la salida del recalentador.

Modificaciones en algunos conceptos de la construcción de las calderas.

5. Recalentamiento del vapor después de su expansión *parcial en las turbinas como forma de aumentar el rendimiento* térmico de la instalación.

6. Instalación a bordo de un U. L. C. C. de una caldera principal y una caldera auxiliar, conocida por «One-and-a-half boiler system»; su influencia en el consumo de combustible y sus inconvenientes desde el punto de vista de la seguridad.

7. *Automación. Breves observaciones sobre la necesidad* del uso de sistemas de automación en la conducción de una instalación de calderas de vaporización rápida.

Breves comentarios sobre los triángulos no estancos en los mamparos estancos, por Antonio Balcão Reis, ingeniero naval y mecánico.

En el «Criterio de estabilidad y flotabilidad para los buques de superficie de la Marina de los Estados Unidos», estudiado por Sarchin y Goldberg, se prevén zonas triungulares no estancas en los mamparos estancos.

Esas áreas resultan de la consideración de inundaciones asimétricas, balance transversal y acción de las olas. En los triángulos así formados se permiten aberturas no estancas.

Una avería en la cubierta superior provocará el embarque progresivo del agua hasta el nivel de dicha cubierta.

Las áreas triangulares no estancas permanecerán por debajo del nivel de inundación y se producirá la inundación del compartimento adyacente.

Una rotura de un imbornal a causa del mal tiempo permitirá la inundación de la bodega donde esté localizado el imbornal y de la adyacente por paso del agua por zonas no estancas del mamparo divisorio estanco.

La ingeniería naval y el mar. Un desafío, por Joaquim San'Ana Silva, capitán de la Marina Mercante.

Sobrepasando el ámbito tradicional de vía de comunicación y reserva de pesca, el mar a pasado a ser considerado como fuente casi inagotable de riquezas minerales, vegetales y animales.

El renovado interés económico del medio marítimo ha provocado un intenso desarrollo tecnológico con implicaciones políticas, de los que son ejemplo la Conferencia del Mar y el establecimiento de la zona económica exclusiva de las 200 millas.

Es imperativo preguntar: ¿dónde será posible encontrar un conjunto de técnicos capaz de dar respuesta a este importante desafío?

La creación de una Universidad del Mar especialmente dedicada a estos estudios sería una respuesta adecuada.

Los intereses de los países iberoamericanos encontrarían también así una forma adecuada de defensa a través de un Instituto Iberoamericano para la investigación, exploración y conservación de los recursos oceánicos.

Un nuevo concepto del buque de pesca polivalente, por Antonio Gentil Quina.

Buque de pesca polivalente, con especial énfasis en el arrastre super semipelágico y pelágico activo. Un nuevo concepto. Consideraciones técnico-económicas de su proyecto y operación. Se concede especial importancia a los siguientes aspectos técnicos: artes de pesca; formas; características y comportamiento en la mar; estabilidad y trimado; instalaciones propulsora, frigorífica, hidráulica y eléctrica; maquinaria de cubierta; instalaciones especiales y para detección del pescado; habilitación; disposición operacional; construcción y parámetros económicos.

Los astilleros de grandes dimensiones cara a la actual crisis económica, por Hugo de Jesús y João Leite.

La finalidad de este trabajo es hacer algunas consideraciones sobre el problema de fondo que afecta actualmente a la economía de los astilleros de grandes dimensiones.

Sin pretender hacer un análisis exhaustivo de los graves problemas en cuestión, ni tampoco de las posibles acciones dirigidas a limitar sus efectos, este trabajo intenta constituir una contribución válida para la atención *que a este asunto llegará a dedicarse.*

En particular se resaltan los aspectos ligados con los orígenes y evolución de la crisis, la apreciación de algu-

nas medidas que tendrán que ser puestas en práctica en diversos países y de otras que se admite puedan contribuir de modo efectivo a limitar la gravedad de la crisis, especialmente bajo la óptica de la disminución del «gap» entre la oferta y la demanda de los transportes marítimos, diversificación de los productos como forma de disminuir la desocupación de las capacidades instaladas, así como de las acciones dirigidas a posibilitar economías de escala.

A G E N D A

Conferencia de Oceanología Internacional

5-10 de marzo de 1978. Palacio Nacional de Conferencias de Brighton, Inglaterra

Coincidiendo con la IV Exposición de Oceanología Internacional se celebrará una conferencia dedicada a las plataformas y equipos de perforación marina, así como a los sumergibles, embarcaciones auxiliares, tecnología del buceo, sistemas de adquisición y procesos de datos oceánicos-meteorológicos, instrumentación, recuperación de minerales en alta mar y biología marina. Está organizada por doce instituciones técnicas británicas.

Para mayor información dirigirse a BPS Exhibitions Ltd.; 4 Seaford Court, 220-222 Great Portland Street, London W1N 5HH.

Primeras Jornadas Técnicas Internacionales de Limpieza, Desengrase y Preparación de Superficies Metálicas

14-15 de marzo de 1978. Barcelona

Se desarrollarán los siguientes temas: «Preparación mecánica de superficies por proyección a chorro», «Desengrase por inmersión y electrolítico», «Balance energético y ecología en la fosfatación filmógena», «Métodos de lavado de piezas metálicas», «La ecología motor de nuevos productos en el campo del tratamiento de superficies», «Desengrase de metales con disolventes clorados», «Instalaciones para disolventes clorados», «Respuesta del tricloroetano al desengrase clorado», «Los ultrasonidos como factor multiplicador de eficacia», «La utilización del freon», «La fosfatación orgánica de los metales, aspectos químicos, tecnológicos e instalaciones», «Instalaciones de lavado a tambor continuo para piezas pequeñas», «Desengrasantes neutros», «Instalaciones de lavado, desengrase y preparación de perfiles en continuo», «Desengrasantes iterfase», «Contamiancion de aceites en las aguas residuales, sistemas de autoseparación» y «La ultrafiltración».

Las Jornadas finalizarán con una mesa redonda con todos los conferenciantes.

Para mayor información dirigirse a la revista «Pinturas y Acabados Industriales», calle Mallorca, 257, Barcelona.

Coloquio internacional sobre la investigación marítima y las industrias europeas del armador y de la construcción naval

29-31 de marzo de 1978. Rotterdam

Estará organizado por el Instituto Marítimo de los Países Bajos, en estrecha cooperación con las principales organizaciones de investigación europeas.

Para mayor información dirigirse al Instituto Marítimo de los Países Bajos, BP 1555, Rotterdam.

Expo Pesca Pan Americana 78

5-8 de abril de 1978. Coliseo Roberto Clemente, San Juan de Puerto Rico

Es una exposición pesquera comercial organizada para satisfacer las necesidades de las compañías pesqueras comerciales de América del Sur, América Central y el Caribe. La exposición presentará los diversos productos y servicios propios de cada una de las fases de la industria pesquera comercial: captura, procesamiento, embalado y comercialización.

Para información adicional dirigirse a L. William Bower, General Manager, National Fisherman Expositions Inc., 21 Elm Street, Camden, Maine 04843 U. S. A.

Congreso Europeo de Ensayos no Destructivos

24-26 de abril de 1978. Maguncia, Alemania Federal

Organizado por la Asociación alemana de Ensayos no Destructivos. El tema central será «Desarrollos recientes y métodos especiales de END». Además habrá una exposición, en la que participarán más de 40 firmas.

Para mayor información dirigirse a Deutsche Gesellschaft für Zerstörungsfreie Prüfung E. V., Geschäftsstelle: 1 Berlin 45, Unter den Eichen 87. DEUTSCHLAND.

5th International Symposium on the Transport of Dangerous Goods by Sea and Inland Waterways

24-27 de abril de 1978. Hamburgo

Se discutirán los avances científicos y técnicos logrados en el control de materiales peligrosos en el transporte por mar y vías interiores. También se formularán recomendaciones para aquellas zonas donde se requiera información adicional. Se tratarán temas relacionados con: aspectos generales, escapes de cargas peligrosas, tanques portátiles, seguridad en puertos, evaluación de riesgos, detección de gas, recipientes y transporte multimodal.

Para mayor información dirigirse al Symposium Secretariat, P. O. Pox 302360, D-2000 Hamburg 36.

1.er Congreso Iberoamericano de Ingeniería Naval

1-5 de mayo de 1978. Madrid y Sevilla

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

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

VLCC's - The next 10 years

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

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

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

XVII Conferencia Internacional de Tratamientos Térmicos

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

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

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

7th International Harbour Congress

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

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

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

Ro-Ro 78

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

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

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

NUCLEX 78 - 5.° Salón Internacional de Industrias Nucleares

3-7 de octubre de 1978. Basilea

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

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

Ship Vibration Symposium

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

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

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

Gastech 78

7-10 de noviembre de 1978. Montecarlo, Mónaco

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

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

2.° International Symposium on Marine Engineering Tokio'78

13-15 de noviembre de 1978. Tokio

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

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

Colloque International sur le radar

4-8 de diciembre de 1978. París

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

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

***Conferencia Internacional sobre Educación Permanente* para Ingenieros**

25-27 de abril de 1979. Méjico

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

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

XI Congreso Internacional de Máquinas de Combustión-CIMAC

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

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

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

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

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

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

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

IVA 79 - Exposición internacional de transportes

8 de junio-1 de julio de 1979. Hamburgo

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

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

9.° Conferencia Mundial de Ensayos no Destructivos

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

El programa científico y técnico comprenderá:

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

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

EXPOSICION DE LA INDUSTRIA NAVAL Y NAVEGACION

Por iniciativa de los alumnos de quinto curso de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales se celebrará, en la semana del 1 al 6 de mayo de 1978, una Exposición de la Industria Naval y Navegación —EXPONAVAL— en los locales y recinto de la Escuela citada. Su finalidad es dar a conocer los logros alcanzados por la industria y centros de investigación directa o indirectamente relacionados con el sector naval y la navegación.

Se prevé la celebración de una serie de actos y conferencias relativos a los temas de la exposición, y se ha escogido la fecha mencionada para que ooincida con el I Congreso Iberoamericano de Ingeniería Naval, organizado por la Asociación de Ingenieros Navales de España, al que asis-

tirán una importante representación de empresarios y técnicos de los países iberoamericanos, Portugal y España. El anuncio de esta exposición ha despertado un gran interés en todos los medios relacionados con la industria naval y la navegación.

Para mayor información, dirigirse a: EXPONAVAL. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales, avenida del Arco de la Victoria, s/n, Ciudad Universitaria, Madrid-3, o llamar a los teléfonos 244 08 07 y 244 13 07, ext. 45.

VARIOS

GRUPOS DE TRABAJO DEL GERMANISCHER LLOYD

El Comité Español del Germanischer Lloyd ha creado cuatro Grupos de trabajo en las siguientes zonas:

Zona Centro - Madrid

Carlos Bienes Pesqui	Ferrer Marítima.
Gerardo López García	S. M. Duro Felguera, S. A.
Eduardo Martínez Abarca ...	Senermar.
Ernestino Martínez Sánchez ...	Nav. Sta. Catalina.
Tirso de Molina	Cía. Nav. Marasia.
Antonio Olivé González	Construnaves.
Guillermo Zataraín	Auxtramarsa.

Zona Norte - Bilbao

Santiago Azpíroz Azpíroz ...	Proyectos Navales.
Francisco Javier Iñiguez	Naviera Eco, S. A.
José M.ª Laka Martín	Toro y Betolaza, S. A.
Agustín Matilla Criado	Cintra, S. A.
Ricardo Miguel de la Villa ...	Ast. del Cadagua, S. A.
Miguel Nistal Bedia	Marítima del Musel.
José Pablo Redondo Laguera.	Ast. de Santander.
Fernando Rodríguez Ibáñez ...	Nav. Alfonso G. Miñaur.
Juan Seguí Pons	Ibero, S. A.
Alvaro Zurita Sáenz de Navarrete	Naviera Letasa, S. A.

Zona Galicia - La Coruña

Darío Amor Edreira	Naviera de Galicia.
José González Robalto	Tecnor.
Francisco J. González Varela.	Ast. y Construcciones, S. A.
Jaime Lloret Perales	Hijos de J. Barreras.
Juan Fermín Santos Fernández.	Ed. Belmar.
Rafael Prieto	Nav. Marítima "Mogor".

Zona Sur - Cádiz

José Luis Ayuso Menéndez ...	AESA - Puerto Real.
Jesús Casas Rodríguez	Astilleros de Huelva, S. A.
José Luis González Ramírez.	Emp. Nacional Bazán.
Julio Tormo Boyer	AESA - Sevilla.
Marco Vallejo	Esc. Oficial de Náutica.

Estos Grupos de Trabajo se han creado para intensificar los contactos entre el Germanischer Lloyd y los círculos navieros y constructores navales, con objeto de darles a conocer los reglamentos y los trabajos científicos publicados y hacerles partícipes de las experiencias ganadas por la sociedad.

Asimismo se intenta colaborar más estrechamente en todo lo relacionado con el desarrollo de la construcción naval, novedades y experiencias ganadas en los buques en servicio, así como la participación en sesiones técnicas y ferias navales. Estos Grupos de Trabajo prestarán su ayuda proponiendo temas de interés en las sesiones estipuladas en los estatutos del Comité Español.

En octubre último se han celebrado las primeras reuniones de estos Grupos de Trabajo en las cuatro zonas, es decir, Bilbao, La Coruña, Cádiz y Madrid. Durante estas reuniones se pudo comprobar el interés que ha despertado la creación de estos Grupos de Trabajo y sus intenciones, y quedó acordado, por considerarse de máximo interés, tratar los siguientes temas en las próximas reuniones:

a) "Automatización".

b) "El servicio continuo (continuous survey) en buques".

Estos dos temas anteriormente citados serán preparados conjuntamente y se tratarán en las próximas reuniones, que se celebrarán, por lo menos, una vez al año.

Seguidamente a las reuniones de este año se presentaron, por medio de una serie de conferencias en las cuatro zonas, y a las que fueron invitados todos los círculos interesados en la construcción naval y navegación, los siguientes trabajos:

"Buques portacontenedores frigoríficos" (R. Kruse).

"El tratamiento de vibraciones en nuevas construcciones y en buques que están navegando" y/o

"Nuevos aspectos sobre el desarrollo en la resistencia estructural de buques" (Dr. Röhl).

NUEVOS REGLAMENTOS DEL GERMANISCHER LLOYD

El Germanischer Lloyd ha publicado unas reglas para la construcción e inspección de los artefactos, flotantes o no, que suelen denominarse "offshore". Dichas reglas, publicadas primeramente en alemán y ahora en inglés, sustituyen a la edición de 1971 y se refieren específicamente a este tipo de construcciones. Irán seguidas por un segundo volumen, dedicado al equipo y vehículos submarinos, y otro, tercero, relacionado con las tuberías o pipe-line submarinas.

El primer tomo, al que nos estamos refiriendo, tiene los siguientes capítulos:

1. Requerimientos generales para la inspección.

2. Bases en que se debe basar el dimensionamiento. Fuerzas que actúan, principios de proyecto, elementos estructurales, materiales y soldadura, refiriéndose lo anterior a estructuras de acero, excepto, como es lógico, las solicitaciones. Además, sobre estructuras de cemento hay capítulos referentes a materiales y comprobación de su calidad, fraguado, reforzado, etc. Siguen dentro del mismo capítulo una sección para condiciones de flotabilidad y estabilidad y otro para fundaciones o apoyos en el fondo del mar.

3. Máquinas. En este capítulo se trata sucesivamente de los principios generales, las instalaciones de máquinas, servicios de tubería, un par de páginas para calderas, instalaciones eléctricas, propulsión eléctrica para avance y posicionamiento, protección contra incendios y equipo de fondeo.

NOTA NECROLOGICA

Una figura señera, ya no de la Ingeniería Naval, sino en el plano nacional, es la que en esta ocasión hemos perdido.

Don Juan Antonio Suances y Fernández fue, en efecto, más de una vez ministro, creador del Instituto Nacional de Industria, del Patronato "Juan de la Cierva", presidente de ambos durante muchos años y figura clave en el desarrollo industrial español en la postguerra.

También general de Ingenieros de la Armada y figura principal en el movimiento de los ingenieros navales españoles para independizarse de los técnicos ingleses que había en algunas empresas durante los años que precedieron a la guerra civil. Ha sido, por consiguiente, también una figura fundamental en la profesión.

Bajo sus auspicios se crearon en el I. N. I. diversas empresas, que dieron vida a la industria naval española e hicieron posible su resurgir y posterior desarrollo.

Todo ello es tan conocido, que fuera inútil recordarlo. Pero tampoco puede dejar de hacerse constar hechos tan principales cuando deja de estar entre nosotros.

Señor Marqués, Doctor "Honoris Causa", miembro de honor de la Asociación de Ingenieros Navales por méritos propios, ha desaparecido su figura entre nosotros, pero permanece la gran obra que supo hacer salir de sus manos.

BIBLIOGRAFIA.—Enero 1978

57. ENERGIA NUCLEAR

1.111. **Offshore nuclear power plants.**
M. Kehnemuyi y E. Lochbaun.
«Marine Technology». Julio 1973.

1.112. **Prospects for the nuclear propulsion of merchant ship.**
J. Edwards.
«North East Cost Institution of Engineers & Shipbuilders». Marzo 1974.

1.113. **Looming wordwide energy crisis and nuclear propulsion.**
G. Bourceau y P. Weiss.
«Bulletin Technique du Bureau Veritas». Junio 1974.

1.114. **La propulsion nucléaire des navires marchands.**
P. Poirier.
«Marine Marchande». 1974.

1.115. **Nuclear power. Is it really cost effective?**
«Marine Engineering & Log». Septiembre 1973.

1.116. **El sodio fundido como refrigerante de reactores nucleares.**
T. Sanz.
«Energía Nuclear». Mayo-junio 1975.

1.117. **Etancheite des installations nucleaires.**
R. Manigaud y M. Vercasson.
«Bulletin Technique du Bureau Veritas». Julio-agosto 1973.

1.118. **Centrales nucleares flotantes.**
N. Martínez.
«Energía Nuclear». Marzo-abril 1975.

1.119. **El medio ambiente y la energía nuclear.**
H. Wright.
«Energía Nuclear». Enero-febrero, marzo-abril 1975.

1.120. **Problemática del buque mercante nuclear.**
J. Lladó y G. Leira.
«Energía Nuclear». Enero-febrero 1975.

1.121. **Introducción al estudio de vibraciones en prototipos de elementos combustibles de reactores nucleares.**
M. Criado y otros.
«Energía Nuclear». Enero-febrero 1975.

1.122. **The future of nuclear propulsion in merchant ships.**
«The Motor Ship». Octubre 1977.

1.123. **A consideration of the thermal aspects of nuclear installations on board ship.**
M. Gietzeit.
«Hansa». Núm. 22, noviembre 1974.

1.124. **La reparación de los daños nucleares.**
L. Corretjer.
«Energía Nuclear». Noviembre-diciembre 1975.

1.125. **La propulsión nuclear en los buques.**
D. Ulken.
«Revista de Información E. N. Elcano». Febrero 1976.

1.126. **Mesure du taux de fuite des enceintes de reacteurs nucleaires a eau légere.**
D. Hure.
«Bulletin Technique du Bureau Veritas». Diciembre 1975.

1.127. **Perspectivas económicas actuales de la propulsión nuclear en los buques mercantes.**
S. Ruel.
«Revista de Información E. N. Elcano». Junio 1976.

1.128. **Aspectos económicos de la producción de energía nuclear.**
E. Delgado.
«Energía Nuclear». Noviembre-diciembre 1976.

1.129. **Posibilidad de utilización de una central nuclear para uso combinado de producción de energía eléctrica y potabilización de agua de mar en la isla de Gran Canaria.**
A. Pérez y otros.
«Energía Nuclear». Marzo-abril 1977.

1.130. **Posibilidad de utilización de los reactores nucleares para fines de calefacción urbana.**
A. Pérez y R. Gavela.
«Energía Nuclear». Marzo-abril 1977.

1.131. **Programa nuclear español: participación nacional.**
F. Pascual.
«Energía Nuclear». Enero-febrero 1977.

1.132. **Importancia de la garantía de calidad en la construcción de una central nuclear.**
L. Alvarez.
«Energía Nuclear». Enero-febrero 1977.

1.133. **Técnicas nucleares para la medida, detección y control de contaminantes ambientales.**
A. Travesí.
«Energía Nuclear». Enero-febrero 1977.

1.134. **Diseño de barras combustibles para reactores rápidos refrigerados por sodio.**
J. López.
«Energía Nuclear». Mayo-junio 1977.

1.135. **Estudio comparativo del impacto causado en el medio ambiente por una central nuclear de agua ligera y por una central térmica de carbón.**
P. Moreno.
«Energía Nuclear». Mayo-junio 1977.

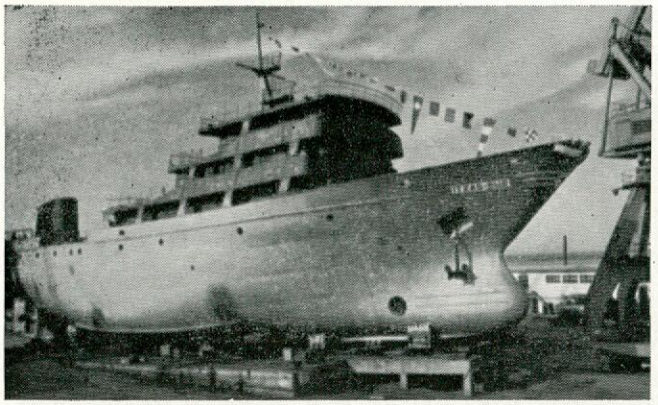
1.136. **Nuclear mechant ship propulsion. Technical aspects.**
R. Kinsey.
«The Naval Architect». Marzo 1976.

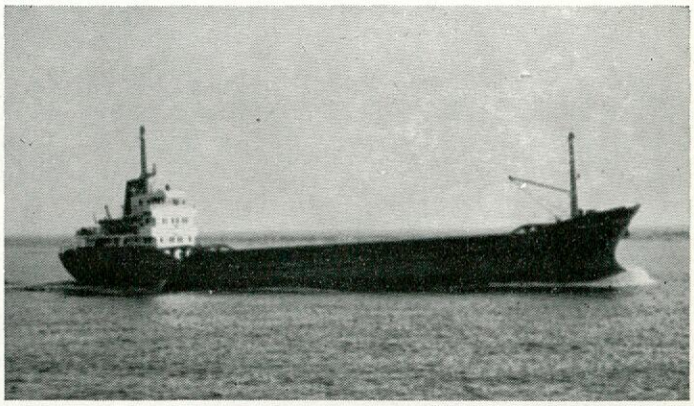
1.137. **The support of nuclear powered vessels in service.**
P. Hammersley.
«International Maritime Shipping Conference». London, 1976.

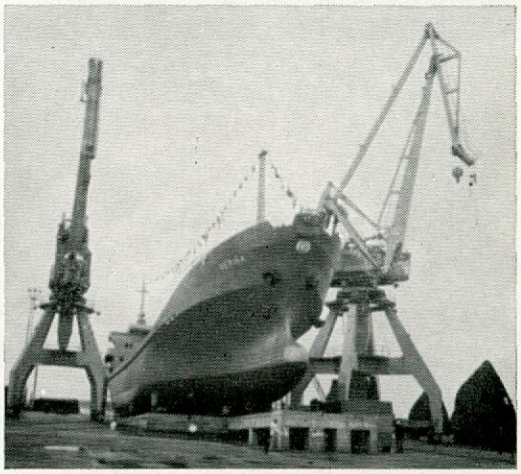
1.138. **The role of nuclear energy as substitute for fossil fuel - Has atomic propulsion of ships come closer?**
H. Hedemann y W. Jager.
«Perspektiver Pa Prosjektering Av Skp». Enero 1975.

1.139. **Commercial nuclear - Powered ships a result of the energy crisis?**
R. Paulsen.
«Veritas». Julio 1974.

1.140. **Assessment of U. S. nuclear merchant ship program.**
E. Brown.
«Atomic Industrial Forum». Vol. 1, núm. 3, 1973.

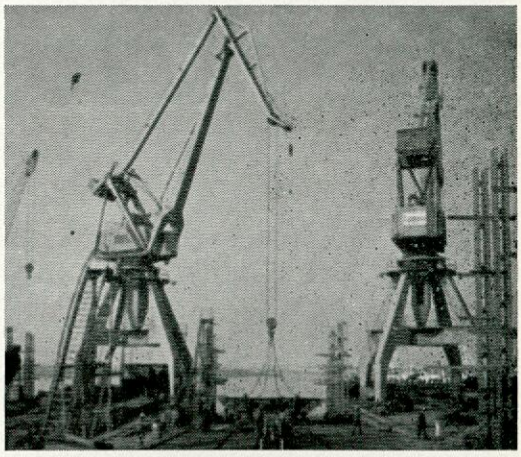




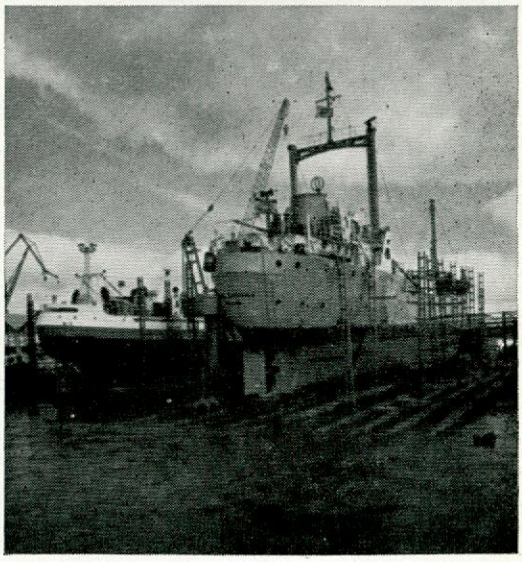


ASTILLEROS DE HUELVA, S.A.

UNA SITUACION GEOGRAFICA PRIVILEGIADA



- construcciones y reparaciones navales
- construcción de maquinillas de pesca de diseño propio



3 GRADAS DE CONSTRUCCION HASTA 1.500 T.R.B.

5 VARADEROS DE REPARACIONES HASTA 1.500 T.R.B.

350 METROS DE MUELLES DE ARMAMENTO

ASTILLEROS DE HUELVA, S.A.

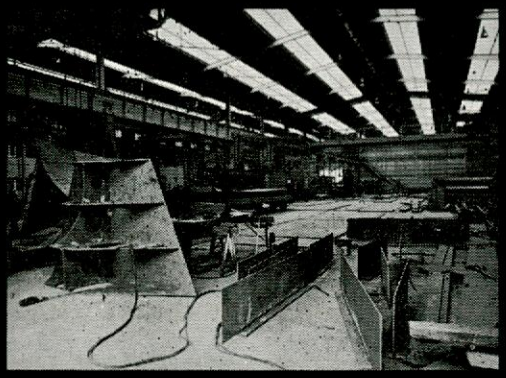
Glorieta Norte, s/n. - Telex núm. 75541 ASHV E.
Teléfonos 21 44 00 (centralita) - 21 38 25 - 21 46 51
HUELVA

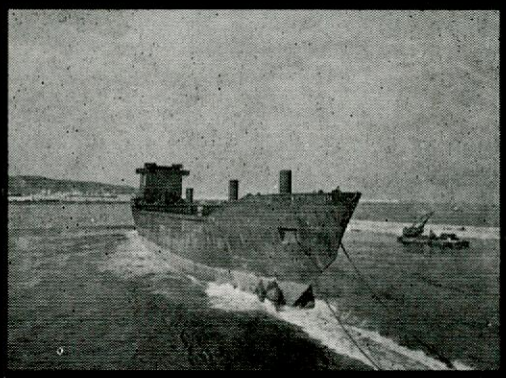
1702

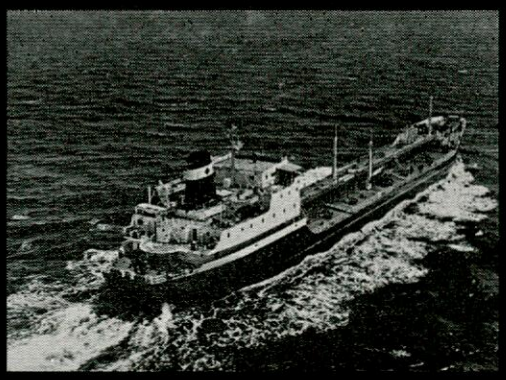
S. A. JULIANA

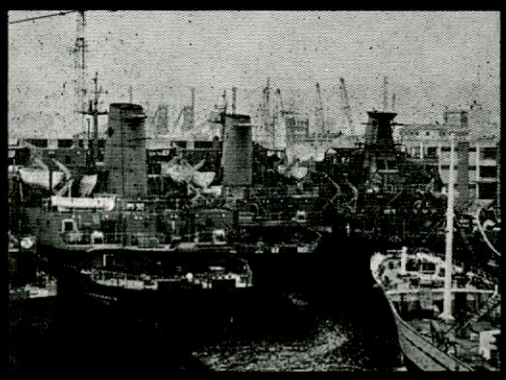
CONSTRUCTORA GIJONESA

(Filial de Astilleros Españoles, S.A.)









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

REPARACION de buques hasta 25.000 Tons. PM.

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

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

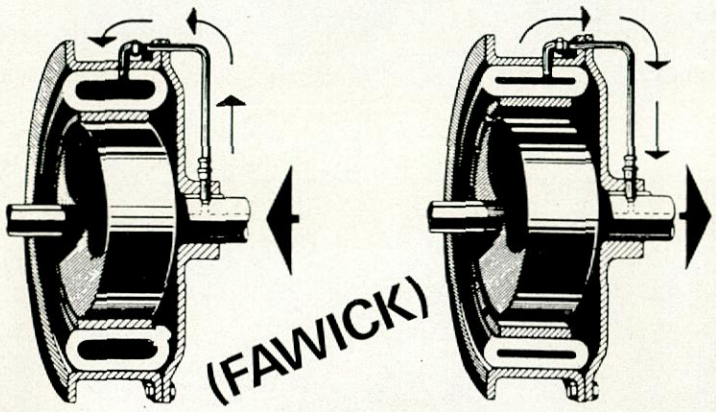
1.101

PARA LA INDUSTRIA NAVAL

frenos y embragues neumáticos

EATON·AIRFLEX®

- Arranque progresivo
- Embrague completo
- Refrigeración rápida
- Acoplamiento elástico
- Auto-regulables
- Sin engrase



FU

Una sola pieza hace el trabajo: La cámara de caucho dilatada por el aire comprimido apoya suavemente las zapatas sobre el tambor.

VARIADOR DE VELOCIDAD "FU" IBERICA, S.L.

DOMICILIO SOCIAL, DIRECCION, VENTAS Y OFICINAS: Trafalgar, 4 planta 5/B • Tel. 318 80 00 • Telegramas: VARIAFU • Telex 51288 E • BARCELONA - 10

ALMACEN: Diputación, 349 • BARCELONA 9

Se busca representación para productos de la electrónica naval

Acreditada empresa alemana de la electrónica naval – radiocomunicación naval, sistema de intercomunicación (Intercom) y técnica de explotación naviera – ofrece los derechos de distribución para España.

Para que la labor en este sector se vea coronada por el éxito, nuestra f futura representación deberá **estar ya introducida y ser experta en el ramo, teniendo que disponer de agencias de asistencia técnica adecuadas.**

Esperamos también que el personal más destacado tenga conocimientos de inglés y de alemán.

Por nuestra parte concederemos toda la ayuda imaginable para introducir nuestros productos.

Los interesados presentarán sus ofertas por escrito bajo la cifra..

Ref. 328

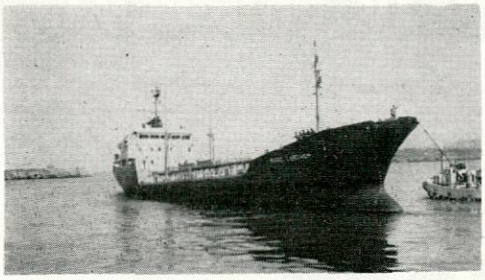
Las ofertas deberán ser dirigidas al Apartado 457 de esta Revista.

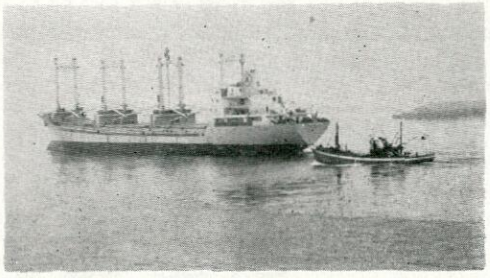
ASFALTERO DE 9.000 TPM Para: C. E. P. S. A.

BULK-CARRIER DE 3.900 TPM
Para: NAVIERA PENINSULAR

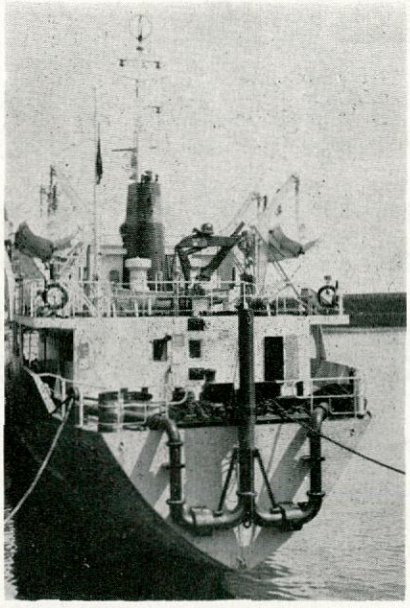
CEMENTERO DE 5.600 TPM
Para: CEMENTOS DEL MAR

TANQUE QUIMICO
DE 3.300 TPM
Para: MOBIL

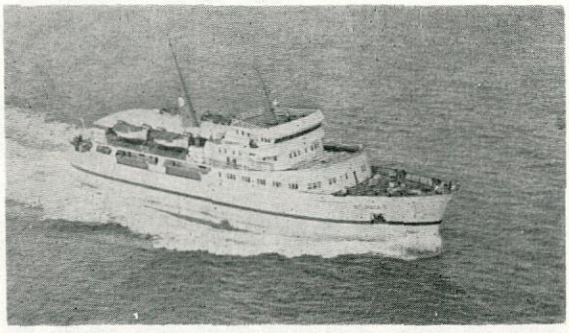




MADERERO
PORTA CONTENEDORES
DE 9.000 TPM
Para: A. MENCHACA Y CIA.



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



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

ASTILLEROS DEL CANTABRICO Y DE RIERA, S. A.

GIJON

APARTADO 319

TELEFONO 32 01 50 TELEX 87353

EXPOSICION DE LA INDUSTRIA NAVAL Y NAVEGACION

MADRID, 2 al 6 de mayo de 1978

En los locales y recinto de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales se celebrará una Exposición de la Industria Naval y Navegación, en coincidencia con el 1.er Congreso Iberoamericano de Ingeniería Naval, que reunirá una importante representación de empresarios y técnicos de los Países americanos, Portugal y España.

DE GRAN INTERES PARA ASTILLEROS, FACTORIAS NAVALES, INDUSTRIA SUMINISTRADORA DE EQUIPOS E INSTALACIONES PARA BUQUES, SOCIEDADES DE INGENIERIA, EMPRESAS MARITIMAS, ETC.

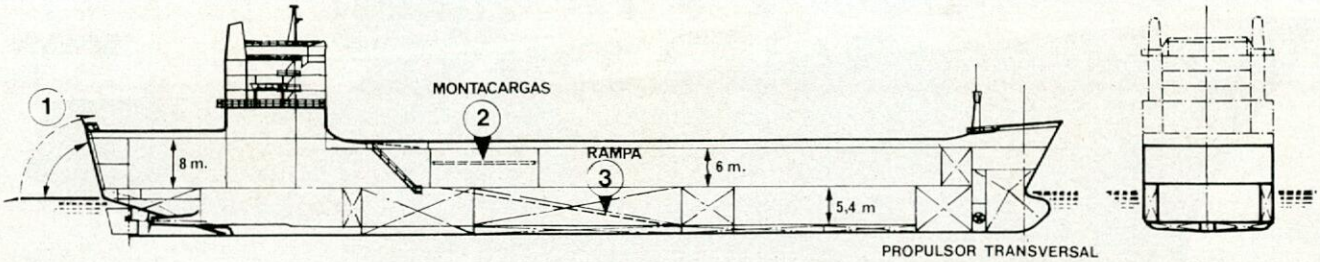
Para información dirigirse a:

EXPONAVAL. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales. Av. del Arco de la Victoria, s/n. Ciudad Universitaria. Madrid-3. Teléfonos 244 08 07 y 244 13 07, ext. 45.

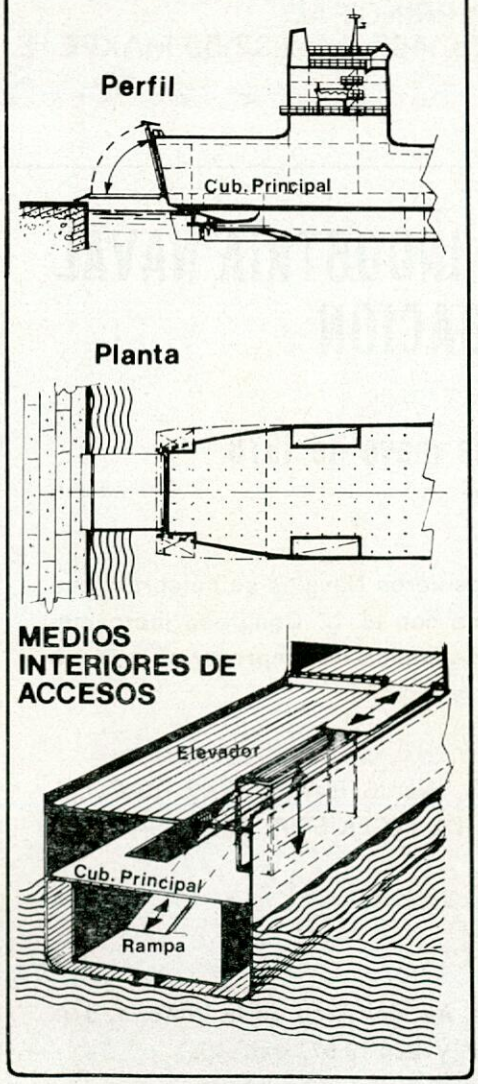
ASTILLEROS ESPAÑOLES, S.A.

nuevos buques Roll-on/Roll-off

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



RAMPA DE EMBARQUE AXIAL



CARACTERISTICAS

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

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

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

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

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

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

ACCESOS

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

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

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

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

PROPULSION

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

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

Automatización de servicios.

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

PARA INFORMACION DIRIGIRSE A:

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

164

ADORAS DE
ACION
LATERAL

sencillas
eficaces
resistentes

PARA TODA CLASE DE TUBOS

MDL

ONDAS
COMPENSADORAS DE
DILATACION
AXIAL O LATERAL

EN ACERO AL CARBONO O
EN ACERO INOXIDABLE

S.M.M.P.-E

LA MAQUINISTA DE LEVANTE

LA UNION • CARTAGENA (MURCIA) TEL. 560.100-101-125 LA UNION • APARTADO 2

construcciones navales santodomingo

expertos en buques pesqueros

CARACTERISTICAS DEL ASTILLERO

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

Superficie de prefabricación
Cubiertos: 1.700 m²
Intemperie: 700 m²

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

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

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

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

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

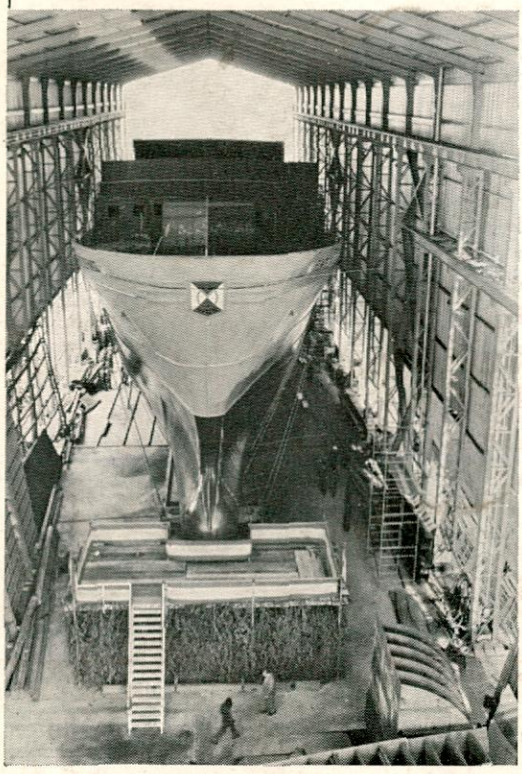
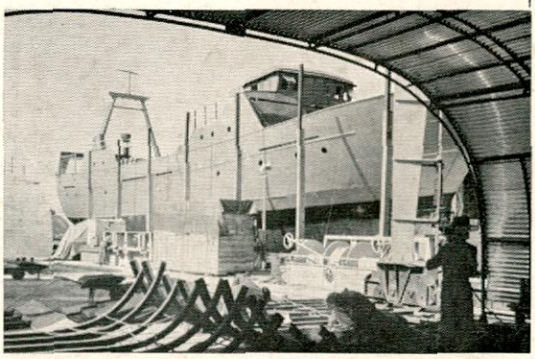
Grúas puente en Prefabricación
2 grúas de ..... 10 T.

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

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

BUQUES ENTREGADOS DURANTE 1976 (TRB)

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

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

2001