

AÑO L - NUMERO 564  
JUNIO 1982

# Ingeniería Naval

## DESGASIFICACION Y LIMPIEZA DE TANQUES, S. A.



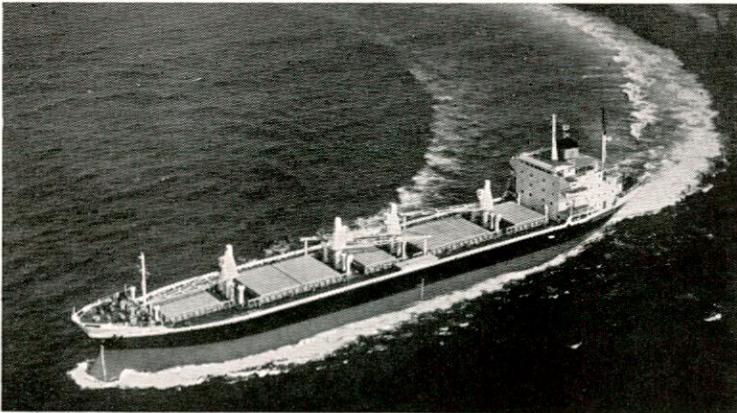
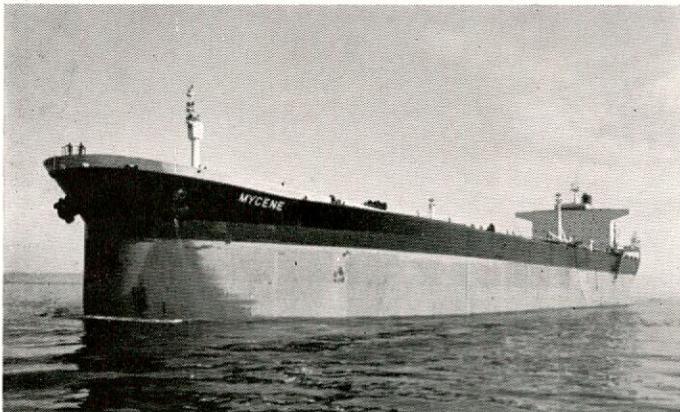
## DELTA, S.A.

Planta de desgasificación y limpieza de petroleros, recepción  
de lastres sucios y slops. Situada en la BAHIA DE CADIZ en el  
Centro de Reparaciones de ASTILLEROS ESPAÑOLES, S. A.



# ASTILLEROS ESPAÑOLES, S.A.

## BUQUES



CARGUEROS DE LINEA  
POLIVALENTES  
GRANELEROS  
MINERALEROS  
PETROLEROS DE CRUDO  
PETROLEROS DE PRODUCTOS  
OBOS  
CEMENTEROS

CEMENTEROS/GRANELEROS  
PORTACONTENEDORES  
ROLL-ON / ROLL-OFF  
ROLL-ON / ROLL-OFF Y  
LIFT-ON / LIFT-OFF  
FRIGORIFICOS  
LPG  
LNG

PESQUEROS  
REMOLCADORES Y  
EMBARCACIONES AUXILIARES  
BUQUES DE PASAJE,  
VELEROS Y YATES  
DIQUES FLOTANTES  
EQUIPOS DE DRAGADO  
INSTALACIONES FLOTANTES

**SOLICITE INFORMACION A: ASTILLEROS ESPAÑOLES, S.A.**

OFICINAS CENTRALES: PADILLA, 17-MADRID-6-Apartado 815  
Teléfono 4357840 - Telex 27690 Astil E-27648 Astil E - Telegramas ASTILLEROS-MADRID



# un Diesel para durar

Motores Diesel GUASCOR, Serie E, potencia de 184 a 668 KW.

Desarrollados para obtener altos rendimientos, con bajo índice de consumo.

Fabricados para durar, con bajo coste de mantenimiento, conservando todas sus prestaciones íntegramente.



Motores Diesel

Gutiérrez Ascunce Corporación, S.A.

Edificio GUASCOR

P.O.Box 30 / Zumaya / Guipúzcoa / Spain

Tel. (943)\* 861940

Telex 36310 - GUAZU - E

Solicite más información al apartado de correos, n.º 30 de Zumaya.

# Avaladas en España

Ofrecen las siguientes posibilidades

**MAN-Augsburgo**

Motores de dos tiempos desde 4.800 a  
44.040 CV (165/95 rpm)

Motores de cuatro tiempos desde 545 a  
21.600 CV (1000/450 rpm)

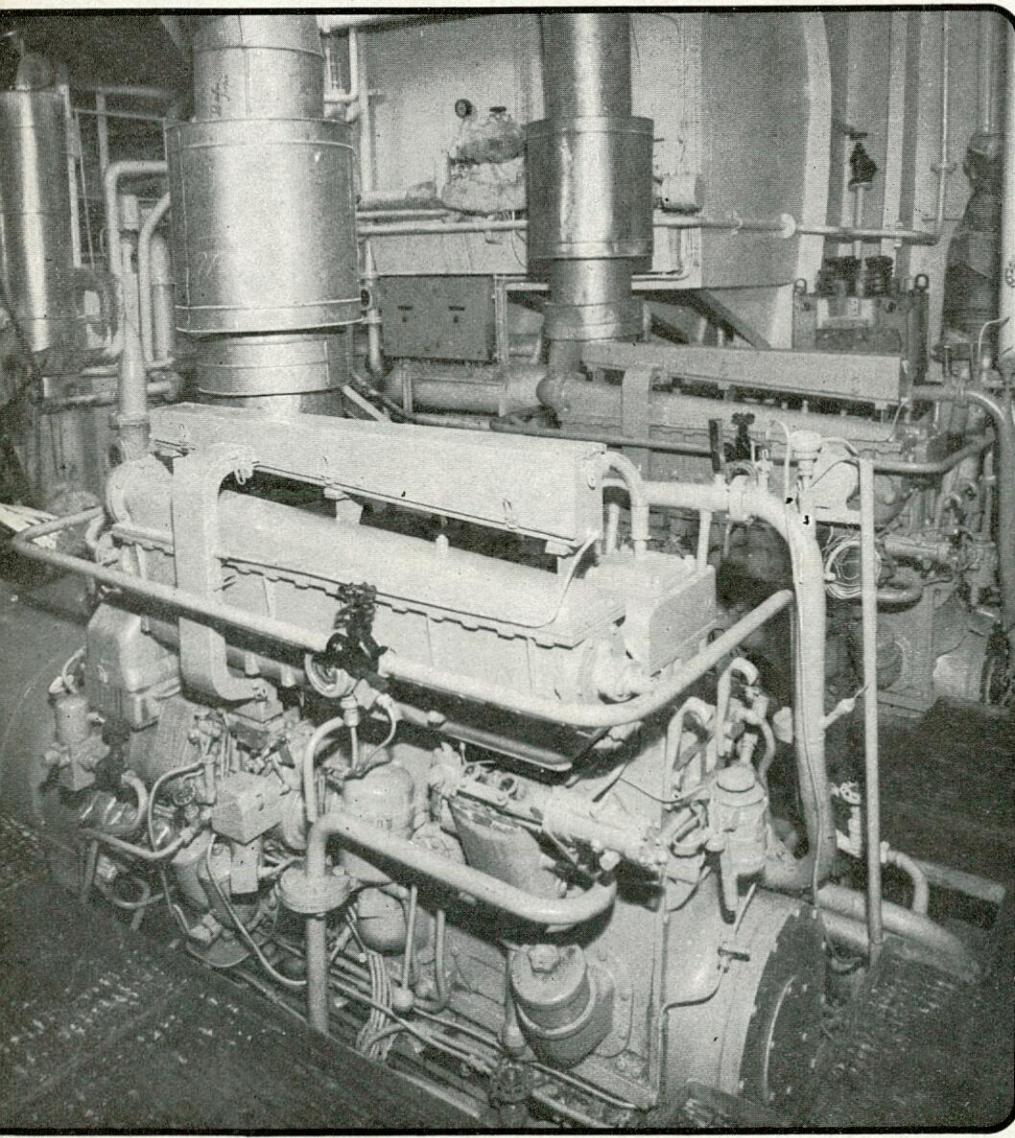
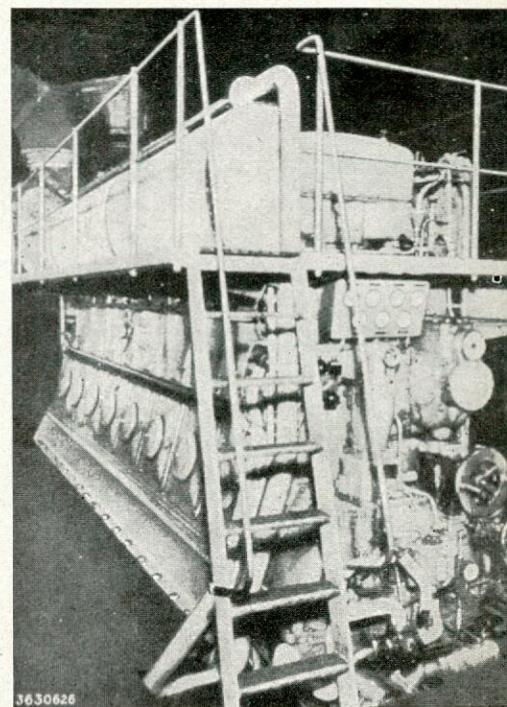
**MTU-Friedrichshafen**

Motores de cuatro tiempos desde 435 a  
5.850 CV (1200/2200 rpm)

**MAN-Nuremberg**

Motores de cuatro tiempos desde 43 a  
650 CV (1500/2300 rpm)

Licenciados: E.N. Bazan, La Maquinista y Astano

**PASCH Y CIA. S.A.****BILBAO-9**

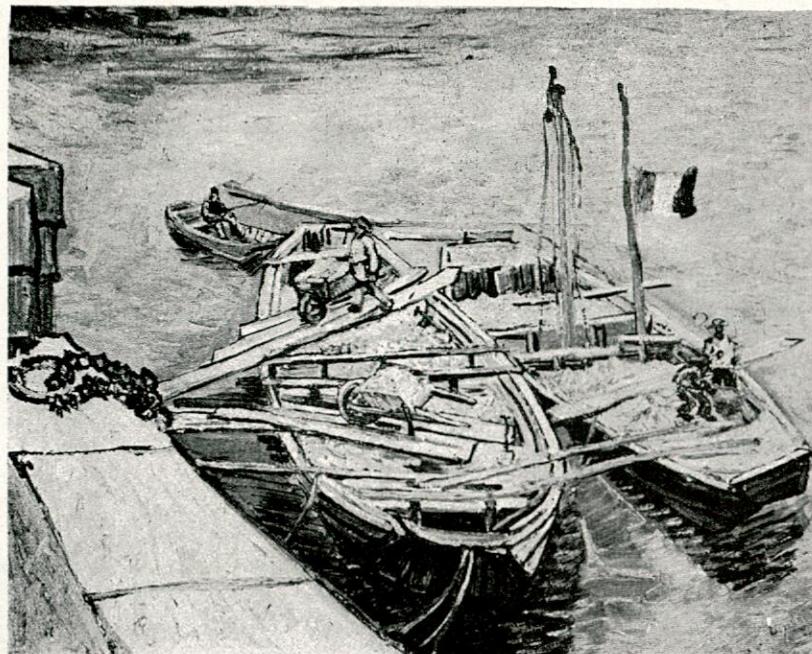
Alameda de Recalde, 30 • Telf. (94)424 28 06  
Telex 32720 - pasch-e

**MADRID-20**

Capitán Haya, 9 • Telf. (91)455 37 00  
Telex 22696 - pasch-e

**BARCELONA-6**

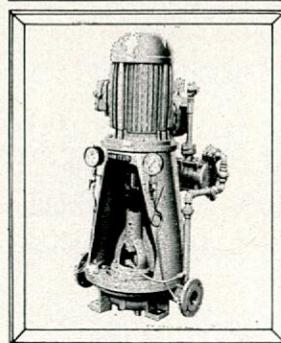
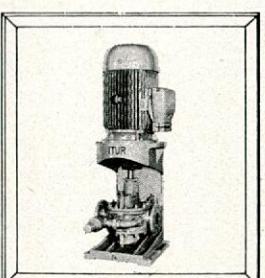
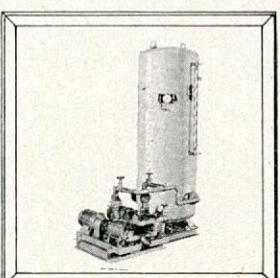
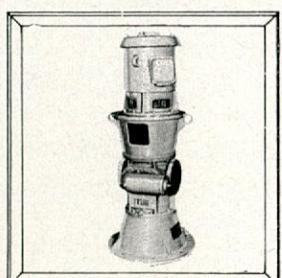
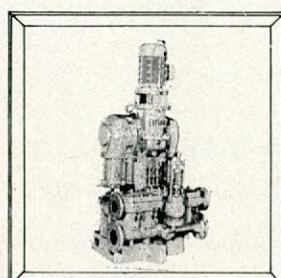
Tuset, 8 - 6.<sup>o</sup> • Telf. (93)217 19 63  
Telex 53063 - pasch-e



Muelle  
del Ródano.  
VINCENT  
VAN GOGH

# Bombas para la marina con una firma de relieve.

Van Gogh, una firma de relieve  
reconocida internacionalmente en el mundo del arte.



Así es también ITUR, un prestigio creciente, con más de 60 años al servicio de la industria naval y cubriendo todas las necesidades de bombeo que pueden presentarse en un buque:

Lubricación y refrigeración, por agua salada o dulce, de los motores principales. Trasiego de combustibles. Achiique de sentinas, lastre, baldeo y contra-incendios.

Limpieza del parque de pesca, circulación de viveros y salmuera, bombeo de vísceras y

residuos de pescado, en los modernos buques factoría y atuneros congeladores.

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

Solicite más amplia información a su proveedor habitual o al fabricante

**BOMBAS**  
**ITUR**

**MANUFACTURAS  
ARANZABAL, S. A.**

Apartado 41

Telf. (943) 85 12 45 - 85 13 45 (10 lineas)

Telexogramas ITUR

Telex 36335 - ARANZ-E y 36359 - ITUR-E

Zarauz (Guipúzcoa) España

Representantes y servicio post-venta en todo el país.

**ITUR**  
**fuente de soluciones**



# Canal de Experiencias Hidrodinámicas

Carretera de la Sierra, s/n.

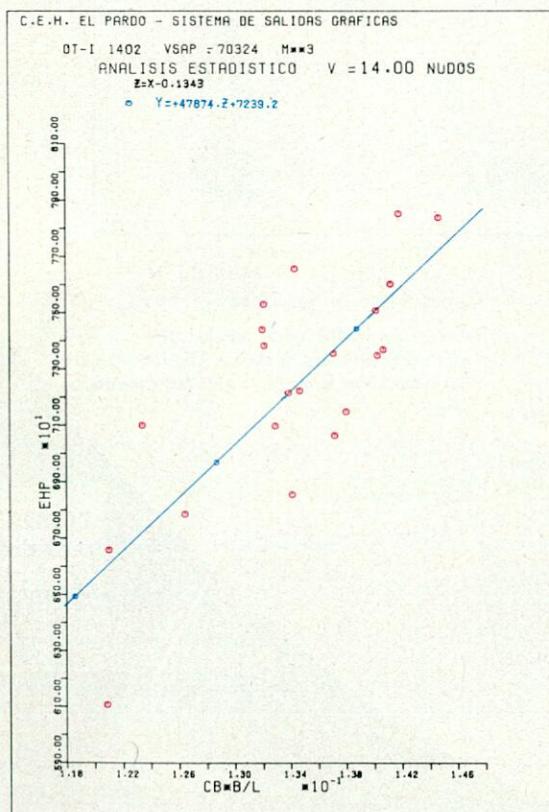
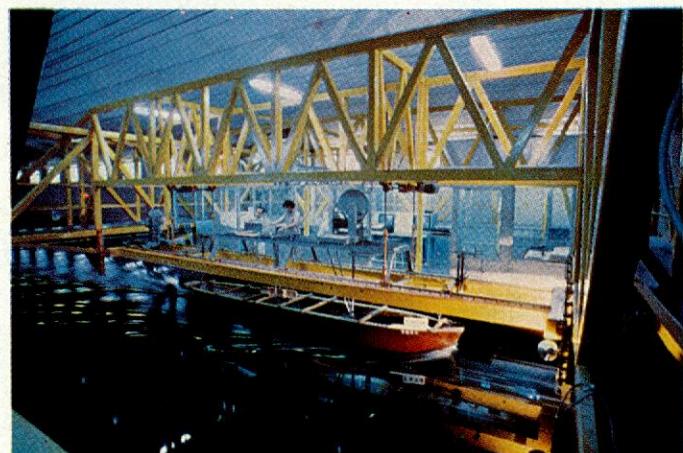
EL PARDO (Madrid)

Teléfono 736 02 00

Telex 43064

- Peso, en orden de ensayos ..... 50 t
- Velocidad máxima avante ..... 10 m/s
- ..... atrás ..... 5 m/s
- Regulación digital de la velocidad con precisión de ..... 0,001 m/s
- Aceleración máxima ..... 1 m/s<sup>2</sup>
- Mesa de medida regulable en altura.
- Adquisición digital de datos, controlada por microprocesadores.
- Circuito cerrado de TV, con dos cámaras, dos monitores y grabador-reproductor video para la visualización y filmación de los ensayos.
- Dimensiones del Canal:
  - Longitud ..... 320 m
  - Anchura ..... 12,5 m
  - Profundidad ..... 6,5 m

## NUEVO CARRO DE ENSAYOS



Ejemplo de salida gráfica de la Base de Datos, realizada con plotter.

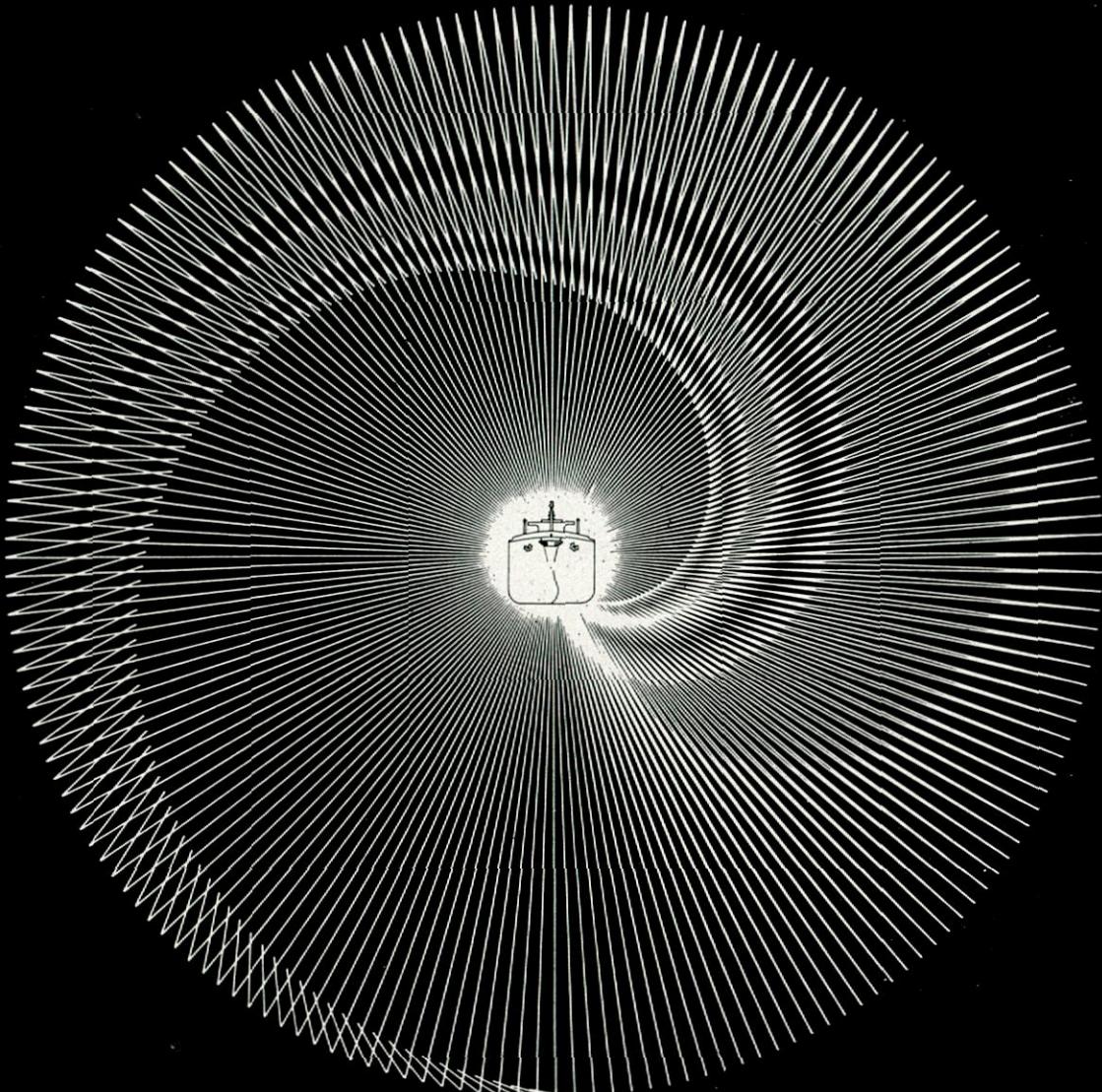
## BASE DE DATOS

El Canal de Experiencias Hidrodinámicas ha realizado más de 11.000 ensayos desde su creación en 1934.

En la Base de Datos Computerizada del Centro se encuentran almacenados los resultados de estos ensayos, así como las características de cerca de un millar de carenas y un número similar de propulsores.

Los Programas de Utilización de la Base de Datos permiten el rápido y cómodo manejo de toda esta información para la realización de una amplia gama de funciones, tales como:

- Predicción de curvas Potencia-Velocidad de nuevos proyectos.
- Dimensionamiento de buques.
- Proyectos de Formas.
- Valoración de carenas ensayadas en base a la estadística del Centro.
- Investigación Hidrodinámica en general.



# SENERMAR

La actividad de Sener, Sistemas Marinos, S. A. (SENERMAR) se centra en la investigación, estudio y resolución de los problemas técnico-económicos que se plantean en los campos del transporte marítimo, construcción naval, plantas industriales marinas, puertos, instalaciones portuarias y obras marítimas.

**SERVICIOS.** • Estudios técnico-económicos. • Ingeniería de buques. • Asistencia técnica a armadores. • Ingeniería de puertos y obras marítimas. • Ingeniería de plantas industriales marinas. • Ingeniería de astilleros.

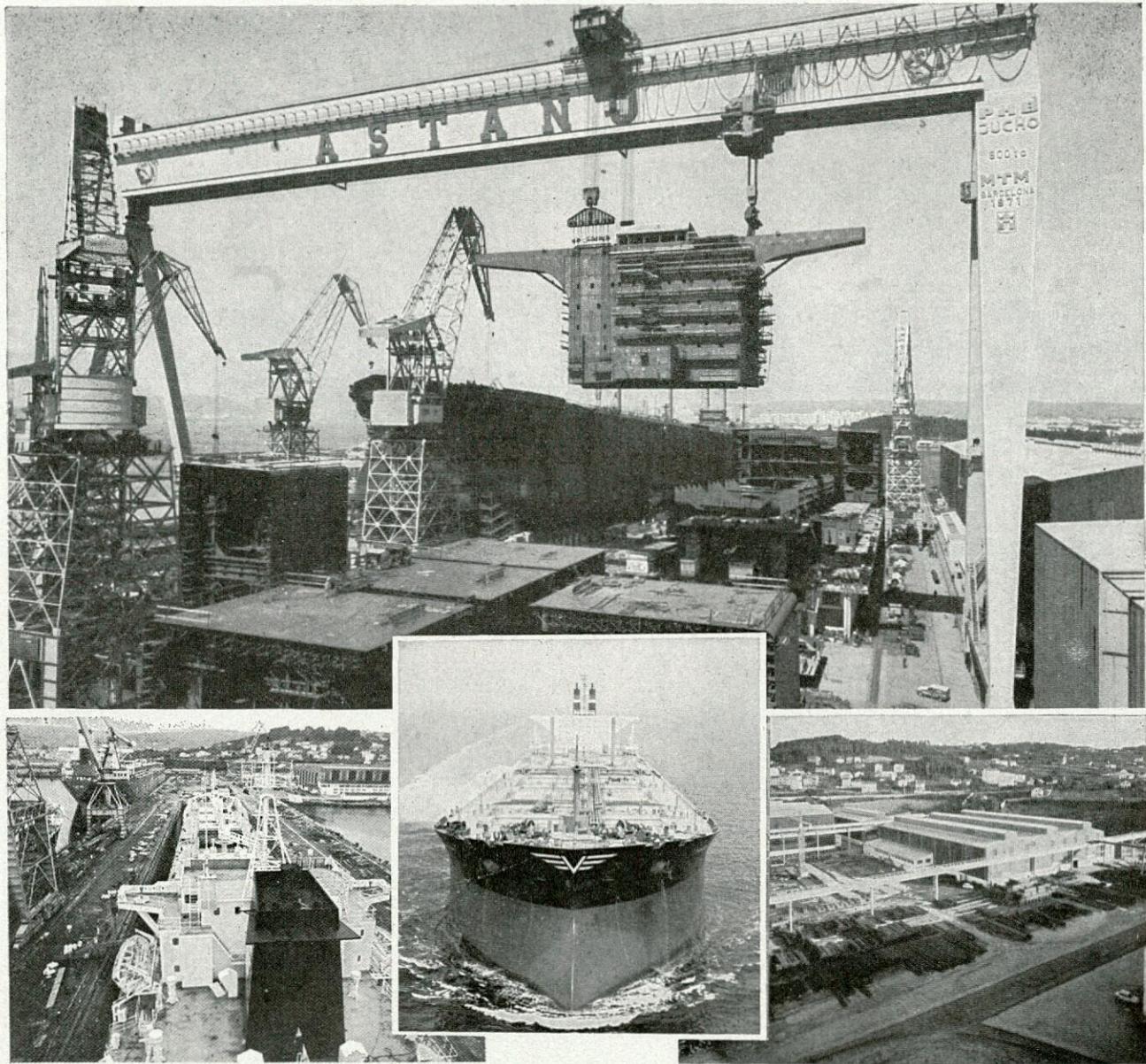
Unos 650 buques de todo tipo han sido construidos con proyecto de SENER desde su fundación en 1.956.

**TECNOLOGIAS AVANZADAS.** • Sistema Foran para el proyecto y construcción de buques. • Sistema de contención de gases licuados. • Sistema de apoyo de plantas industriales en fondo marino. • Sistema de proyecto de buques de casco desarrollable.

Sener ha concedido licencias de tecnología en España, Polonia, Italia, Francia, Reino Unido, Bulgaria, Rumanía, Japón, Corea, Unión Soviética, Bélgica, Argentina e Indonesia.

**SENERMAR**  
SENER SISTEMAS MARINOS, S. A.

RAIMUNDO FERNANDEZ VILLAVERDE, 65 (EDIFICIO WINDSOR) - MADRID-3 - TELEFONO 456 64 15 - TELEX 27350 TELEGRAMAS: **SENERMAR**



**ASTANO** está integrada por tres grandes Divisiones, cada una de las cuales cuenta con sus propios Departamentos Técnicos y de Producción, constituyendo tres organizaciones autónomas dentro de la unidad empresarial.

#### DIVISION REPARACIONES NAVALES

Cuenta con dos Diques secos y amplias y bien dotadas instalaciones, pudiendo realizar toda clase de reparaciones, transformaciones y alargamientos en buques de hasta 80.000 TPM. (especialmente obras de gran envergadura).

#### DIVISION CONSTRUCCION DE BUQUES

La experiencia, técnica, capacidad y medios de producción con que cuenta ASTANO, le permiten proyectar y construir cualquier tipo de buque que en cada momento requiera la demanda, a precios de rigurosa competencia internacional.

#### DIVISION INDUSTRIAL

Desarrolla una variada gama de actividades: fabricación y procesamiento de tubería, calderería, estructuras y módulos industriales, fundición, grupos electrógenos, etc. En el campo de la Industria Offshore, plataformas y sistemas para la explotación de hidrocarburos.

# ASTANO

ASTILLEROS Y TALLERES DEL NOROESTE, S.A.

EL FERROL  
TELEFONO: 34 07 00  
TELEX: 85-507-E



GENERAL PERON, 29 - MADRID-20  
TELEFONO: 455 49 00  
TELEX: 27-608-E

# Ingeniería Naval

AÑO L - NUM. 564  
JUNIO 1982

ORGANO OFICIAL DE LA ASOCIACION DE  
INGENIEROS NAVALES DE ESPAÑA

FUNDADOR:

† Aureo Fernández Ávila, Ingeniero Naval.

DIRECTOR:

Luis de Mazarredo Beutel, Ingeniero Naval.

COMITE ASESOR:

Fernando Casas Blanco, Ingeniero Naval.

Francisco García Revuelta, 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 ..... 2.000 pesetas  
Países hispanoamericanos .... »  
Demás países ..... 3.000 »  
Precio del ejemplar ..... 200 »

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

ISSN 0020-1073

Depósito legal: M. 51 - 1988  
Gráficas San Martín. Norte, 12. Madrid-8

## INDICE DE MATERIAS

### Artículos Técnicos

Del vehículo de colchón de aire (VCA) y su explotación marítimo-fluvial, por Pablo Ruiz de Azcárate Maset	188
Lancha de salvamento de náufragos, por Jaime Lloret Perales	199
Análise de riscos e segurança de estruturas de navios, por G. Guedes Soares y T. Mcan	202

### Noticias

#### BARCOS

Buque roll-on/roll-off de 5.500 TPM	213
Aerodeslizadores más económicos y silenciosos	217

#### ASTILLEROS

Actividad de los astilleros nacionales en el mes de abril de 1982.	217
La construcción naval mundial en el primer trimestre de 1982	218
Descenso de los precios de los buques	218
Sociedad china de construcción naval	219
Escasa demanda en Japón	219
Resultados e inversiones de British Shipbuilders	219
Acuerdo salarial en los astilleros japoneses	219
Escasa actividad en el mercado internacional	219

#### TRAFFICO MARITIMO

El mercado de graneles sólidos	220
Perspectivas para la flota petrolera	220
Evolución del tonelaje amarrado	220

#### PUBLICACIONES

Catálogo de grandes diques	220
----------------------------	-----

#### VARIOS

Idioma internacional del mar	220
Hélice de paso controlable mayor del mundo	221

#### REUNIONES Y CONFERENCIAS

Agenda	221
Bibliografía	224

### Portada

Vista parcial de la planta de desgasificación y limpieza de petroleros de DELTA, S. A., situada en la Bahía de Cádiz.

# Del vehículo de colchón de aire (VCA) y su explotación marítimo-fluvial (\*)

Pablo Ruiz de Azcárate Marset, Dr. Ing. Naval

## INDICE

1. PRESENTACION.
2. APUNTE HISTORICO.
3. CONCEPTOS BASICOS.
4. POSIBLES CAMPOS DE UTILIZACION DE LOS VCA.
5. FILOSOFIA DEL PROYECTO Y OPTIMIZACION.
6. CONSIDERACIONES ECONOMICAS.
7. UTILIZACION EN ZONAS COSTERAS.

### 1. PRESENTACION

Antes de entrar en los conceptos y descripción de este tipo de vehículos, quizás fuera conveniente hacer unas cuantas consideraciones sobre los nombres que se vienen empleando.

En primer lugar, la gran familia a que pertenecen estos vehículos podría ser la de los buques, embarcaciones o vehículos de superficie de alta velocidad, y dentro de ésta, los llamados vehículos de efecto de superficie, como denominación genérica caracterizada por dos conceptos que le son comunes:

- a) Utilizan el aire como medio para reducir su resistencia a la marcha; y
- b) Se sustentan con aire sobre la superficie sobre la que se desplazan.

Esta sustentación puede a su vez ser aerodinámica función de la velocidad del vehículo (vehículo WIG, RAMWING o CHANNEL FLOWING) o aerostática, en la que se crea un colchón de aire que soporta al vehículo, independientemente de la velocidad. Dentro de ésta se encuentran los vehículos de colchón de aire, cuyas denominaciones más empleadas pueden ser:

- VCA ó ACV: Vehículo de colchón de aire.  
Hovercraft: Vehículo levitante.  
CAB: Vehículo de burbuja de aire.  
Aeroglisseur: Aerodeslizador.  
SES: Buque de efecto de superficie.  
SIDEWALL: De paredes laterales.  
ANFINAVE: Buque anfibio de colchón de aire.

(\*) Trabajo presentado en el Primer Congreso Nacional sobre «Navegación Fluvial en la Península Ibérica», celebrado en Zaragoza del 12 al 14 de noviembre de 1981, organizado por la Asociación Nacional de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos y la Asociación de Ingenieros Navales de España.

Por nuestra parte, en este trabajo vamos a tratar de los vehículos de colchón de aire de carácter anfibio, a los que llamaremos indistintamente ANFINAVE o VCA, por entender que es un vehículo de carácter eminentemente marino: se desliza, pero no sobre el aire, sino sobre tierra o mar; es levitante, pero conceptualmente no estático, y, por último, es anfibio como característica única y exclusiva. Estas pudieran ser las razones que justifican nuestra denominación como *anfinave*.

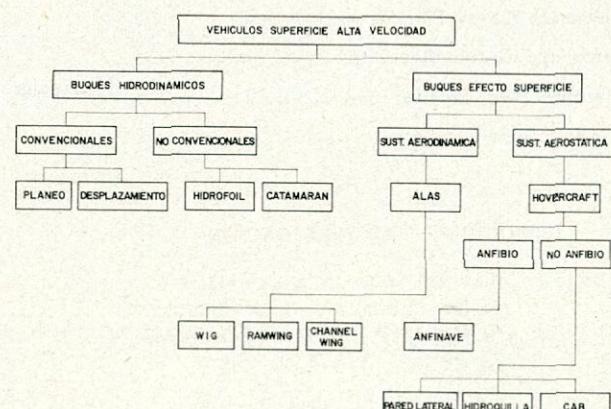


Figura 1.

### 2. APUNTE HISTORICO

En 1955, sir Christopher Cockerell patentaba un vehículo, al que llamó HOVERCRAFT, cuyas características respondían a los dos conceptos señalados; se sustentaba con un colchón de aire bajo él y avanzaba con una resistencia mínima al suprimir prácticamente su rozamiento con la superficie (agua y tierra). El procedimiento utilizado se llamó de «cortina periférica de aire», ya que, en efecto, el colchón de aire era retido por medio de un delgado chorro periférico de aire a mayor presión y dirigido hacia dentro, que creaba esa «cortina de aire». En 1959 se terminó la construcción del primer anfinave, el SRN1, que llegó a atravesar el canal de La Mancha el 25 de julio de 1959, entre Dover (Gran Bretaña) y Calais (Francia). A partir de entonces, de forma lenta, pero ininterrumpidamente, los anfinaves se extienden por el mundo, y en el último SURFACE SKIMMER 1980, se observa que existen unos cuatrocientos en funcionamiento y explotación de mediano (30 Tn) y gran tamaño (250 Tn) e innumerables mono o biplazas de carácter deportivo, si bien es verdad que el desarrollo de la tecnología se está llevando a cabo en muy pocas naciones (Gran Bretaña, Francia, Estados Unidos, Japón, Rusia y España).

En efecto, como apunte para la Historia aquí en España, el 23 de diciembre de 1978, en tierra y aguas del Mar Menor, de Murcia, en la Base Aérea de Los Alcázares, en las primeras horas de una clara mañana levantina, se descargaba sin gran aparato un artefacto poco usual, desde una plataforma de remolque, que había sido llevada por carretera hasta la Base.

Representantes de la Dirección de Investigación y Desarrollo (DID) de la Armada y directivos de la empresa CHACONSA (Murcia), constructora del vehículo, veían que una hora después el aspecto del artefacto había cambiado. Sus faldones de material flexible extendidos e hinchados, sus dos hélices en la superestructura a P<sub>p</sub>, y un casco blanco le daban un aspecto atrevido y potencialmente orgulloso de sus posibilidades.

Minutos más tarde el vehículo se ponía en movimiento por sus propios medios, y coincidiendo con la rotura en su popa de una botella de vino de Jumilla, de la región murciana, se deslizaba sobre la rampa, hacia la orilla, rodeado en su periferia de una ligera nube de polvo, que luego se convertiría en nube de espuma al entrar suavemente, y yo diría relajadamente, en las, aquella mañana, tranquilas y saladas aguas del Mar Menor.

El primer ANFINAVE español, el VCA-3 anfibio, de 4 Tn, iniciaba así un período de pruebas exhaustivas como prototipo experimental. El VCA-3 alcanzó sin estridencias los 40 nudos en su primera salida.

Actualmente, vehículos de colchón de aire anfibios, anfinaves, están funcionando a pleno rendimiento en el tráfico del canal de La Mancha. Unos del tipo inglés, el SRN4, y el Super SRN4 (260 Tn. 300 pasajeros, 100 coches) y el tipo francés Naviplane 500 (200 Tn, 400 pasajeros, 45 coches). Estos vehículos, que totalizan un desplazamiento del orden de 1.000 Tn (cinco anfinaves), están absorbiendo el 35 por 100 de todo el tráfico de viajeros y coches del canal entre Inglaterra y Francia (1), y recientemente, en mayo, se ha abierto en la misma línea el tráfico de mercancías con anfinaves, que señalan una consolidación clara del empleo de los VCA en líneas de estas características.

### 3. CONCEPTOS BASICOS

Desde tiempo ancestral, en los libros de ingeniería naval se trata exhaustivamente el tema del comportamiento dinámico de un buque, orientado siempre a su estabilidad y su velocidad. Las formas del casco de una parte, para disminuir la resistencia a la marcha, la mejora de los medios propulsores de otra, tienden de forma natural a que esa segunda característica sea lo más alta y económicamente posible dentro del contexto de cada tipo. El rozamiento que supone la presencia de sólido y líquido en contacto puede disminuirse si se aprovecha el efecto de un colchón de aire a baja presión, bajo el sólido, entre ambas superficies.

La existencia de un dispositivo que mantenga la presión de ese volumen de aire o colchón entre el vehículo y la superficie sobre la que desliza es la característica exclusiva del anfinave.

Este dispositivo, que llamaremos el sistema de sustentación y que es exclusivo de los VCA, consiste en esencia en las soplantes que suministran el caudal de aire y en unas extensiones flexibles, llamadas faldones, cuyo diseño o tipo varía de un constructor a otro, tratando siempre de conjugar las cualidades requeridas de seguridad, estabilidad, potencia necesaria mínima para mantenimiento de la presión, etc.

De acuerdo con lo anterior, un anfinave o vehículo de colchón de aire (VCA) anfibio puede definirse como em-

(1) Tráfico que es del orden de 8 a 10 millones de viajeros. El 65 por 100 restante se efectúa con los ferryes convencionales, que totalizan cerca de 80.000 Tns. (15 buques). Es fácil deducir que por unidad de peso la capacidad de transporte de los anfinaves es:

$$\frac{35}{65} \times \frac{80.000}{1.000} = 43,07 \text{ (cuarenta veces mayor)}$$

barcación, nave o buque que está soportado por encima de la superficie sobre la que se desliza por una cámara de aire bajo presión permanente, alimentada por unos ventiladores o soplantes y que se cierra inferiormente por esa superficie (agua o tierra) normalmente desigual y accidentada, lateralmente por una pared o cortina periférica de rigidez flexible y superiormente por el fondo de la estructura rígida que constituye el propio vehículo o embarcación. En resumen, un anfinave debe disponer de un sistema de sustentación que le permita ser anfibio, un sistema de impulsión que le permita navegar a alta velocidad y las instalaciones precisas que le permitan alojar y transportar personal y/o material dentro de los requisitos usuales de confort, seguridad, capacidad, etc.

### Sistema de sustentación

El primer sistema de sustentación, llamado de chorro periférico, consistía en mantener un chorro de aire a alta velocidad periféricamente y dirigido hacia el suelo y hacia el interior, consiguiéndose el equilibrio entre la presión de aire del colchón y la atmosférica por la variación del momento cinético del propio chorro. En este principio se basó el inventor del efecto del colchón de aire, Sir Christopher Cockerell, en un primer ensayo de los botes de conserva, y posteriormente en el primer prototípico tripulado SR.N.1, construido en 1959 (fig. 2).

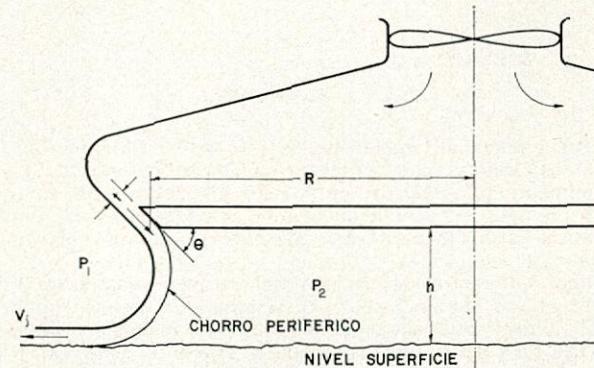


Figura 2.—Sistema chorro periférico.

El vehículo se mantenía separado del suelo, pero exigía una potencia desproporcionada para obtener una separación o altura sobre el suelo que fuera aceptable.

En el mismo SR.N.1 se fue modificando el sistema, añadiéndole unos faldones flexibles, colocados periféricamente, que permitían separar el chorro de la estructura rígida del casco. El inconveniente más grave era la falta de control de la orientación de las ranuras de salida de aire. Por otro lado, la altura no podía ser grande, pues la propia presión del colchón de aire empuja los faldones hacia afuera, incidiendo directamente en la estabilidad.

Fueron estos inconvenientes los que llevaron lentamente a introducir el concepto de bolsa o bucle periférico, actuando de distribuidor intermedio del aire entre la cámara plena y los segmentos (o dedos).

El concepto de chorro periférico desaparece por completo y el colchón de aire se convierte en una cámara cerrada limitada con la estructura rígida por arriba, con la superficie (tierra o agua), por la que se desliza, por debajo, y de una cortina de segmentos cerrados o abiertos en forma de U, uno al lado de otro, con bucle o bolsa distribuidora, a lo largo de todo el perímetro del vehículo.

Derivadas de estos conceptos, actualmente existen varias tendencias, como soluciones mixtas, que tratan lógicamente de aumentar las ventajas y disminuir los inconvenientes.

La primera puede ser la de la British Hovercraft Corporation, constructora de las series S.R.N., que emplea

bolsa y segmentos de forma que la presión de aire en la bolsa sea superior a la de los segmentos, que es la misma que la del colchón. Se consigue así unos segmentos muy flexibles y poca resistencia a la marcha, mientras que la bolsa periférica soporta bien los golpes e impactos de las olas. Como inconvenientes, se puede señalar que la altura de los faldones es de un 50 por 100 de la altura total del material flexible, lo que limita en cierto grado el aprovechamiento integral de la zona flexible; por otro lado, el diseño de la bolsa es muy complicado, dado que presenta zonas cuya sección transversal es de diferente curvatura, y, en fin, este sistema obliga a compartimentar el colchón de aire (mediante quilla transversal y longitudinal flexibles) para mejorar la estabilidad (fig. 3).

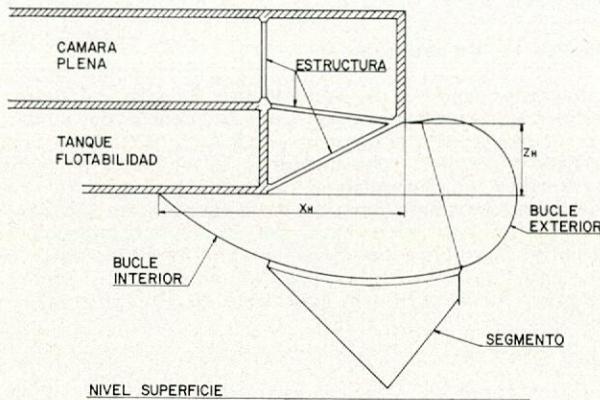


Figura 3.—Sistema BHC.

Otra tendencia, también inglesa, es la del National Physical Laboratory, que ha desarrollado la Hovercraft Development Ltd. (H.D.L.), en la que los segmentos, también reemplazables individualmente e independientes, van unidos a un bucle periférico. Los movimientos de balance o cabezada del vehículo originan un desplazamiento automático del centro de presión del colchón, que crea el oportuno par estabilizador. El sistema es menos rígido y el control del vehículo, así como su impulsión, debe tenerlo en cuenta, por cuanto en la virada se produce un efecto de escora hacia el exterior, que puede ser peligroso e incluso llegar a volcar el vehículo si coinciden acciones desfavorables de viento, corrientes y mar. Este efecto puede resultar más acusado en vehículos de una sola hélice (SRN6) (fig. 4).

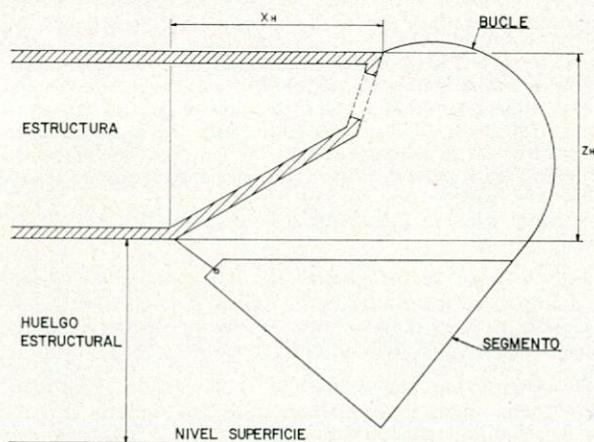


Figura 4.—Sistema HDL.

Conviene señalar que en estos sistemas de segmentos y bucle, los correspondientes a popa, suelen estar modificados para evitar el acucharamiento de agua. En esta misma línea, la empresa japonesa Mitsui Shipbuilding and Engineering emplea un sistema de sustentación mixto de bucle y segmentos, y éstos, a su vez, de distintos diseños. Unos para los segmentos de proa y costados, con toberas segmentadas y otro para la popa,

con una bolsa tipo D y de disposición adecuada para evitar el acucharamiento del agua. En este caso, la estabilidad del vehículo se consigue por compartimentación del colchón de aire.

Llevada a un extremo esta compartimentación, aparece el sistema francés del Ingeniero Bertin, muy diferente a los anteriormente descritos y basado en el principio de cámara cerrada, mediante el sistema de colchón múltiple. Los faldones están constituidos por troncos de conos repartidos en toda la extensión del fondo de la estructura rígida. El sistema es intrínsecamente estable si cada faldón o grupo de ellos está alimentado independientemente. La presión dentro de cada tronco de cono es muy superior a la del exterior a ellos (bajo la estructura), pero el área efectiva de sustentación es muy alta y por tanto la estabilidad también. Por el contrario, la multiplicidad de las cámaras de aire lleva consigo una mayor superficie de escape de aire; por ello se adoptó el empleo de un faldón periférico que encierra a todas las cámaras troncocónicas (fig. 5).

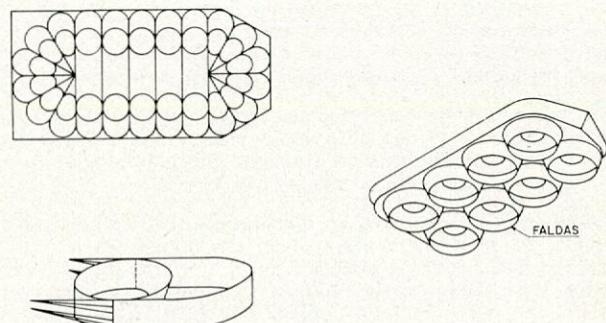


Figura 5.—Sistema Bertin.

El concepto es el ideal para el deslizamiento sobre una superficie lisa (lago helado, por ejemplo), pero en su funcionamiento normal sobre el agua se presenta el problema de que la estabilidad depende de la deformación (flexibilidad o rigidez) de los faldones para obtener los pares de adrizzamiento necesarios, según estado de la mar, viento, velocidad, etc.

En efecto, si el vehículo navega en una mar tendida de gran amplitud, puede ocurrir que una o varias cámaras se cierran completamente y la fuerza de recuperación permanece prácticamente constante, aunque el vehículo se acerque al suelo. Igualmente, si a causa de las olas, la separación entre el suelo y la cámara es muy alta, la presión en ella se iguala a la atmosférica y no existe el par de recuperación. Actualmente las cámaras troncocónicas están siendo rodeadas por unas camisas exteriores (Naviplane 500) con la parte inferior renovable, dado su mayor desgaste mejorando así la posibilidad de deformación de la geometría de los faldones, en presencia de superficies variables como la mar, de una parte, y el amortiguamiento de los golpes de mar sobre la estructura, de otra.

Por último, se hace preciso señalar el sistema español, patentado por la empresa CHACONSA, primera constructora de un anfibio en España, que si bien sigue la tendencia de bucle y segmento, ha introducido unas sustanciales modificaciones que lo hacen único y, según las pruebas efectuadas exhaustivamente sobre modelos y sobre prototipos, de una eficacia notable. Se han mantenido las buenas características de los dos tipos desarrollados en Inglaterra, tales como (fig. 6):

- Los segmentos tienen el 100 por 100 de la altura libre (entre superficie y estructura rígida) (H.D.L.).
- La facilidad de recambio y accesibilidad a todos y cada uno de los segmentos (H.D.L.).
- La menor resistencia al avance sobre olas, a causa de la rigidez variable de los segmentos (H.D.L.).
- El posible control de esta rigidez variable al hacer el paso de aire del bucle a los segmentos a través de orificios discretos (B.H.C.).

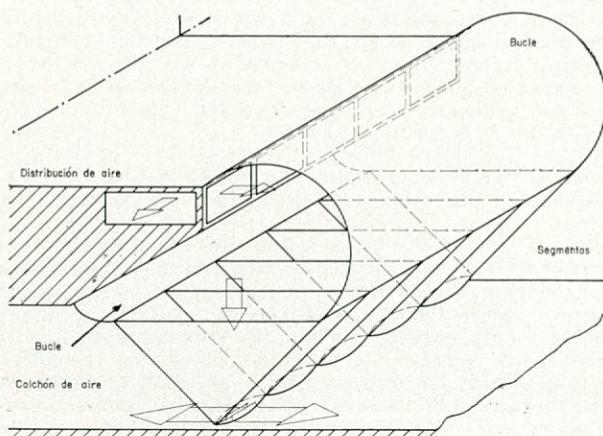


Figura 6.—Sistema Chacónsa.

Y se han añadido otras características originales que implican las siguientes ventajas:

- Los segmentos están formados de una sola pieza desarrollable y susceptible de instalarla en varias posiciones distintas.
- Se emplea una disposición en S, que hace que entre dos recintos contiguos se tengan 3 paredes de material flexible y no 4, como es usual, con el ahorro de peso y material que ello supone (fig. 6A).

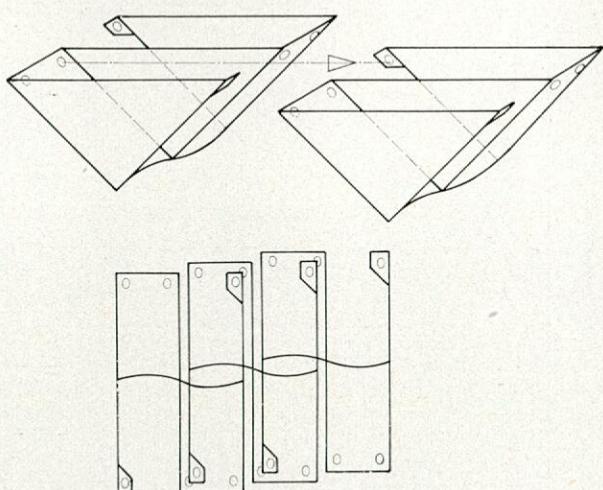


Figura 6A.—Disposición abierta.

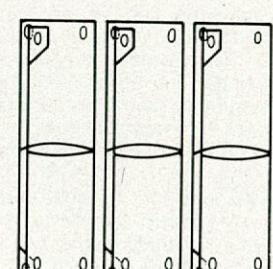
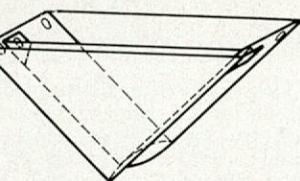


Figura 6B.—Disposición cerrada.

— Esta disposición consigue una estanqueidad flexible y perfecta.

— La misma pieza desarrollable puede colocarse en disposición cerrada, quedando los segmentos totalmente independientes, similar a los del Sistema HDL e idóneos para la zona de popa, por evitarse el acucharamiento de agua (fig. 6B).

El par de adrizamiento, en el caso de los segmentos cerrados, es notablemente mayor que cuando éstos son abiertos. En efecto, la propia inercia del material flexible, al pasar un obstáculo, da lugar a escapes de aire intersegmentos, lo que obliga a que la presión del colchón de aire, inferior a la de los segmentos, tenga que ser mayor que en el caso de que éstos sean cerrados, como consecuencia de esos escapes de aire. Como, por otro lado, la resistencia al avance debida a la formación de las olas depende del número de Froude y del cuadrado de la presión del colchón, a relación B/L constante, interesa que esta presión sea lo menor posible, en contradicción con lo anterior. Si a esto se añade que la manga, B, mínima, es función de la altura de faldones y su rigidez a mayor rigidez intrínseca de éstos menor manga y, por tanto, menor resistencia hidrodinámica.

Y, por último, dado el desarrollo sencillo de los segmentos al ser de una sola pieza y emplear en toda la periferia el mismo tipo, con la sola diferencia de disponerlos en S o cerrados (Popa), abarata notablemente su construcción y mantenimiento.

Creemos que con estas someras descripciones de los distintos sistemas de sustentación y con independencia de sus ventajas e inconvenientes, el concepto básico y exclusivo de los vehículos de colchón de aire o anfibio ha quedado explícita; una burbuja de aire a presión sostiene dinámicamente una estructura rígida, sobre la que se instalarán todos los elementos precisos para mantener ese caudal de aire para impulsar el vehículo, para transportar personas y/o material, etc.

Dentro de ese sistema de sustentación hemos señalado se encuentran los soplantes y ventiladores que suministran el caudal de aire necesario.

En relación con esto, podemos señalar que el tipo de ventilador más usado actualmente es el centrífugo, que proporciona un alto caudal a presión superior a la atmosférica (el orden de ella es de 140 a 400 kgf/m<sup>2</sup>). También se han empleado ventiladores axiales e incluso mixtos (axial y centrífugo), como es el caso del HM-2, no anfibio.

Es evidente que el tipo de soplante será función de su ubicación en el vehículo, la distribución del aire, su conexión al sistema de impulsión, etc.

En general, la velocidad de rotación para uno axial es muy superior. Por otro lado, el ventilador axial, aunque a iguales condiciones puede resultar de mayor rendimiento, puede ser más susceptible de variación, según situación y disposición del flujo de aire.

En fin, aparte de la mayor facilidad de construcción, el margen de funcionamiento estable es mayor en el ventilador centrífugo, lo que es importante en el momento de levantamiento o despegue, en el que la soplante tiene que dar una presión alta (que venza la inercia) con caudal nulo.

Otro factor a tener en cuenta es la disposición de los conductos de admisión, que en general se sitúan en la parte superior de la estructura para minimizar la admisión de polvo o espuma que se levanta alrededor del vehículo, sobre todo a baja velocidad.

También es importante la situación respecto al flujo saliente de los propulsores, donde la incidencia en el empuje puede ser importante. En general, la situación de las admisiones debe ser ensayada en modelos adecuados que garanticen una pérdida de empuje mínima.

### Sistema de impulsión

Una vez conseguido el colchón de aire, capaz de sustentar la estructura, es preciso disponer del sistema adecuado que impulse el conjunto, es decir, el vehículo completo, y le permita navegar o deslizarse, venciendo la resistencia total al avance, como suma de distintas resistencias parciales aerodinámicas e hidrodinámicas que es preciso considerar en los anfibios, tales como:

- Resistencias aerodinámicas del casco, de timones, de soportes de los propulsores, de apéndices y toma de aire.
- Resistencia hidrodinámica de formación de olas.
- Resistencia hidrodinámica de humedecimiento.
- Resistencia hidrodinámica de choque con las olas.
- Resistencia del viento.

Es fácil ver que todas ellas no son fáciles de estimar con exactitud. En el primer grupo es preciso recurrir a ensayos de carácter aeronáutico (túnel de viento) con coeficientes empíricos de los perfiles clásicos de aviación, mientras que las del segundo grupo exigen a su vez ensayos de carácter marino (canal de experiencias).

En la curva de la figura (fig. 7) se puede observar la incidencia de cada una, en la resistencia total, y se aprecia la resistencia de humedecimiento, como una de las más significativas y que desgraciadamente, hasta el momento actual, no disponemos de métodos razonablemente precisos para su predicción.

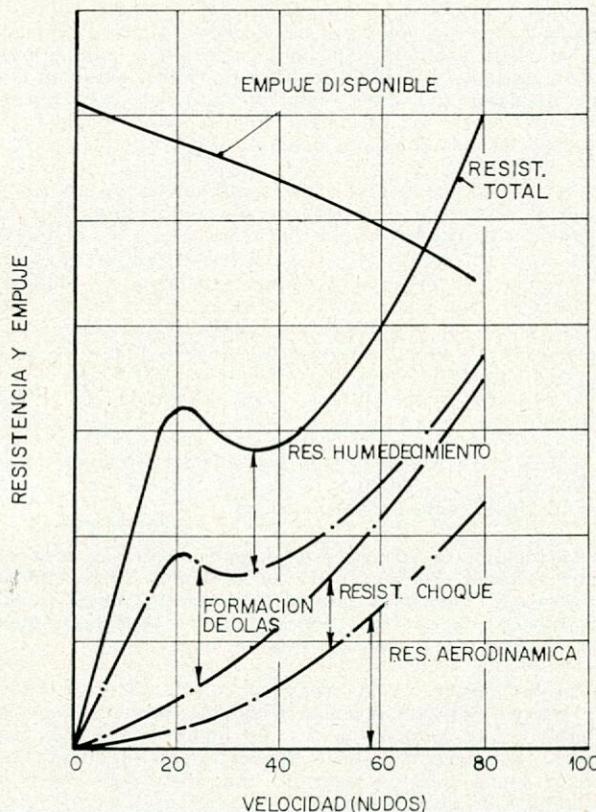


Figura 7.

Por otro lado, es frecuente hasta la fecha emplear la potencia disponible en los VCA como sistema de propulsión integrada, es decir, la misma fuente suministra la potencia para la sustentación y la propulsión, bien con una sola unidad o varias independientes.

Las potencias requeridas para la impulsión son del orden de los 40/90 Hp/Tn de peso total y para la sus-

tentación de 30/60 Hp/Tn, es decir, en el sistema integrado son necesarios de 80 a 150 Hp/Tn. Consecuencia de ello es que a partir de un cierto tamaño la instalación propulsora ha de ser con turbina de gas, que hasta el momento son de tipo aéreo, acondicionadas para este tipo de vehículos y dotadas de sistema de filtrado contra el polvo y espuma.

En la curva de la figura (fig. 8) se señalan las tendencias de las turbinas de gas y los motores diesel rápidos y ligeros en función del coste/SHP y el peso/SHP y puede observarse su acercamiento. El consumo específico en la turbina de gas es bien conocido, que supera notablemente el de los motores diesel y parece queda todavía algún tiempo hasta que se alcance un mayor acercamiento en este aspecto tan importante en los tamaños que superan las 100 Tns. Uno de los problemas que presentan las turbinas aéreas es el rápido deterioro que pueden sufrir a causa de la espuma marina (depósitos de sal) o la nube de polvo silílico (arena) de la playa. La construcción modular de las turbinas facilita y abarata el mantenimiento y puede disminuir notablemente el tiempo de inactividad del vehículo. La competitividad de este medio de transporte en sus aplicaciones específicas ha de centrarse en el coste inicial y en el mantenimiento; por ello, puede concluirse que las dos cualidades más importantes que han de contemplarse en el próximo futuro para la planta de potencia del anfibio deben ser el coste por caballo de la inversión y el coste del mantenimiento por hora de operatividad.

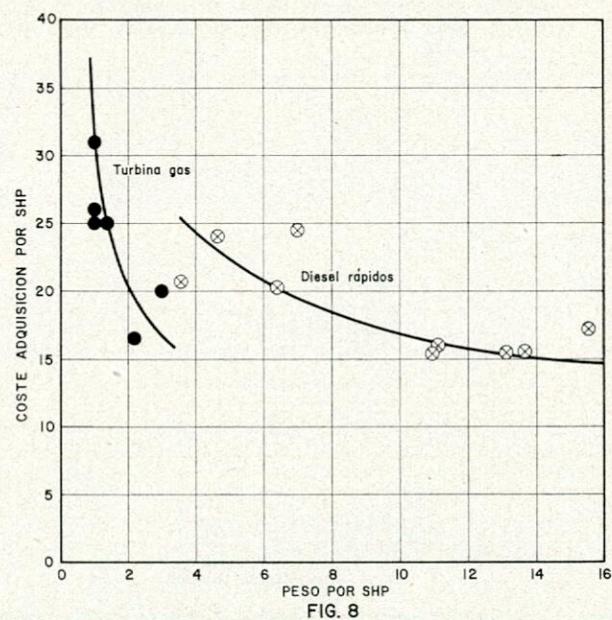


Figura 8.

Respecto a los servicios auxiliares, indicar sólo que la potencia absorbida puede ser del orden del 4 al 5 por 100 de la total. En los VCA pequeños se obtiene del sistema integrado; en los mayores se pueden montar los grupos independientes que cubran los servicios de control y gobierno, contra incendios, achique, aire acondicionado, aire comprimido, alumbrado, etc.

Para terminar conviene señalar un aspecto que en el VCA es muy importante: el ruido. Su propulsión con hélices aéreas de gran diámetro implica unos niveles de ruido en la superficie del agua o tierra muy elevados si no se presta especial atención al diseño. Las zonas habitables deben ser proyectadas con tecnología de aviación, debidamente insonorizadas y cerradas.

Con esta somera idea de lo que caracteriza el anfibio podemos pasar a ver de forma general los posibles campos de aplicación de estos vehículos anfibios y rápidos, que prometen poco a poco ir ganando terreno en esos campos.

#### 4. POSIBLES CAMPOS DE APLICACION

Los campos de aplicación de un VCA vienen condicionados directamente por las ventajas e inconvenientes peculiares de este tipo de vehículos, las cuales se pueden sintetizar en:

a) El VCA posee una capacidad clara de alcanzar una velocidad muy alta (de 40 a 70 nudos), particularmente en buenas condiciones de mar y viento.

b) El VCA tiene capacidad anfibia, reduciendo, por tanto su dependencia de bases fijas (puerto, muelle, etcétera), permitiéndole operar en bajos fondos, refugiarse en playas o calas no preparadas expresamente, eludir la vigilancia radar, etc.

c) A potencia similar, posee una capacidad de cargo muy superior a los FPB y Helicópteros y puede aceptar considerables sobrecargas.

d) Es inmune a explosiones submarinas, torpedos, minas, etc.

e) La firma magnética, acústica y de presión de un VCA es prácticamente nula.

f) Su dotación es mínima frente a buques de similar tamaño y exigencias.

Por el contrario, entre los inconvenientes deben citarse:

a) Autonomía limitada, debido a su alta relación potencia/peso (empleo de turbinas).

b) Coste (actual) elevado al tratarse de prototipos o series muy cortas.

c) El comportamiento en la mar del VCA, en términos de velocidad y altura de la ola, es bajo al compararlo con buques convencionales, si bien puede ya confirmarse que su comportamiento es función del tamaño del VCA, de forma que su capacidad de aguantar mar gruesa, mejora enormemente en cuanto supera un tamaño del orden de las 200 Tns. (SRN4), pudiendo mantener velocidades muy superiores a un buque convencional. Dentro de este concepto puede añadirse que el punto flaco del VCA es su maniobrabilidad. Su radio de giro es exagerado debido al derrape característico, como consecuencia de su falta de rozamiento con la superficie. Sin embargo, su capacidad de frenado es muy grande respecto a buques convencionales. El SRN4 a 40 nudos para en unos 340 metros.

A la vista de lo anterior es fácil concluir los campos de aplicación, militares y civiles.

##### Aplicaciones militares:

- Asalto anfibio.
- Apoyo logístico en operaciones anfibias.
- Guerra de minas (MCM y Minador).
- Defensa antisubmarina.
- Golpes de mano.
- Plataforma de helicópteros.
- Vigilancia marítima.
- Búsqueda y salvamento.
- Exploración zonas fluviales.
- Operación en zonas frías (Artico y Antártico).

##### Aplicaciones civiles:

- Transporte de viajeros (estrechos, ríos, lagos, etc.).
- Transporte de vehículos y mercancías.
- Rompehielos.
- Buques hidrógrafos.
- Apoyo a plataformas petrolíferas.
- Buques de salvamento.

#### 5. FILOSOFIA DEL PROYECTO Y OPTIMIZACION

La filosofía y técnicas usadas hasta ahora en la industria de los VCA ha seguido las prácticas de la industria aeronáutica, alta resistencia y bajo peso, y de ahí que los materiales empleados hayan sido aleaciones ligeras (aluminio, magnesio, etc.) y el PRFV (poliéster reforzado con fibra de vidrio).

Asimismo, los requerimientos de la norma británica «British Civil Air cushion vehicle» se basan fundamentalmente en la técnica aeronáutica que no tiene, necesariamente, que ser de aplicación a los VCA. En efecto, la tendencia actual tiende a «marinizar» cada vez más la estructura y elementos constructivos del VCA, empezando por las turbinas que si bien, en sus comienzos, se emplearon turbinas de avión, adaptadas, hoy se está profundizando en construirlas directamente aptas para el VCA, teniendo muy en cuenta el problema de las nubes de agua y arena o polvo que se forman ineludiblemente a baja velocidad y que pueden dañarlas considerablemente.

En línea con lo anterior, el anfinave debe ser considerado como vehículo marino con propiedades anfibias y de ningún modo como vehículo todo terreno o un híbrido entre aeronave, buque e incluso camión. Consecuencia práctica de este enfoque es alcanzar un casco de gran solidez que soporte bien los impactos de ola a gran velocidad, un alto francobordo y una relación de eslora/manga alta (entre 2 y 3). Con ello se consigue una concentración de pesos lejos de Pr y Pp y favorecer la maniobrabilidad y control del vehículo, y esto es importante por ser, como ya hemos dicho, un punto flaco de los anfinaves. Concretamente, hay un efecto que conviene señalar de inestabilidad de los VCA, que es el llamado plow-in u «hocicamiento», consistente en una cabezada acentuada, que puede producirse a alta velocidad, como consecuencia de un aumento repentino de la resistencia a la marcha por excesivo humedecimiento de los faldones de Pr o una reducción del flujo de aire al colchón o un corrimiento del C de G a Pr, lo que implica una desaceleración y progresiva cabezada favorecida por el par de los propulsores a Pp.

Otro aspecto a considerar en el diseño es la conveniencia de que a partir del primer vehículo construido se vayan desarrollando otros geométricamente semejantes de diferentes tamaños. De esta forma cada uno puede actuar como modelo experimental de nuevos vehículos de tamaño creciente.

En todo el programa de investigación que llevamos a cabo actualmente se ha mantenido esta filosofía con resultados altamente satisfactorios. Es evidente que así, tanto el tiempo como el coste se reducen considerablemente.

Siguiendo estos criterios, la optimización del proyecto tiene que basarse en los puntos esenciales señalados de:

- Estructura tan robusta y simple como sea posible (aleación naval ligera de aluminio al magnesio, plancha corrugada, remaches y soldadura).
- El anfinave está en ambiente marino esencialmente, aunque su «aparcamiento» sea en tierra; por ello los componentes de tuberías, cables, auxiliares, etc., deben ser de tipo naval.
- Los factores de seguridad deben adaptarse a los requerimientos de las normas internacionales de seguridad de la vida en la mar.
- La estabilidad puede mejorar, compartimentando la cámara plena del colchón de aire y usando quillas de estabilidad.
- Asimismo, el sistema de rigidez variable mediante el control de la distribución del aire al bucle y segmentos de los faldones garantiza una buena estabilidad.
- El nivel de ruido se debe mantener entre los 80 y 90 decibelios, en base a navegaciones no superiores a diez horas (400 millas) para VCA de tamaño mediano.

- El control de rumbo se obtiene mediante hélices de paso variable (mínimo dos) a velocidad baja y con timones aerodinámicos aprovechando el chorro de aire de las hélices a velocidad de crucero.

## 6. CONSIDERACIONES ECONOMICAS

En el momento actual es difícil hacer un estudio exhaustivo del aspecto económico, como elemento de transporte, del VCA, debido al pequeño número de ellos construidos y en explotación y sobre todo a que los actuales son considerados como prototipos, es decir, vehículos experimentales. Es preciso dejar transcurrir unos años hasta que la fabricación en serie de diferentes modelos permitan un análisis económico de garantía. No obstante, hay ya literatura suficiente para señalar una tendencia clara a la viabilidad económica de este tipo de vehículos en misiones y campos de aplicación muy concretos, evitando caer en generalizaciones siempre muy arriesgadas.

La distribución del coste total de un VCA de 15 a 30 Tns. puede ser en principio como sigue:

Materiales	40 %
Mano de obra	45 %
Pruebas	5 %
Varios	10 %

Dentro de los materiales el reparto aproximado es:

Materiales estructurales	4 %
Material de faldones	2 %
Propulsión (turbinas, hélices y engranajes)	60 %
Soplantes	3 %
Sistemas auxiliares	16 %
Sistemas de control	15 %

Hay que resaltar el apartado propulsión, cuya incidencia (60 por 100) puede variar notablemente en función de la planta elegida, función a su vez del tamaño. Puede estimarse que un VCA de más de 30 Tns. debe ser dotado de turbina de gas para mantener una buena relación carga útil/peso total (del orden actual de 0,35 a 0,45) y una velocidad sostenida elevada, factores ambos que redundan directamente en la explotación.

Los dos gráficos (figs. 9 y 10) que se adjuntan señalan los costes operativos VCA en comparación con Helicópteros y buques de alta velocidad convencionales (FPB), donde es fácil apreciar la ventaja del VCA.

En un estudio hecho por el Ministerio de Defensa Inglés sobre los VCA, en un papel de cazaminas y un cazaminas moderno para un ciclo de 600 horas/año durante 20 años, el coste total es favorable al VCA en un 25 por 100 (fig. 11).

Y es ésta una consideración importante, pues de más en más, en el ciclo de vida de un buque el porcentaje, en coste, que supone la adquisición va disminuyendo respecto al coste del ciclo total por razones de todos conocidas; los costes del combustible, del personal y del mantenimiento, crecen en progresión casi geométrica.

Respecto al primero es necesario alcanzar un consumo específico lo más bajo posible. La figura 8 nos muestra que el acercamiento de la turbina de gas y los motores diesel rápidos es notorio y que a esta tendencia hay que añadirle el tipo de combustible a emplear que en el caso de la turbina puede ser notablemente más barato (Keroseno) que el diesel-oil.

Respecto al segundo, el mantenimiento puede resultar, a tamaños comparables, más económico en el VCA que en un buque convencional por, entre otras, las siguientes razones:

- Las reparaciones son en tierra (buenos medios de alzado, taller cercano, transporte rápido, estabilidad).
- La protección de la estructura es más eficaz (hay

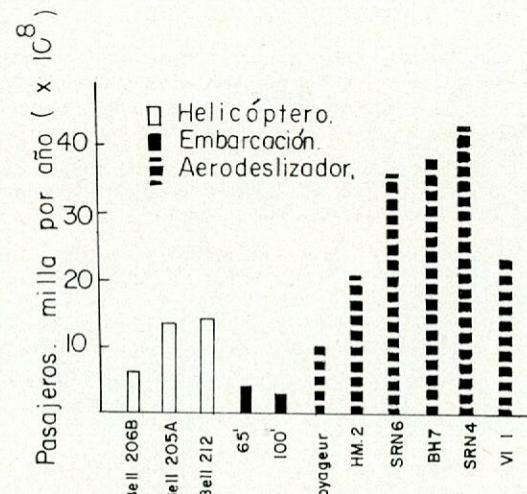


Figura 9.

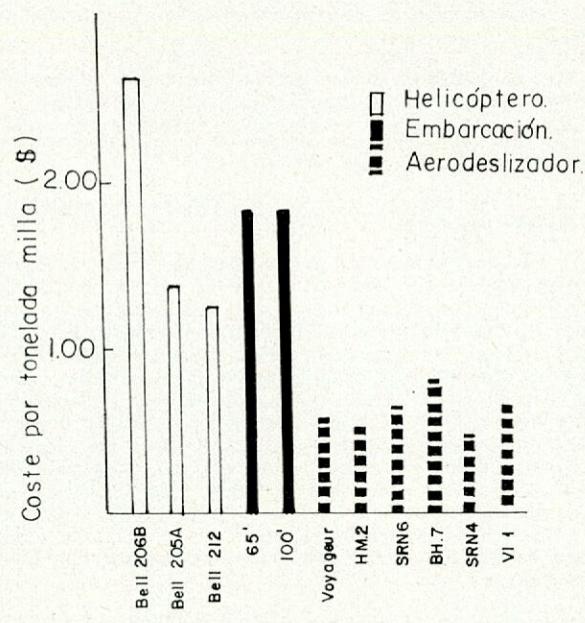


Figura 10.

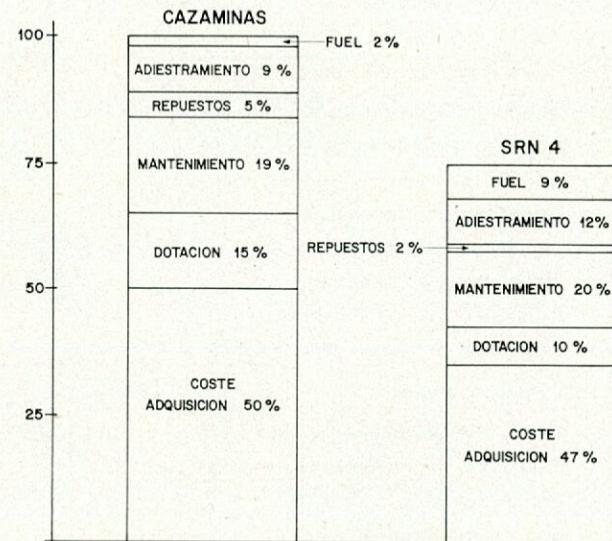


Figura 11.—Coste total del ciclo de vida del SRN 4 y cazaminas (20 años a 600 horas-año).

muy poca corrosión catódica, ya que el anfinave «aparca» en tierra).

- El desgaste de la estructura flexible (faldones) se limita a los «dedos» o segmentos, que son baratos y fáciles de reemplazar.
- La fabricación modular de las turbinas favorece su mantenimiento.
- Su extracción de equipos e instalaciones puede ser en general mucho más sencilla que en un buque tradicional.

Y, por último, respecto al personal, la dotación de un VCA es muy inferior, ya que se reduce a piloto, copiloto, radio y algún auxiliar, es decir, el concepto, aquí, es totalmente aeronáutico. A título de ejemplo, el SRN4 «super» lleva 3 de dotación y lugar para un cuarto en período de entrenamiento en la cabina de mando.

En el cuadro 1 se ha señalado una estimación de los porcentajes a aplicar a cada uno de los conceptos de los gastos operacionales (fijos y variables) para un mínimo de dos anfinaves de 40 Tns.

#### DOS ANFINAVES DE 40 TNS.

	Por año %
<b>Gastos fijos anuales</b>	
1. Amortización y financiación .....	30,0 (10+20)
2. Seguros .....	5,0
3. Anfipuerto .....	3,0
	<b>38</b>
<b>Personal</b>	
4. Navegantes .....	10,0
5. Mantenimiento .....	8,0
	<b>18</b>
	<b>56</b>
<b>Gastos variables</b>	
6. Combustible y aceites .....	28,0
7. Mantenimiento:	
Estructura rígida .....	2,0
Estructura flexible .....	3,0
Auxiliares y servicios .....	5,0
8. Gastos varios .....	6,0
	<b>44</b>
	<b>100,0</b>

Porcentajes respecto al coste de adquisición, con un tiempo de utilización de 2.000 horas/año entre las dos anfinaves y un ciclo de vida de 5 años.

Un factor determinante, en los estudios de coste, es la relación del coste de adquisición a la productividad, entendiendo por tal el producto de carga útil por la velocidad de crucero (Tonelada nudo). En el caso de los anfinave parece más correcto emplear la carga útil (payload) más combustible, porque éste puede variarse sustancialmente en función de las misiones o destino concreto del anfinave y su campo de aplicación.

En la tabla (fig. 12) se ha hecho una pequeña recopilación de distintos tipos de VCA, actualmente en funcionamiento, del que se pueden deducir algunas conclusiones.

En primer lugar la relación de carga útil al peso total es muy favorable oscilando alrededor del 40 por 100, lo que señala una muy buena posibilidad de la plataforma.

En la fig. 13 hemos señalado una figura comparativa de varios tipos de VCA y sus cargas útiles en relación con sus dimensiones principales.

En segundo lugar, la relación Hp/Tn se mantiene bastante alta respecto a buques convencionales, lo cual responde al concepto alta velocidad y que, por tanto, los estudios comparativos deben orientarse a medios de transporte por encima de los convencionales (helicóptero, avión de transporte, etc.).

La última columna es un factor que tiene en consideración la aptitud propia de cada medio de transporte en cuanto al lugar donde puede navegar y su grado de libertad cuanto más amplia es la aptitud o habilidad del vehículo y mayor su grado de libertad mayor potencia instalada exige. A estos efectos en los estudios comparativos es muy interesante ver la Potencia/Tonelada nudo (hp/Tonknot). En el caso del anfinave, esta cifra se mueve entre 4 y 8, en un ferry entre 1 y 3 y en un helicóptero entre 8 y 12, es decir, entre ambos, pero poco diría esta cifra si no tienen en consideración los factores que la originan. Hasta el momento actual hay una limitación en el denominador: de una parte, el tamaño del VCA; de otra, la velocidad.

El primero exigirá aún mucho tiempo de investigación y desarrollo, hasta alcanzar cifras que permitan hablar de transporte a distancia y en gran volumen; respecto al segundo exige unas buenas condiciones de mar y viento, en una palabra, volvemos a lo dicho al principio sobre la aplicación correcta del VCA; no cabe la generalización, pero sí el campo concreto, un lago, una ría, una zona costera, pueden ser óptimas para la utilización del

	Dimensión	Peso Total	Carga útil	CU/PT	Potencia	HP/Tn	Vel. cruc.	Tn nudo	$x = \frac{hp}{Tn nudo}$
Voyageur .....	20 × 11,2	52	30	0,46	2.800 shp	54,0	40	1.220	2,3
Naviplane 300 ..	23 × 12	27	13	0,48	2.400	88,8	50	650	3,69
MV-PP15 .....	26 × 14	50	20	0,40	4.400	88	60	1.200	3,66
MV-PP5 .....	7 × 3,8	14	4,3	0,31	1.050	75	40	172	6,10
Lebed .....	25 × 11,2	90	40	0,44	7.200	80	50	2.000	3,6
SRN4MK2 .....	39,6 × 23,7	200	92	0,46	13.600	68	50	4.600	2,95
SRN6MK5 .....	18,3 × 8,5	17	6	0,35	1.125	66,1	50	300	3,75
BH7 .....	23,9 × 13,8	45	14	0,31	4.250	94,4	45	630	6,7
VT-2 .....	30,1 × 13,3	100	42,5	0,42	8.500	85	55	2.337,5	3,63
JEFF(A) .....	29,2 × 14,6	156	72,5	0,46	16.800	107,6	60	4.350	3,86
JEFF(B) .....	26,4 × 14,3	154	71,5	0,46	16.800	109,1	60	4.290	3,91
API88 .....	20,7 × 10,1	27	8	0,29	1.372	50,8	40	320	4,28
VCA-5 .....	12,6 × 5	6	2	0,33	600	100	40	80	7,5
VCA-15 .....	19 × 7,6	16	6	0,37	1.440	90	45	270	5,3
VCA-36 .....	23,6 × 11	36	14	0,38	5.000	138,8	50	700	7,14

Figura 12.—Tabla de características.

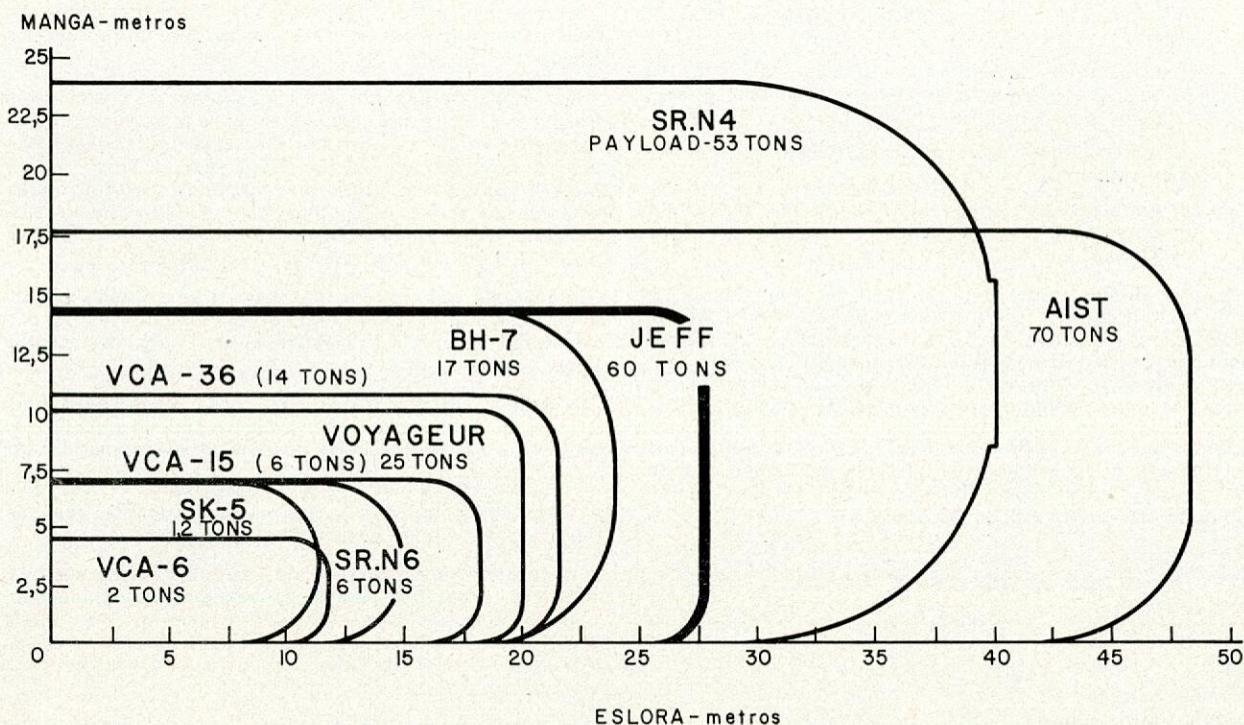


Figura 13.—Plataforma y carga útil.

VCA, y la cifra real de Hp/ TonKnot puede ser realmente aceptable, garantizando las posibilidades económicas, de su empleo. Que esto es un hecho lo demuestra el servicio de ferry establecido ya hace más de 10 años en el canal de La Mancha, y en este sentido vamos a concretar estas consideraciones en tres casos específicos de su empleo en zonas marítimo-fluvial en España.

## 7. UTILIZACION EN ZONAS COSTERAS

**Mar Menor.**—Círculo turístico a partir del aeropuerto de San Javier, pasando por el Casino de La Manga (unas 25 millas).

Antes de su análisis veamos las condiciones climatológicas, que juegan siempre un factor importante en la elección del tamaño óptimo del VCA.

Del Instituto Nacional de Meteorología hemos obtenido:

Vientos	Frecuencia anual (%)
< 10 nudos	81,7
< 15 nudos	93,9
< 27 nudos	99,6

La mar en este caso no es significativa, dado que puede considerarse rizada, altura de ola no superior a 1 m.

Un vehículo grande, dadas estas condiciones climatológicas, garantizaría la no cancelación del servicio achacable a estas causas y supone un coste por pasajero y milla más bajo. Por otro lado, esas mismas condiciones señalan la posibilidad de empleo de un anfinave más pequeño. A favor de ello estaría un menor coste de adquisición, aun suponiendo la compra de varios, una mayor flexibilidad de utilización, un menor desgaste y unitariamente un mayor índice de ocupación; pero, por contra, la probabilidad de cancelación de viajes, debido al viento fuerte sería mayor.

Si aceptamos del orden de un 10 por 100 de cancelaciones, el vehículo a elegir debería ser del orden de 6 Tn, con una carga útil de 2 Tn, que garantizaría un empleo con vientos inferiores a 16 nudos y mar de 1 m (altura de faldones de 60/70 cm).

El anfinave sería de unas dimensiones de 11 × 4, con capacidad para llevar 15 pasajeros, y propulsado por dos motores de gasolina, marinizados, con una potencia total de 400/500 HP.

Admitiendo las siguientes características, totalmente viables, analicemos los factores económicos que resultrían.

### Dimensiones

Eslora	11,5	m.
Manga	3,8	m.
Altura de faldones	0,60	m.
Superficie disponible	12	$m^2$ .

### Pesos

Peso total	5,6	Tn.
Peso en rosca	3,8	Tn.
Carga útil + combustible	2,0	Tn.
Combustible (3 horas)	450	Kg.
Dotación	2	(piloto y copiloto)
Pasajeros	15	pers.
Varios	100	Kg.

### Prestaciones

Velocidad máxima	50	nudos.
Velocidad de crucero	35/40	nudos.
Pendiente remontable	12	%.
Altura de olas	1	m.
Autonomía	3	horas.
Utilización anual	2.100	horas.
Mantenimiento	600	horas.

### Costes fijos anuales (en miles de pesetas)

Amortización	4.500
Seguros	2.250
Personal	8.100
	14.850

*Gastos variables*

Consumos (combustible, aceite, etc.).	12.600
Mantenimiento	7.200
<hr/>	

19.800

*Coste por hora (2.000 h/año)*

Gastos variables	9.900 ptas/h.
Gastos fijos	7.425 ptas/h.
<hr/>	

TOTAL C/H 17.325 ptas/h.

*Coste por pasajero y hora*

Suponiendo un índice de ocupación del 60 por 100:

$$CP/H = \frac{17.325}{15 \times 0,60} = 1.925 \text{ ptas/pasajero hora}$$

*Coste por pasajero y milla*

A velocidad de crucero de 40 nudos:

$$CP/NM = \frac{1.925}{40} = 48,12 \text{ ptas/pasajero milla}$$

Si hace el trayecto SAN JAVIER (AEROPUERTO) al CASINO DE LA MANGA (6 millas), el trayecto constaría  $48,12 \times 6 = 288,72$  ptas.  $\approx 300$  ptas. y tardaría 10 minutos en el recorrido, contra cerca de hora y media actual por carretera.

El viaje se haría cada hora, salida de San Javier, y regreso a las medias, lo que supone en invierno seis u ocho viajes de ida y vuelta y en verano diez/doce viajes.

El servicio tendría que realizarse con un mínimo de dos VCA-5 y se alternaría el viaje regular con un circuito turístico.

**Costa del Sol.**—Se trata de un servicio regular de viajeros desde Benalmádena (Málaga) a otras urbanizaciones o calas en esa costa.

Igual que en el caso anterior, lo primero a considerar es las condiciones geográficas y climatológicas.

Del Instituto Nacional de Meteorología se obtienen:

M ar	% de días al año
< 1 m (viento fuerza 3).	48
< 2 m (viento fuerza 4).	74
< 3 m (viento fuerza 5/6).	99

Desglosando un poco más estas condiciones para un trayecto de unas 40 millas (ejemplo, Benalmádena-Marbella-Estepona-Málaga) se pueden considerar los siguientes porcentajes de utilización, teniendo en cuenta un porcentaje de cancelaciones imprevistas del 10 por 100:

Dic-Ene-Feb	43 %	90	$\times$	6	$\times$	0,43 =	232 horas
Mar-Abr-May	56 %	92	$\times$	8	$\times$	0,56 =	412 horas
Jun-Jul-Ago	72 %	92	$\times$	12	$\times$	0,72 =	795 horas
Sep-Oct-Nov	61 %	91	$\times$	8	$\times$	0,72 =	444 horas
							1.883 horas

Esto supone en horas de funcionamiento o servicio en el año del orden de las 1.800 horas/año.

En este caso hemos considerado un vehículo mayor que garantice el mínimo de horas de servicio y con capacidad de transporte muy superior, que permite una flexibilidad grande en el cambio de itinerario, dado el carácter turístico del servicio.

El anfinave sería de unas dimensiones de  $16 \times 5,5$  m, con capacidad para 56 viajeros y propulsado por una turbina de gas de 1.400 SHP, con las siguientes características:

*Dimensiones*

Eslora	16,00 m.
Manga	5,50 m.
Altura de faldones	0,90 m.
Superficie disponible	37 m <sup>2</sup> .

*Pesos*

Peso total	16 Tn.
Peso en rosca	8,5 Tn.
Carga útil + combustible	6,5 Tn.
Combustible para 3 horas	1,2 Tn.
Dotación	3 pers.
Pasajeros	56 pers.
Varios	200 Kg.

*Prestaciones*

Velocidad máxima	55 nudos.
Velocidad de crucero	35/45 nudos.
Pendiente remontable	10 %.
Altura de olas	1,50 m.
Autonomía	8 horas.

*Costes fijos anuales (en miles de pesetas)*

Amortización	22.000
Seguros	11.000
Personal (3 + 2)	14.000
<hr/>	

47.000

*Gastos variables (en miles de pesetas)*

Consumos	24.600
Mantenimiento	14.000
<hr/>	

38.600

*Coste por hora*

Gastos variables	26.111 ptas/h.
Gastos fijos	21.444 ptas/h.

TOTAL C/H 47.555 ptas/h.

*Coste por pasajero y hora*

Suponiendo un índice de ocupación del 60 por 100:

$$CP/H = \frac{47.555}{56 \times 0,60} = 1.415 \text{ ptas/hora}$$

*Coste por pasajero y milla*

A velocidad de crucero de 45 nudos:

$$CP/NM = \frac{1.415}{45} = 31,44 \text{ ptas/pasajero milla}$$

*Los costes por trayecto serían:*

Benalmádena-Marbella (20 millas) ... ... ...  $\approx$  630 ptas.  
 Marbella-Estepona (15 millas) ... ... ...  $\approx$  470 ptas.  
 Benalmádena-Málaga (10 millas) ... ... ...  $\approx$  315 ptas.

Incluso se podría perfectamente hacer el viaje Málaga-Ceuta (75 millas), con un coste de 2.700 pesetas y duración máxima de 2 horas.

**Rías Bajas Gallegas.**—Se trata de un circuito turístico en la época estival que podría ampliarse a un servicio regular entre Vigo-Moaña-Bayona o islas Cíes.

En este caso la climatología obliga a considerar un anfinave no inferior a las 16 Tn, ya que los datos meteorológicos señalan:

Mar	% de días al año
1 milla ... ... ... ...	40
2 millas ... ... ... ...	68
2 millas ... ... ... ...	97

El número de horas de servicio en este caso sería:

Cuatro meses estivales con un 70 %.

Ocho meses no estivales con un 50 %.

	Horas/año
$122 \times 10 \times 0,70 =$ ... ... ...	854
$243 \times 6 \times 0,50 =$ ... ... ...	729
TOTAL ... ... ... ...	1.585

Con un vehículo de las mismas características que el anterior, nos lleva a

#### COSTE POR HORA

Gastos fijos:

$$\frac{47,10^6}{1.500} = 31.333 \text{ ptas./hora}$$

Gastos variables:

$$\frac{38,610^6}{1.500} = 25.733 \text{ ptas./hora}$$

$$\text{TOTAL} \dots \dots 57.066 \text{ ptas./hora}$$

#### COSTE POR PASAJERO HORA

$$\frac{57.066}{56.060} = 1.698 \text{ ptas./hora}$$

#### COSTE POR PASAJERO Y MILLA

$$\frac{1.698}{45} = 37,75 \text{ ptas./pasajero milla}$$

Los costes por trayecto serían:

Vigo-Bayona (9 millas) ... ... ... 339 ptas. (15 minutos)

Vigo-La Toja (31 millas) ... ... 1.131 ptas. (45 minutos)

Vigo-Cies (8 millas) ... ... ... 294 ptas. (15 minutos)

Con independencia de esos trayectos turísticos siempre es viable el montar un servicio regular a MOAÑA (2 millas), en cuyo caso las horas de utilización podrían aumentarse notablemente, por ser dentro de la ría y con duración mínima (5 minutos), es decir, un servicio continuo de cuatro viajes horarios.

Estos números sólo pretenden haber dado un orden de magnitud, ya que cualquiera de las explotaciones exigirían el estudio económico detallado que apoye la inversión, pero si creo que ponen de manifiesto la viabilidad de la explotación. La cifra de 40 ptas./viajero milla es totalmente aceptable en el transporte de viajeros.

En resumen, los factores que condicionan el que este medio de transporte se desarrolle con más celeridad no parecen estar en el factor de explotación económico, fundamentalmente, sino en los demás factores que forman el contexto de todo servicio de transporte, tales como densidad de viajeros, habilitación de los medios de apoyo, organización, legislación, mantenimiento, construcción en serie, llegadas o salidas desde una playa o rampa y, por supuesto, en el de la inversión inicial, que hoy por hoy sigue siendo elevada.

#### CONCLUSION

La participación futura en el contexto del transporte de viajeros del vehículo de colchón de aire o anfibio avanza lentamente influenciada en gran parte por las consideraciones de inversión inicial más que por las de explotación, naturalmente están relacionadas ambas y habría que buscar la financiación adecuada.

La tendencia actual en la industria del vehículo anfibio de gran velocidad apunta, por parte de la industria, a reducir la potencia total, alcanzando unos consumos específicos mínimos, que economicen el consumo de combustible, consiguiendo mayor autonomía y disminuyendo los costes de explotación; esto podría llevar incluso a la sustitución de las turbinas de gas por motores diesel, como en el caso del proyecto inglés API-80.

Por otro lado, no parece que se trabaje en rebasar los tamaños actuales del orden de 200 Tn, sino en mantenerlos si bien con una mejora notable en su rendimiento desde el punto de vista de esa potencia instalada de una parte y de su comportamiento en la mar de otra.

Este último punto incluirá el desarrollo de algún sistema automático de control de movimientos del vehículo y de su estabilidad, garantizando un gran confort y una gran seguridad en un papel de ferryboat, donde su capacidad de transporte hemos visto es indudablemente muy superior al convencional.

#### BIBLIOGRAFIA

1. Trabajos presentados en la «HIGH SPEED SURFACE CRAFT CONFERENCE» del 24 al 27 de junio de 1980, en Brighton, Sussex (U.K.). Kalerghi Publications.
2. Trabajos presentados en la «AIAA 6th Marine Systems Conference» en Seattle, Washington, del 14 al 16 de septiembre de 1981 (USA).
3. JANE'S SURFACE SKIMMERS 1981. Editado por Roy McLeavy (U.K.).
4. R. L. TRILLO: «Marine Hovercraft Technology». Leonard Hill Books (U.K.).
5. «Informes sobre aerodeslizadores VCA», por CHACONSA Carretera Pte Tocino. MURCIA (España).
6. J. J. GANDERTON: «The air cushion vehicle (ACV) in the tactical transport support role», MCASI (Canadá).
7. R. LI. WHEELER: «The Amphibious Hovercraft as a warship», de la B.H.C. (U.K.).
8. BRIAN J. RUSSELL: «Whisky Galore and Round Britain for VT-2» (U.K.).
9. «High-Speed Surface craft» 1980/1981. Revista publicada por Kalerghi Laugmead (U.K.).
10. R. L. WHEELER: «The BH7, de BHC (U.K.).
11. Trabajos presentados en el «II Congreso Internacional de Hovercraft, Hidrofoils y Sistemas avanzados de transporte», en Amsterdam (Holanda) del 17 al 20 de noviembre de 1976.
12. Trabajos presentados en la «AIAA/SNAME Marine Vehicles Conference», en Baltimore, Maryland (USA) del 2 al 4 de octubre de 1979.
13. Trabajos presentados en la «AIAA/SNAME Conference», en San Diego (California) del 17 al 19 de abril de 1978.

# LANCHA DE SALVAMENTO DE NAUFRAGOS

Por Jaime Lloret Perales  
Ing. Naval

El proyecto de la Lancha de Salvamento «todo tiempo» fue desarrollado a petición de RODMAN, S. A., para tomar parte en una licitación abierta por la Subsecretaría de la Marina Mercante para la construcción de 15 embarcaciones destinadas al servicio de salvamento de naufragos.

El pliego de condiciones técnicas se redactaría tomando como base una serie de lanchas con casco de acero, construidas en Bilbao, con proyecto francés, y que actualmente están prestando servicio satisfactoriamente. Sin embargo, el pliego de condiciones técnicas abría la posibilidad de cambiar el material (acero/aleación ligera) para el casco y la superestructura, adoptando resinas de poliéster reforzados con fibra de vidrio.

Por otra parte, la velocidad requerida de 14 nudos en pruebas, en condiciones de máxima carga, se encuentra en la zona de transición comprendida entre condiciones de desplazamiento y condiciones de navegación en régimen de sustentación dinámica, por lo que cualquier ahorro de pesos supone notables diferencias en la velocidad. Desde este punto de vista, la adopción de plástico reforzado con fibra de vidrio, sustituyendo al acero/aleación ligera, supuso un ahorro de unos 2.500 Kg en el desplazamiento en rosca respecto de una lancha de acero de dimensiones muy parecidas, a pesar de que las bases de licitación exigían aumentar en un 10 por 100 los espesores del forro respecto de los espesores reglamentarios según L.R.

La condición crítica de velocidad en pruebas fue investigada en el Canal de Experiencias de la Escuela de Ingenieros Navales de Madrid, quien asimismo realizó el proyecto de las hélices. Los resultados obtenidos en las pruebas oficiales confirmaron, muy ajustadamente, las

predicciones hechas mediante ensayos de remolque con modelo de madera.

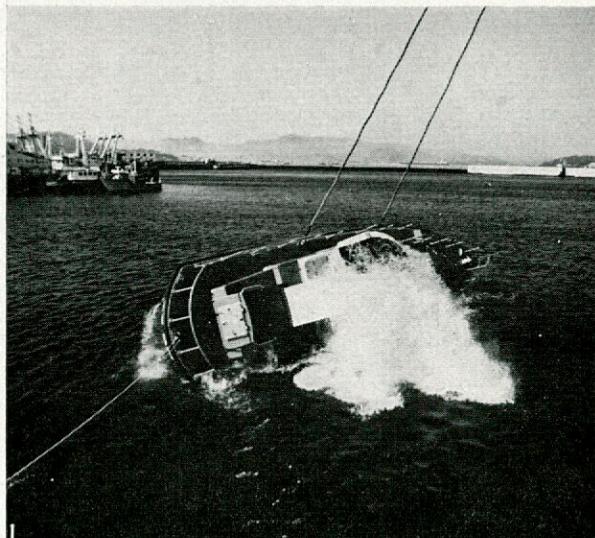
Otras condiciones especiales impuestas al proyecto fueron que la embarcación fuera insumergible y auto-adrizable. La condición primera se consiguió a expensas de incorporar entre cuadernas y baos, hasta 14 m<sup>3</sup> de espuma de poliuretano expandido recubierto de mat de 300 gr/m<sup>2</sup> y resina de poliéster. La embarcación técnicamente es así «menos densa que el agua» y no se sumerge aún en el caso de que se inundara por completo.

El proyecto técnico de la embarcación se orientó desde el primer momento a que cumpliera asimismo la exigencia de ser auto-adrizable. Para lo cual se reservó un volumen relativamente importante a la superestructura —que, por otra parte, es completamente estanca al agua—, procurando agrupar en crujía, lo más posible, parte de este volumen, adoptando un tronco en casi toda la eslora y dos tambuchos estancos para embarque de cámillas.

Esta disposición de «formas» adoptada y la situación del centro de gravedad dan como resultado un valor KM-KG siempre negativo en la condición invertida. Las pruebas ejecutadas con auxilio de una grúa confirmaron un tiempo inferior a tres segundos para recuperar la condición de adrizado.

## DISPOSICION GENERAL

Cuatro mamparos de madera, con puertas de acero estancas al agua, delimitan una cámara de máquinas central con dos motores propulsores MAN D2566 MTE de 186 Kw a 2.200 rpm, que accionan cada uno una hélice de 3 palas fijas de 708 mm de diámetro a 1.050 rpm.



La cámara de máquinas, cuya visita puede efectuarse de pie, gracias a la disposición del tronco adoptada, es accesible desde la cámara de popa, desde la cámara de proa y en caso de emergencia, también directamente, a través de una escotilla estanca, desde el puente.

A proa y popa de la cámara de máquinas se han dispuesto dos cámaras para asistencia a naufragos y accidentados, con botiquín, aseo, dos literas y estiba de camillas.

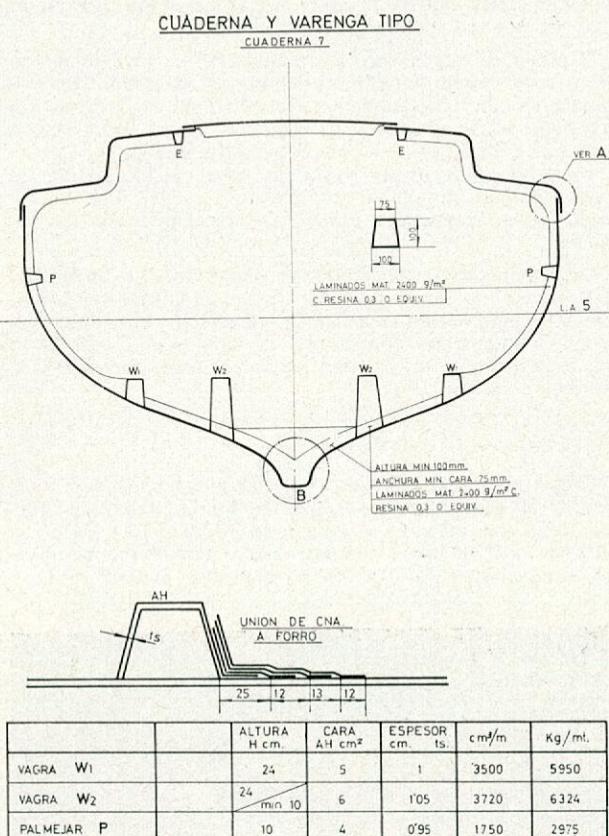
El puente en posición elevada y con buena visibilidad es completamente estanco al agua y dimensiones para resistir los esfuerzos anormales derivados de una eventual posición invertida.

En cada banda se ha dispuesto un pozo de salvamento para que la recogida de naufragos por el través pueda efectuarse en condiciones de seguridad para el personal de salvamento. El borde de la cinta es redondeado para disminuir el riesgo de daños a los naufragos al ser rechazados del agua.

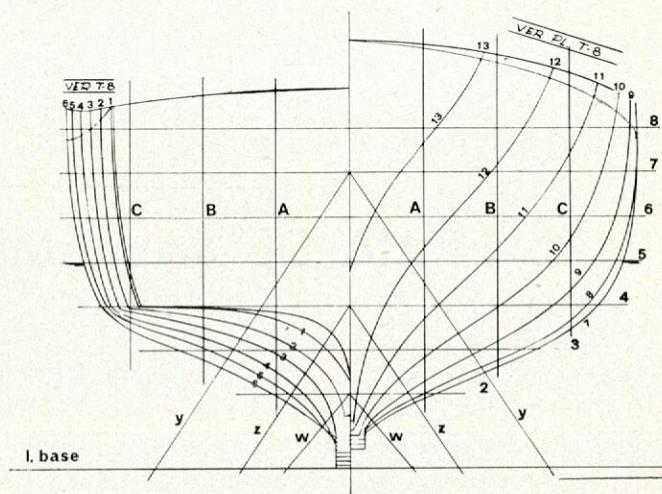
El acceso de camillas a las cámaras de popa y proa tiene lugar por los tambuchos dispuestos al efecto sobre cubierta y provistos de tapas estancas.

Un bitón de remolque sobre el tambucho de popa permite prestar asistencia a otras embarcaciones en caso necesario.

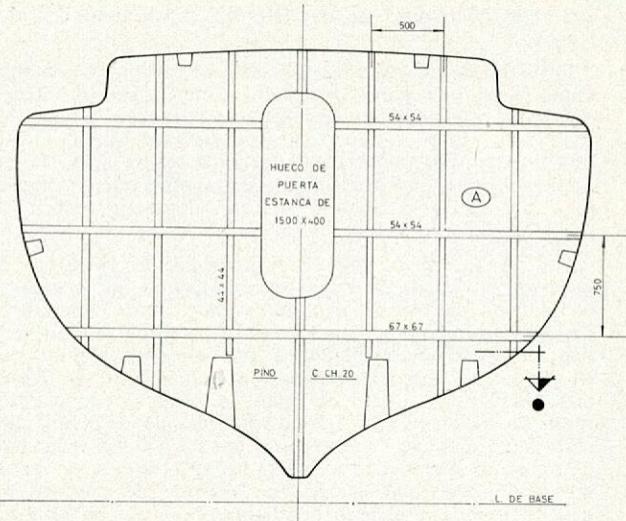
Las hélices y arbotantes son accesibles desde el interior de la embarcación para casos, desgraciadamente frecuentes, de tener que ser librados de cabos, plásticos,



etcétera, enrollados en los mismos. Unos pocetes provistos de zapones de plástico y tapa estancas se han dispuesto en el espacio del servomotor.



MAMPARO TSAL. 8½  
PROA DE MAQUINAS  
MIRANDO A PROA



#### DIMENSIONES PRINCIPALES

Eslora total ... ... ... ...	14,10 m
Eslora de flotación ... ... ... ...	12,85 m
Calado máximo ... ... ... ...	1,40 m
Manga máxima ... ... ... ...	3,90 m
Puntal ... ... ... ...	2,30 m

#### FORMAS

Para las condiciones de navegación, que corresponden a la zona de transición, se han adoptado unas formas de compromiso que permiten simultaneamente una adecuada sustentación en el cuerpo de popa. De nuevo, el material elegido para el casco permite de manera económica (económica quiere decir más económica que el acero o la aleación ligera para la serie de 15 considerada) la adopción de unas formas redondas, muy finas en la entrada y planas en el espejo.

El diámetro requerido para la hélice y la deseable protección de la misma lleva en forma casi natural a la configuración adoptada en las formas a popa.

#### PESOS. ESTABILIDAD

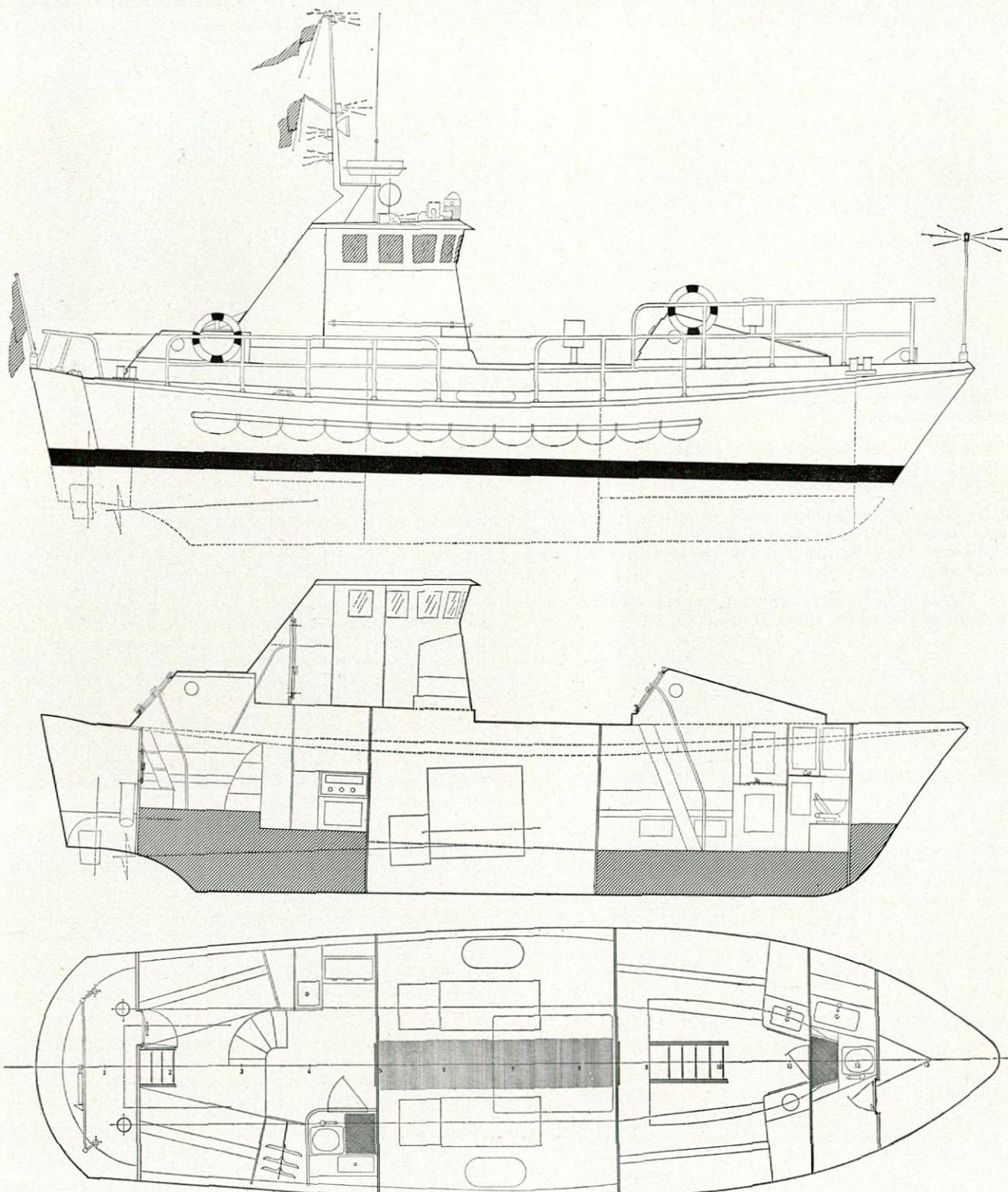
El pliego de condiciones técnicas especificaba una altura metacéntrica inicial de 0,75 m mínima, correspondiente al desplazamiento en pruebas. Los valores obtenidos en la experiencia de estabilidad superan esta exi-

gencia con margen adecuado, siendo los valores los siguientes:

	Rosca	Plena carga
Desplazamiento ...	16,198 Kg	20.013 Kg
KM ...	2,70 m	2,57 m
KG ...	1,76 m	1,74 m
KM ...	0,94 m	0,83 m

El desglose más probable del desplazamiento en rosca sería el siguiente:

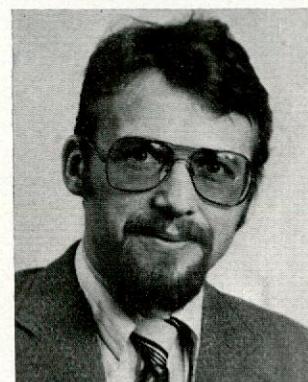
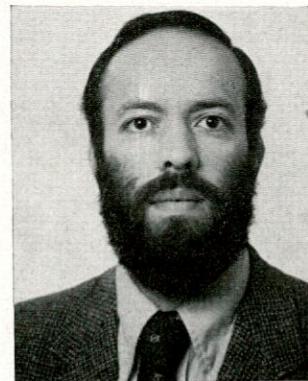
	Kg	Yg
Forro ...	1.600	1,15
Superestructura, subta.	1.500	2,60
Cuadernas y Varengas	1.030	1,30
Baos ...	600	2,60
Mamparos ...	400	1,80
Vagras, palmejares	870	0,90
Habilitación ...	2.000	2,00
Equipo cubta.	2.400	2,40
Maquinaria ...	5.200	1,40
Servicios eléctricos ...	400	2,70
Margen ...	198	2,00



# Análise de riscos e segurança de estruturas de navios (\*)

G. Guedes Soares (\*\*)

T. Moan (\*\*\*)



## RESUMO

Analisa-se as estatísticas mundiais de acidentes de navios mostrando as principais tendências envolvidas.

Apresenta-se a metodologia de Análise de Riscos em ligação com a análise de acidentes de navios, indicando os benefícios desse tratamento.

Discutem-se os problemas de Segurança Estrutural e apresenta-se o tratamento probabilístico do projeto estrutural de navios baseado na consideração de solicitações ambientais e funcionais.

Defende-se a inclusão das solicitações acidentais nos actuais processos de dimensionamento.

## I. INTRODUÇÃO

Quando se fala na vida de um navio há por vezes a tendência para se associar esta expressão ao período em que o navio se encontra em operação.

Embora este período possa coincidir com a vida comercial do navio é defensável o conceito que o início da vida dum navio coincide com a fase de planeamento. Nesta perspectiva, um navio teria de passar posteriormente pelas fases de projeto e construção antes de alcançar o estatuto operacional.

O comportamento de um navio na fase operacional, em termos de eficiência e segurança depende não só da qualidade de gestão do armador e do nível profissional da tripulação mas também da qualidade das anteriores fases de projeto e construção.

Não é no entanto fácil ter medidas de eficiência e de segurança. Enquanto a primeira se pode relacionar com

os gastos e receitas não há nenhum critério simplificado que permita avaliar a segurança.

É possível ficar com uma ideia sobre os níveis de segurança existentes recorrendo a estatísticas de acidentes. Há organizações internacionais, como por exemplo o Lloyd Register of Shipping (1) e o Liverpool Underwriters Association que fornecem informações sistemáticas acerca dos navios perdidos, agrupando-os incluindo-se de acordo com alguns critérios.

A maior limitação deste tipo de elementos está no facto de a classificação de acidentes ser demasiado grosseira. Na realidade, só estão previstos cinco tipos, nomeadamente afundamento, encalhe, colisão, fogo ou explosão e outros. Além disso, sob a rubrica de afundamentos estão incluídos não só os navios que se perdem por danos estruturais provocados pelo mau tempo como também os que se perdem por outras causas tais como fazer água.

Outra limitação está no facto de os dados respeitarem somente aos acidentes que resultam na perda completa do navio. Os navios declarados como perdas totais de construção mas que sofreram reparações posteriores não aparecem nas estatísticas (2).

É possível ter informações estatísticas mais detalhadas recorrendo a outras fontes mas em contrapartida estas estão normalmente limitadas no tipo de acidentes ou tipo de navios de que se ocupam.

Este tipo de dados detalhados pode ser utilizado em formulações analíticas de Análise de Riscos. Este método envolve basicamente a identificação da sequência dos acontecimentos que conduzem ao desastre. Tendo a descrição estatística de cada acontecimento pode-se então calcular o risco do acidente em causa.

Neste trabalho procede-se à análise estatística dos dados relativos a perdas de navios de modo a identificar o tipo de conclusões que deles se podem extrair e as suas limitações.

Apresenta-se seguidamente a metodologia de Análise de Riscos e discute-se a sua aplicação aos problemas da indústria marítima. Indicam-se também as suas importantes vantagens em providenciar os fundamentos para

(\*) Trabajo presentado al Congreso 81, de la Ordem dos Engenheiros. Lisboa, diciembre 1981.

(\*\*) Assistente do Curso de Engenharia de Construção Naval, Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa; actualmente na Divisão de Estructuras Marítimas, Instituto Norueguês de Tecnologia, Universidade de Trondheim.

(\*\*\*) Professor Catedrático, Divisão de Estructuras Marítimas, Instituto Norueguês de Tecnologia, Universidade de Trondheim.

uma distribuição racional de recursos num programa global de aumento de segurança no mar.

Uma Análise de Riscos indica os níveis de segurança que se devem esperar da estrutura do navio bem como os limites a partir dos quais não se podem obter vantagens significativas pelo aumento exclusivo da segurança estrutural.

Finalmente discute-se a forma como um tratamento probabilístico do projecto das estruturas dos navios pode fornecer uma medida do nível de segurança estrutural existente.

## 2. ANALISE ESTATISTICA DE ACIDENTES MARITIMOS

Um estudo dos dados estatísticos sobre as perdas de navios indica a existência de algumas tendências demarcadas.

A figura 1 diz respeito às perdas mundiais de navios oceânicos propulsionados de mais de 100 toneladas brutas, desde 1949, o qual é considerado o primeiro ano de dados fiáveis (2). Como se pode observar, deram-se algumas mudanças nas tendências das perdas ocorridas à volta dos anos de 1959, 1966 e 1974.

E importante notar-se que as curvas apresentam o mesmo tipo de andamento quer se trate de perdas em termos do número de navios ou de tonelagem bruta. De um ponto de vista de segurança as estatísticas que têm mais interesse são as que dizem respeito ao número de navios perdidos, na medida em que se relacionam com a frequência de ocorrência de acidentes.

Os indícios observados a partir de 1974 têm causado preocupação pois houve uma interrupção no andamento

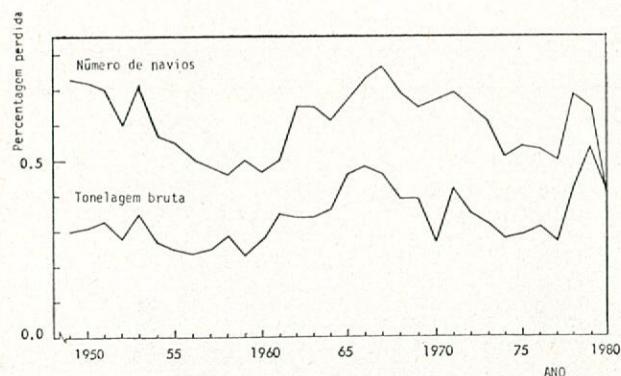


Fig. 1.—Perdas Mundiais de Navios.

da curva da percentagem de perdas a qual apresentava uma tendência decrescente desde 1966. Em especial o súbito aumento que se deu em 1978 e 1979 causou até algum alarme (3).

O número de anos de dados desde 1974 é ainda demasiado limitado para permitir que se tirem conclusões definitivas. No entanto uma análise dos elementos da tabela 1 parece indicar que no período de 1974 a 1977 o aumento de perdas foi moderado.

As pesadas perdas de 1978 e 1979 nomeadamente em termos de tonelagem foram muito influenciadas por um pequeno número de acidentes que envolveram navios de grandes dimensões. Em 1978 deu-se o encalhe do Amoco Cádiz (109.700 TB) e o incêndio do Andros Patria (99.460 TB) os quais reclamaram 12 % da tonelagem

TABELA 1

Navios totalmente perdidos mundialmente (1, 3)

ANO	NAVIOS EN RISCO		TONELAGEM MEDIA		% PERDAS	
	NUMERO $\times 10^{-3}$	TON. BRUTAS $\times 10^{-6}$	EN RISCO	PERDIDA	NUMERO	TON. BRUTA
1949	30,3	82,6	2726	1110	.73	.30
1950	30,9	84,6	2742	1171	.72	.31
1951	31,2	87,2	2794	1334	.70	.33
1952	31,5	90,2	2866	1331	.60	.28
1953	31,8	93,4	2939	1426	.71	.35
1954	32,4	97,4	3011	1442	.57	.27
1955	32,5	100,6	3095	1431	.55	.25
1956	33,1	105,2	3183	1525	.50	.24
1957	33,8	110,2	3261	1662	.48	.25
1958	35,2	118,0	3353	2172	.46	.29
1959	36,2	124,9	3449	1555	.50	.23
1960	36,3	129,8	3574	2095	.47	.28
1961	37,8	135,9	3596	2493	.50	.35
1962	38,7	140,0	3621	1932	.65	.34
1963	39,6	145,9	3686	1956	.65	.34
1964	40,9	153,0	3745	2242	.61	.36
1965	41,9	160,4	3831	2707	.66	.46
1966	43,0	171,1	3978	2836	.73	.48
1967	44,4	182,1	4104	2471	.76	.46
1968	47,4	194,2	4092	2333	.69	.39
1969	50,3	211,7	4210	2523	.65	.39
1970	52,4	227,5	4338	1740	.67	.27
1971	55,0	247,2	4491	2734	.69	.42
1972	57,4	268,3	4676	2559	.65	.35
1973	59,6	289,9	4864	2534	.61	.32
1974	61,2	311,3	5087	2796	.51	.28
1975	63,7	342,2	5369	2963	.54	.29
1976	65,9	372,0	5646	3351	.53	.31
1977	67,9	393,7	5794	3194	.50	.27
1978	69,0	406,0	5882	3617	.69	.42
1979	71,1	413,0	5806	4753	.65	.54
1980 (a)	73,8	419,8	5687	5953	.40	.42

(a) Valores obtidos por extrapolação dos dados dos três primeiros trimestres.

TABELA 2  
Distribuição por tonelagem bruta do número de navios perdidos no período de 1970-79 [1]

ANO	Abaixo 1000	1000 1999	2000 5999	6000 9999	10000 19999	20000 29999	30000 & mais	TOTAL
1970	261	26	32	13	18	1	1	352
1971	233	31	53	37	18	3	2	377
1972	250	28	48	26	13	2	4	371
1973	238	33	43	30	15	1	3	363
1974	196	26	49	17	16	3	4	311
1975	230	27	35	19	17	2	6	336
1976	219	31	48	16	22	5	4	345
1977	209	24	59	21	11	6	6	336
1978	268	63	56	50	19	6	11	473
1979	232	59	87	50	21	3	13	465

perdida. Em 1979 deu-se a colisão entre o Aegen Captain (92.681 TB) e o Atlantic Empress (128.398 TB), o incêndio do Energy Determination (153.480 TB) e a explosão do Berge Vanga (115.426 TB) os quais embora representando 0,9 % do número total de navios correspondem a 22 % da tonelagem perdida.

Estes factos mostram de uma forma clara o efeito que alguns acidentes de grandes proporções têm nas estatísticas. Também evidenciam o papel cada vez mais preponderante que os navios de grandes dimensões têm vindo a desempenhar no total dos acidentes, como se pode ver na tabela 2. Na tabela 1 pode-se ver o aumento constante da tonelagem média dos navios em risco e o ainda maior ritmo de aumento da tonelagem média dos navios perdidos.

Uma análise da distribuição geográfica dos acidentes indica que estes ocorrem predominantemente nas áreas de maior tráfego marítimo. Este facto era previsível para os acidentes por colisão e também para os encalhes pois há uma tendência para as zonas de tráfego se encontrarem perto da costa. Os acidentes de fogo e explosão concentram-se na rota dos países Árabes para o norte da Europa, ou seja, o Mediterrâneo, Biscaia e Canal da Inglaterra.

Conforme se pode ver na tabela 3, também as perdas por afundamento se concentram nas zonas de grande tráfego, o que é uma constatação do simples facto de que a existência de um elevado número de navios em risco implica um maior número de acidentes. Na verdade, verificou-se que o coeficiente de correlação entre o número de navios em risco e o número de na-

vios perdidos nos últimos 30 anos era de 0,87 o que indica a existência de uma forte dependência linear entre estas duas quantidades.

TABELA 3  
Distribuição geográfica das perdas mundiais totais por afundamento no período de 1949-1979 [3]

AREA	Percentagem
Mar do Norte, Canal de Inglaterra, Costa do Reino Unido e Baía da Biscaia	22,14
Aguas Costeiras Japonesas	15,21
Mar Mediterrâneo	9,96
Grandes Bancos e Costa Leste dos E.U.A.	6,17
Mar da China e do Sul	5,28
Indias orientais e Golfo de Tonkin	5,19
Báltico	4,55
Costa da África Ocidental	4,10
Mar das Caraíbas	3,75
Oceano Índico	3,12
Oceano Pacífico	2,67
Outros	17,86

A distribuição do número de navios perdidos por tipo de acidente apresentou uma tendência muito estável, especialmente nos últimos dez anos como se pode ver na tabela 4. Cerca de 38 % dos navios afundaram-se, 31 % encalharam, 17 % incendiaram-se e 11 % colidiram.

TABELA 4  
Perdas Mundiais de Navios por tipo de acidente (1)

ANO	% Afundamento		% Encalhe		% Incêndio		% Colisão	
	Número	Tonelagem	Número	Tonelagem	Número	Tonelagem	Número	Tonelagem
1970	.40	.38	.26	.39	.18	.14	.11	.08
1971	.36	.20	.32	.42	.15	.22	.11	.08
1972	.43	.24	.26	.22	.17	.33	.12	.23
1973	.43	.26	.28	.30	.17	.36	.09	.05
1974	.36	.16	.32	.27	.16	.41	.13	.16
1975	.38	.20	.32	.32	.18	.32	.10	.12
1976	.34	.19	.38	.52	.17	.20	.09	.05
1977	.39	.19	.33	.31	.17	.44	.10	.05
1978	.38	.16	.30	.40	.18	.34	.12	.08
1979	.36	.16	.33	.23	.18	.34	.10	.23
1980 (a)	.44	.40	.29	.09	.13	.40	.12	.02
Média	.38	.21	.31	.34	.17	.31	.11	.11
Coef. var.	.08	.31	.12	.28	.06	.31	.12	.62

(a) Baseado em dados dos três primeiros trimestres.

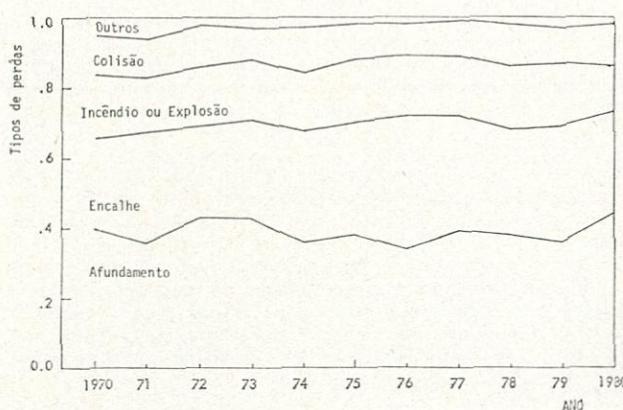


Fig. 2.—Distribuição por tipo de acidente das perdas mundiais de navios.

As estatísticas referentes à tonelagem bruta mostram uma maior variabilidade mas tendem a indicar que os navios afundados se concentram nos pequenos enquanto os incendiados são dominados pelos grandes navios.

As perdas por fogo ou explosão e por encalhe mostram nitidamente o efeito da idade dos navios evidenciando uma elevada percentagem de navios velhos, como se pode ver na tabela 5.

No entanto os navios perdidos por encalhe e colisão indicam uma percentagem algo superior para o grupo com idade entre 5 e 14 anos não apresentando a tendência anterior de aumento com a idade. Isto evidencia o facto que os acidentes se devem também a outras causas para além do estado técnico do navio. Em especial os acidentes devidos a colisão e encalhe têm muito que ver com erros humanos na manobra dos navios ou na prática da navegação.

Um exemplo típico é o caso do encalhe do Eso

Cambria em 1970 (4). Este navegava na vizinhança de umas ilhas e o oficial de quarto não marcou ponto de navegação a intervalos regulares. Após um intervalo relativamente longo o navegador fez um ponto radar só por azimute e distância a uma ilha que foi mal identificada. Com base neste ponto alterou-se a rota do navio o qual passado algum tempo encalhou nuns baixos à velocidade normal de navegação.

Outra situação típica foi a colisão entre o transportador de produtos químicos Prosta e o ferry boat George Prince no rio Mississippi em 1976 (5), o que resultou na perda de 76 vidas, um dos maiores desastres em águas norte-americanas dos últimos anos. Os navios navegavam a rumo de colisão, o que foi identificado a tempo no Frosta. Embora o ferry tivesse direito a rumo era costume local os navios pequenos darem direito a rumo aos grandes, em reconhecimento da sua maior dificuldade de manobra. Baseado nisso, o piloto no Frosta assinalou sonoramente a sua intenção de não alterar o rumo e tentou sem sucesso contactar o ferry pela rádio. A falta de percepção da situação por parte do mestre do ferry resultou na colisão.

Na verdade, estes exemplos acentuam o facto de que os acidentes de encalhe e colisão dependem mais de factores operacionais do que do estado da estrutura. Assim, é fácil concluir que o projecto das pontes, que são os centros de decisão relativos à operação do navio, têm um efeito importante na ocorrência deste tipo de acidentes (6).

A influência da qualidade da tripulação e do sistema de gestão do armador fica patente na análise da distribuição dos acidentes por países, o que se indica na tabela 6. Torna-se evidente que os países normalmente associados a padrões elevados de gestão mostram um menor ritmo de acidentes. Os navios de padrões mais baixos como acontece frequentemente com as bandeiras de conveniência, apresentam elevadas percentagens de perdas.

TABELA 5

Número des perdas mundiais de navios por idade dos navios perdidos cobrindo o periodo de 1970 a 1977 (1)

CAUSA	Menos de 5 Anos	5 a 9 Anos	10 a 14 Anos	15 a 19 Anos	20 a 24 Anos	Hais de 25 Anos
Afundamento	.10	.19	.21	.14	.11	.25
Encalhe	.07	.12	.15	.18	.18	.30
Incêndio	.06	.11	.16	.17	.21	.29
Colisão	.16	.22	.21	.15	.12	.14
Outros	.07	.16	.14	.11	.15	.38
Todes Causas	.09	.16	.18	.16	.15	.27

TABELA 6

Distribuição por bandeiras das perdas de navios no periodo 1970-1979 (1)

PAIS	N.º de navios em risco	Tonelagem bruta média	% número perdido	%tonelagem perdida
Holanda	1 371	3 930	0.34	0.05
França	1 360	7 094	0.36	0.14
Reino Unido	3 571	8 403	0.37	0.10
E.U.A.	4 168	3 903	0.39	0.15
Itália	1 547	5 730	0.48	0.26
Noruega	2 728	8 939	0.55	0.15
Japão	9 475	3 977	0.59	0.16
Libéria	2 351	25 174	0.64	0.43
Espanha	2 548	2 184	0.64	0.45
Portugal (a)	390	2 882	0.97	0.41
Grécia	2 784	7 956	1.12	0.88
Panamá	2 272	5 856	1.85	1.13
Chipre	604	4 401	2.90	2.03

(a) Baseado só em sete anos de dados.

E no entanto necessário ter-se cuidado em interpretar estes resultados na medida em que podem estar seriamente influenciados por diferenças nos sistemas de relato. Por exemplo, não há nenhum relato de acidentes de Portugal em 1975 e 1976 o que provavelmente se deve a interrupções no funcionamento do sistema devido à situação política do país e não à inexistência de acidentes.

As deficiências nos sistemas de relato tendem a piorar o panorama dos países com uma boa organização e a melhorar a aparência nos casos de deficiente gestão. Apesar disso, os resultados indicados na tabela 6 são suficientemente claros para ilustrar o argumento.

### 3. ANALISE DE RISCOS NA INDUSTRIA MARITIMA

O risco envolve duas componentes principais, a existência de uma possível consequência ou perda indesejável e a incerteza sobre a sua ocorrência. Embora existam definições mais pormenorizadas (7), pode-se dizer que risco é basicamente o potencial para a realização das indesejáveis consequências negativas de um acontecimento.

O risco pode-se relacionar com as vidas humanas, a qualidade do ambiente e com as perdas materiais. Os dados estatísticos apresentados na secção anterior dizem respeito a perdas materiais. Havendo dados disponíveis, pode-se executar um estudo semelhante relativamente à mortalidade no mar ou à mortalidade no mar ou à danificação do ambiente devido à poluição resultante de acidentes.

Já há algum tempo que os riscos para a vida humana são motivos de preocupação (8). Estes podem-se dividir em riscos sociais de estar no mar, o que inclui causas como suicídio e luta, riscos ocupacionais os quais estão ligados com o trabalho a bordo e os riscos tecnológicos ou inerentes ao sistema que cobrem os acidentes de vários. A título de exemplo pode-se mencionar o caso da Noruega onde 48 % das fatalidades, são devidas a riscos sociais, 23 % a riscos ocupacionais e 29 % a acidentes de navios (9).

As consequências de um acidente de um navio em termos de perdas de vidas depende do tipo de acidente e que se pode comprovar qualitativamente pelos resultados de um estudo limitado que comparou o número de vidas perdidas por colisão e encalhe obtendo respectivamente 0,93 e 0,03 (10). As perdas a esperar de afundamentos, fogos e explosões prevêm-se ser bastante superiores.

Relativamente à poluição dos oceanos por petróleo estima-se que 45 % se atribua à indústria marítima e que só 5 % resulte de acidentes de navios (10, 11). (Ver tabela 7.)

Torna-se evidente que só uma parte restrita das perdas humanas e da poluição ambiente podem ser atribuídas a acidentes de navios e, de entre estes só uma fração é que se pode relacionar com defeitos de projeto e fabricação conforme se discutiu na secção anterior.

A Análise de Riscos pode ser utilizada para estimar os níveis de risco relativamente aos vários perigos envolvidos na indústria marítima. A análise de riscos pretende estimar a probabilidade de ocorrência de todos os perigos que têm a haver com o sistema em estudo bem como as suas consequências, normalmente em termos de custos. Esta informação serve para estabelecer níveis aceitáveis de risco e serve de fundamento as decisões de como distribuir os recursos num programa de controle de riscos (fig. 3).

A avaliação do risco de acidentes pode-se basear numa análise estatística de acontecimentos prévios, numa formulação analítica da sequência de acontecimentos

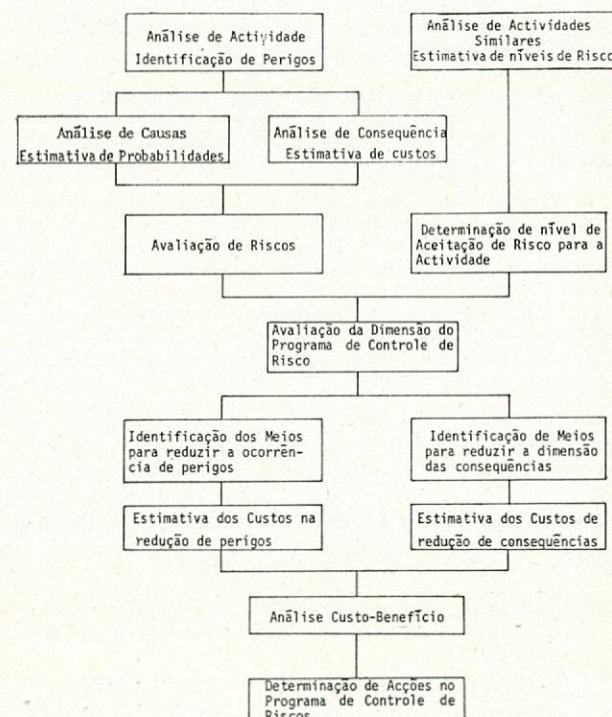


Fig. 3.—Procedimento Geral para Análise de Riscos e formulação de um Programa de Controle de Risco.

TABELA 7  
Os 10 maiores derrames de petróleo em acidentes de navios (11)

DATA	NAVIO	LOCAL	DERRAME (ton.)
19.07.79	Aegean Captain	Atlântico Ocid.	240 000 <sup>1</sup>
16.03.78	Atlantic Empress	França	220 000
18.03.67	Amoco Cadiz	Inglatera	117 000
19.12.72	Torrey Canyon	Golfo de Oman	115 000
23.02.77	Sea Star	Oceano Pacifico	99 000
20.03.70	Hawaiian Patriot	Mar Báltico	< 95 000
12.05.76	Othello	Espanha	< 88 000 <sup>2</sup>
29.01.75	Urquiola	Portugal	< 84 000 <sup>2</sup>
27.02.71	Jakob Maersk	Africa do Sul	< 63 000 <sup>2</sup>
09.08.74	Wafra	Estreitos de Magalhães	52 000

(1) Dos quais 140 000 toneladas a bordo do afondado Atlantic Empress.

(2) A maioria do óleo foi queimado.

que conduzem ao acidente ou numa combinação dos dois tratamentos.

Os métodos que se baseiam na análise estatística de dados, conforme se demonstrou na secção 2, estão de certo modo limitados pelo facto de após a ocorrência de um acidente se introduzirem muitas vezes alterações no sistema, o que vai mudar portanto a probabilidade de ocorrência de acidentes futuros similares.

Para além disso, alguns tipos de acidentes ainda não se deram pelo que ainda não existem dados estatísticos. Mesmo quando existem alguns poucos acidentes de um dado tipo, por razões puramente estatísticas, há uma incerteza considerável associada com a probabilidade de ocorrência que se estima. E o caso dos acidentes de navios maiores de 100.000 TB, por exemplo.

Um tratamento melhor para avaliação de risco consiste na utilização de formulações analíticas. Quase todos os acidentes importantes iniciam-se de uma pequena falha que origina uma longa sequência de acontecimentos gradualmente mais sérios os quais culminam no desastre.

Um tratamento analítico consiste em construir todas as possíveis sequências de acontecimentos que podem conduzir à ocorrência de um dado acidente. Muitas vezes é mais fácil obter estatísticas de um só elemento da cadeia do que de toda sequência de acontecimentos. Além disso conhece-se razoavelmente bem a forma como um sistema responde a um só acontecimento, neste caso um elemento da cadeia.

A dificuldade deste tratamento está no assegurar que todas as possíveis cadelas de acontecimentos foram consideradas e que existem suficientes dados estadísticos para todos os acontecimentos isolados.

O acidente do Betelgeuse é um exemplo típico em que vários acontecimentos de natureza diversa se combinam para conduzir ao desastre final (13). O navio destinava-se a aportar em Sines para aliviar a carga. Devido ao mau tempo ele não pôde entrar no porto e tentou então descarregar em Leixões, mas não conseguiu entrar devido à presença de um navio afundado na barra. Foi então mandado para um terminal petroífero na baía de Bantry e, em 8 de Janeiro de 1978 na sequência de um incêndio, deram-se várias explosões com a perda de 50 vidas.

As conclusões do inquérito foram que o navio tinha sido impropriamente mantido pelo que apresentava muitas corrosões que o enfraqueciam estruturalmente. Em consequência do seu estado e da forma como foi lastrado em Bantry deu-se uma falha estrutural que constituiu o acontecimento iniciador do desastre. Deu-se um varrejamento da estrutura na zona dos tanques de lastro permanentes o que foi imediatamente seguido do alquebramento do navio com a rotação das chapas do fundo, e derramento de petróleo. Gases inflamáveis que se libertaram dos tanques laterais foram ignitados e provocaram um incêndio na zona do meio navio. A rotação inicial fez o navio submergir na zona do meio navio donde se libertaram grandes quantidades de petróleo que sofreram ignição. O incêndio desenvolveu-se então no mar e no navio até que se deu uma explosão maciça.

O maior quinhão da responsabilidade pelo acidente foi atribuído à gestão do Armador que tinha decidido não fazer reparações vitais ao navio. Para além disso não tinha avisado o comandante e oficiais do estado deteriorado em que o casco se encontrava. O navio não tinha um sistema de gás inerte embora a conclusão fosse de que não se podia assegurar que o sistema inertizante tivesse evitado as explosões que se seguiram ao varrejamento inicial.

O operador do terminal petroífero foi responsabilizado pela ausência do operador de serviço na casa de controle na altura do acidente; por não ter um rebocador de espera atracado no local apropriado; por não ter nenhum veículo de escape de emergência e pela ausência de vias para o desembarque de pessoas do molhe onde o navio estava atracado.

Este exemplo mostra bem a necessidade de ocorrência simultânea de vários azares para que se dê um acidente de grandes dimensões e a forma como as responsabilidades se repartem em geral por diversas fontes.

Uma análise de riscos pode ser utilizada para fundamentar a aceitação de um sistema, para lhe introduzir melhoramentos, para estabelecer um plano de «monitoring» e para formular um plano de contingência (12).

O primeiro aspecto é sem dúvida o mais controverso pois os cálculos envolvem importantes incertezas. Especialmente difícil de quantificar é a fiabilidade das acções humanas que estão sempre presentes nos sistemas marítimos.

Porque a análise de riscos fornece uma avaliação da importância relativa de cada elemento de risco separadamente, ela acaba por identificar onde se pode actuar para melhorar todo o sistema e onde se pode usar o «monitoring». Para além disso, indica onde se devem concentrar as acções de combate pós-acidente.

A análise de riscos está a ser gradualmente mais usada na indústria offshore (14), e é actualmente um requisito do Norwegian Petroleum Directorate para a avaliação de novos conceitos de plataformas fixas.

Um estudo de acidentes ocorridos demonstrou que as causas principais são muitas vezes erros humanos, tanto na fase de projecto como nas de construção ou operação, o que se pode ilustrar graficamente (15) e se apresenta na figura 4. Assim, os programas de controlo de riscos são basicamente estratégias dirigidas à diminuição do erro humano. Estas fundamentam-se bastante na formação e treino do pessoal, nos procedimentos de organização e gestão e num programa de garantia de qualidade.

A garantia de qualidade pretende forçar o uso de procedimentos correctos não só durante projecto e construção mas também durante operação, o que se consegue através da implementação de processos de controlo.

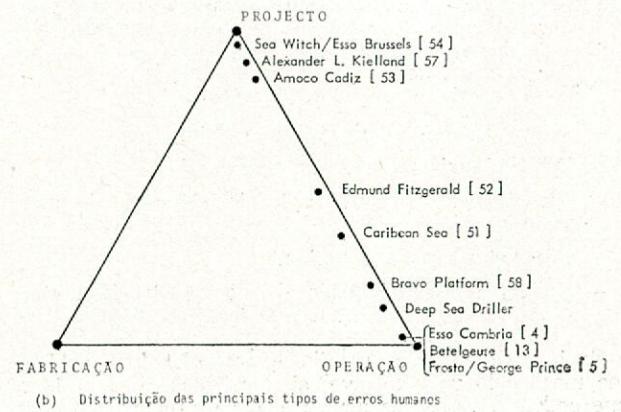
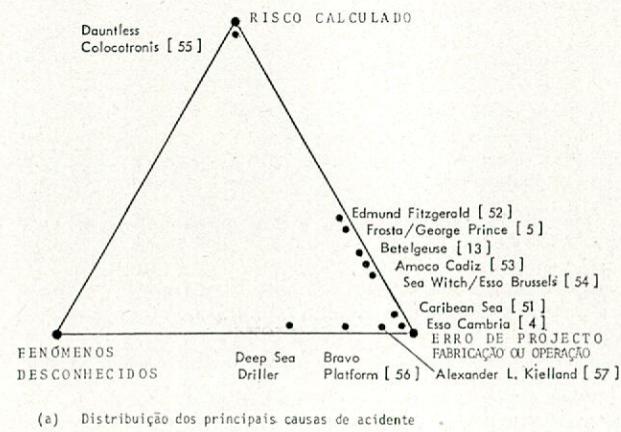


Fig. 4.—Relação das causas de alguns acidentes marítimos.

Um tal programa consiste em verificações de cálculos e desenhos durante o projecto. Durante a fase de construção o objetivo é controlar os procedimentos de fabricação e o estado dos componentes manufacturados. Durante o uso do navio as inspecções devem ser executadas regularmente de modo a assegurar que a estrutura ou componentes funcionam adequadamente ou a identificar a necessidade de manutenção e reparação.

Na indústria de construção naval estas tarefas são executadas fundamentalmente pelas Sociedades de Clasificação.

Os procedimentos descritos têm como objetivo a redução do risco a um nível aceitável. Só uma parte do risco a que um navio está sujeito é que tem a haver com a segurança da sua estrutura. Na verdade em estruturas marítimas, tal como outros tipos estruturais (16), é normal projectar para uma probabilidade anual da ruína da ordem de  $10^{-4}$  a  $10^{-6}$  enquanto os acidentes se dão a uma frequência de  $10^{-2}$  a  $10^{-3}$ .

Enquanto que a forma estrutural é escolhida pelo projectista, o dimensionamento é normalmente baseado em códigos 'que' definem métodos de cálculo que vão sendo calibrados com a experiência e que, de uma forma implícita, originam soluções com um dado nível de segurança. Mais uma vez no domínio marítimo são as Sociedades de Classificação que desenvolvem esses códigos (17-20).

Os planos de contingência pretendem minimizar as perdas na situação em que o acidente já se deu. Compreende os procedimentos e equipamento salva-vidas, procedimentos de combate a incêndios, organização de combate à poluição, etc.

Num contexto mais geral a análise de riscos pode ser usada num estudo de custo-benefício o qual pretende estabelecer a melhor forma de utilizar recursos. Na realidade, um maior nível de segurança e a generalização de planos de contingência concorrem para a diminuição das perdas. No entanto, estas acções também consomem recursos pelo que o objectivo é obter um equilíbrio entre estes gastos e os benefícios de menores perdas.

#### 4. SEGURANÇA ESTRUTURAL

A Segurança Estrutural ocupa-se do projecto de estruturas capazes de resistir às acções que se prevêm ocorrer durante o seu ciclo de vida com um grau aceitável de risco.

O nível de segurança que existe numa estrutura pode ser determinado por uma análise de riscos e subente em geral um comportamento satisfatório da estrutura sujeita às acções normais e estragos limitados ou controlados quando sujeita a situações extremas ou accidentais.

A escolha do sistema estrutural é feita a partir de considerações sobre o seu objectivo e sobre o seu comportamento em cenários de perigo. Estes consistem em descrições de condições previsíveis, dominadas por uma ocorrência infeliz a qual só ou em combinação com outras condições anormais resulta na perda da estrutura.

Para se tratar dos perigos pode-se (21):

- Actuar na origem do perigo eliminando-a.
- Evitá-lo mudando a forma estrutural.
- Ultrapassá-lo pela utilização de sistemas de controlo e aviso.
- Dimensionar para o perigo.
- Aceitar a inevitabilidade de ocorrência do perigo e reduzir as suas consequências.

Na figura 5 indica-se um fluxograma global de acidentes mostrando uma possível sistematização dos perigos que podem ocorrer nos navios e que se relacionam com danos estruturais, conforme se discutiu na secção 2.

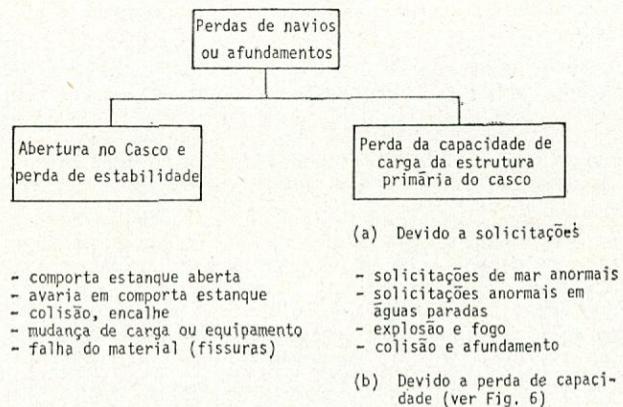


Fig. 5.—Diagrama esquemático dos sinistros relativos a avarias estruturais de navios.

Os principais tópicos identificados ou causas das perdas de navios podem-se agrupar en acções e resistência. O modo como eles serão tratados depende de serem considerados acontecimentos de alta ou baixa probabilidade de ocorrência. A filosofia geralmente adoptada consiste em tratar os acontecimentos de elevada probabilidade de ocorrência e dispensar só uma atenção limitada aos acontecimentos mais raros.

Trata-se da mudança de carga ou equipamento eliminando as suas causas mediante uma estiva e operação apropriados, pela utilização de sistemas de alarme ou eventualmente pelo dimensionamento local da estrutura.

As solicitações em águas paradas podem-se controlar e calcular o seu efeito satisfatoriamente. Os danos devidos a solicitações excessivas em águas paradas são portanto na sua maioria devidas a erros humanos nos procedimentos de carga.

O mau tempo não pode ser alterado nem evitado na maioria das vezes, embora a utilização de serviços de roteamento tendam a diminuir os seus efeitos. Também a utilização a bordo de sistemas de «monitoring» (22) pode resultar numa operação em mau tempo algo melhorada, diminuindo os seus efeitos. No entanto como este é um acontecimento de elevada probabilidade de ocorrência, os navios são normalmente dimensionados para condições de mau tempo.

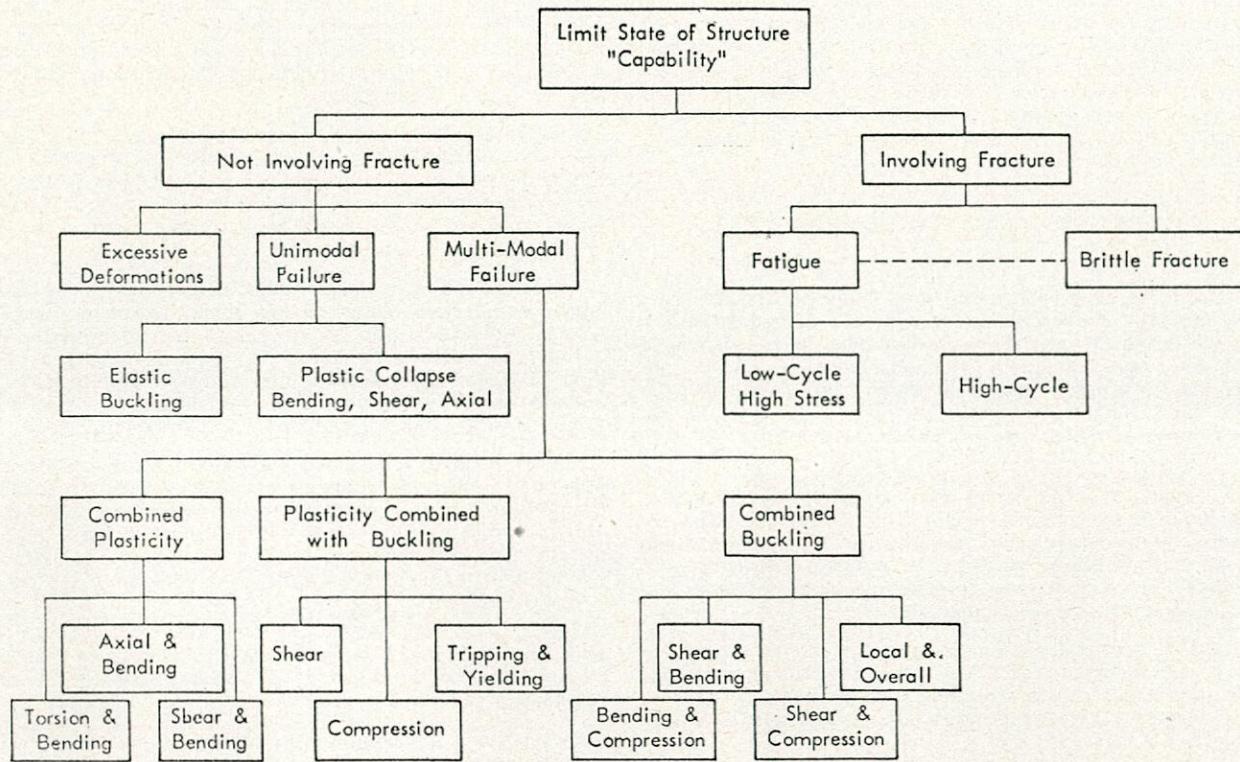
Embora explosões, incêndios, colisões e encalhes sejam responsáveis pela maioria das perdas dos navios, não se utilizam como critério de projecto estructural pois são ocasionados por acções anormais.

Estes acontecimentos resultam normalmente em solicitações muito intensas contra as quais se torna de certo modo inviável fornecer uma protecção estructural total. No entanto as consequências dos referidos acontecimentos são frequentemente elevadas especialmente em alguns tipos de navios tais como transportadores de petróleo, gás natural líquido ou produtos químicos, bem como em navios de passageiros.

Portanto defende-se aqui a tese de que se devem considerar no projecto as mencionadas acções accidentais.

O critério a associar-lhes é a aceitação de um certo grau de danificação da estrutura. No entanto as partes vitais do navio, tais como as zonas habitacionais, ou zonas de cargas perigosas deveriam ser providas de alguma protecção estructural. Podem ser por exemplo barreiras protectivas no caso de incêndio e explosão, duplo fundo e tanques laterais ou proas macias para absorver a energia de colisão.

Para além disso, deve-se assegurar que existe uma flutuabilidade e estabilidades adequadas na condição de danificado. Deverão também existir planos de contingência tais como por exemplo meios e equipamento salva-vidas, organização de combate a incêndios tanto a bordo como em terra ou operações de busca e salvamento.



Referindo-nos novamente à figura 5 pode-se ver que os danos dependem não só das solicitações que se acabaram de discutir como também da capacidade estrutural. A figura 6 indica a classificação dos possíveis modos de ruína que foi proposta pelo International Ship Structures Congress (22).

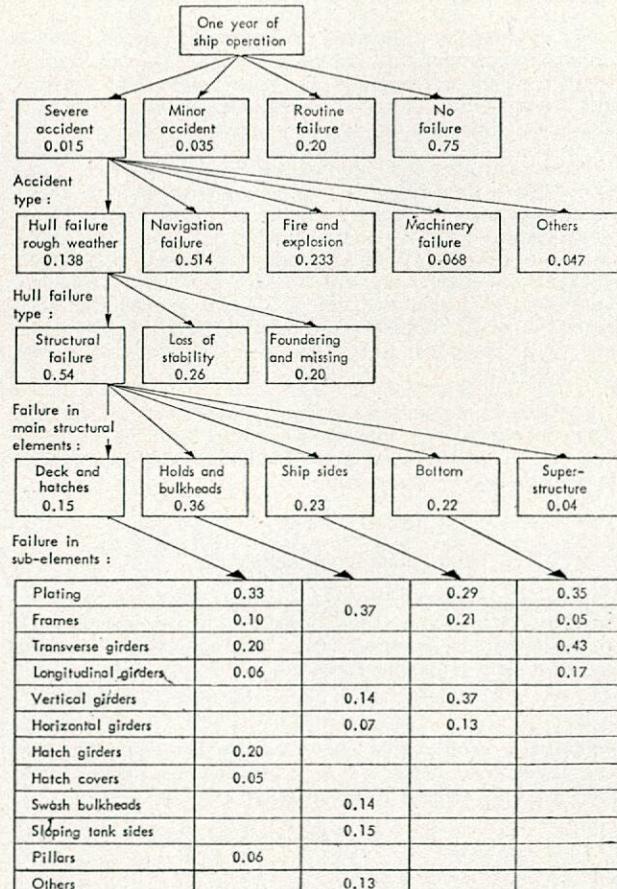
Para se dar uma avaria estrutural é necessário que vários membros sejam individualmente sujeitos a um desses tipos de ruína. Em particular em estruturas de navios, que são sistemas altamente redundantes torna-se normalmente necessário que haja um certo número de elementos que falhe de modo a provocar o colapso do casco. Formulações de análise probabilística de sistemas (24, 25) podem ser utilizadas para calcular as várias formas alternativas de colapso.

Pode-se também representar analiticamente a sequência de acontecimentos que conduzem a um tipo de ruína utilizando a metodologia de análise de riscos. O conhecimento da probabilidade de ocorrência de cada elemento permite que se estime a probabilidade de ocorrência de toda a cadeia de acontecimentos.

Referindo-nos ao exemplo da figura 7 pode-se ver que para obter a probabilidade anual de ruína da chapa de fundo, tem de se multiplicar a probabilidade de ocorrência de cada elemento da cadeia ( $35 \times 22 \times 54 \times 138 \times 0,15$ ) conduzindo ao resultado de  $8,6 \times 10^{-5}$ . No entanto, a grande dificuldade deste tipo de tratamento está na escassez de elementos estatísticos respeitantes a cada um dos elementos da cadeia.

Um exemplo do tipo de dados disponíveis encontra-se na referência 27 onde se consideram 824 casos de avarias estruturais de 146 navios, na sua maioria de bandeira norte-americana, cobrindo um período de 15 anos. Estes resultados dizem respeito a danos limitados os quais foram objecto de reparações. Portanto não identificam os modos de colapso associados com o estado limite do casco mas estão em vez disso associados a estados limites de serviço os quais têm recebido relativamente pouca atenção no projecto estrutural de navios.

Nesse estudo concluiu-se que os danos devidos a co-



lisões dominavam o panorama sendo as avarias em mau tempo o grupo seguinte em importância o que está de acordo com conclusões anteriores (28). Embora não se possa retirar nenhuma conclusão definitiva sem um estudo cuidadoso das características da base de dados usada, torna-se aparente a predominância de avarias no casco e balizas as quais revestem frequentemente a forma de deformações.

## 5. PROJECTO PROBABILISTICO DE ESTRUTURAS DE NAVIOS

Conforme estipulado pelas Sociedades de Classificação, os métodos convencionais de projeto da estrutura primária de casco baseiam-se na hipótese de que o modelo de uma viga representa adequadamente as tensões primárias. O projeto baseia-se então num dado valor do momento fletor em águas paradas e de onda e em requisitos mínimos para o módulo da secção.

As limitações deste tipo de procedimento, em especial para novos tipos de navios e novas gamas de dimensões já foram extensamente discutidas e actualmente os métodos de cálculo directo são considerados como sendo a forma apropriada de tratar o projeto estrutural de navios. No entanto, os tratamentos actuais ainda não consideram as acções accidentais.

Assim, o procedimento consiste em estimar as acções e a resistência de cada estrutura isoladamente em vez da formulação global aplicável a uma classe de estruturas que se previa nas regras das Sociedades de Classificação.

As acções primárias consistem fundamentalmente nas águas paradas e nas ondas (29). Ainda não existem estudos extensos sobre a caracterização probabilística dos momentos flectores em águas paradas mas os resultados existentes indicam que estes seguem uma distribuição normal (30).

As solicitações induzidas pelas ondas compreendem tanto uma componente de baixa frequência que tem a haver com os movimentos de corpo rígido do navio e uma componente de alta frequência devida à resposta elástica e dinâmica do navio à excitação da onda.

A previsão dos movimentos do navio baseia-se numa teoria linear de faixas (31) o que implica que os movimentos e as grandezas relacionadas têm as mesmas propriedades estatísticas do que o processo de entrada, neste caso a altura da onda. Demonstrou-se que a elevação da superfície livre do mar pode ser adequadamente representada por um processo aleatório estacionário de banda relativamente estreita, com valor médio nulo, para períodos curtos de tempo da ordem dos 30 minutos (32).

A elevação da superfície livre segue uma lei de distribuição normal e a amplitude máxima,  $x$ , segue de perto uma lei de probabilidades de Rayleigh (33), cuja função de distribuição é dada por:

$$F_x(x) = 1 - \exp(-x^2/E)$$

onde  $E$  é o valor quadrado médio de  $x$ .

Num longo período de tempo, da ordem dos anos, a elevação da superfície livre não pode ser considerada como um processo estacionário e a sua amplitude segue de perto uma lei exponencial dada por:

$$F_x(x) = 1 - \exp(-x/\lambda)$$

onde  $\lambda$  é o valor médio da amplitude da onda (34). Convém notar que ambas as distribuições são casos especiais das distribuições de Weibull (35):

$$F_x(x) = 1 - \exp[-(x/K)^l]$$

com os parâmetros  $l$  e  $K$ .

Os movimentos do navio e os momentos flectores induzidos pelas ondas obtêm-se por transformações lineares a partir da elevação da superfície do mar e são

portanto descritos pelas mesmas distribuições. As solicitações de alta frequência devem-se a vibrações induzidas pelas ondas (springing) ou a vibrações transitórias provocadas pelo caturrar o que por limitações de espaço não será aqui considerado.

A solicitação total a que o navio será sujeito obtém-se pela combinação de todos estes tipos de solicitações. Em projecto está-se interessado numa previsão da acção máxima que pode ser aplicada ao navio, o que se pode obter tanto de previsões de longo termo como a partir de estatísticas ordenadas.

A resistência é estimada para certos modos de colapso da estrutura. Estes modos identificam-se em geral com a cedência à tração, o colapso em compressão e a fadiga e fractura. O último não está associado a valores extremos das acções mas depende do efeito cumulativo ao longo da vida do navio, da sua variação no tempo e ainda não foi tratado satisfatoriamente.

Para a ruína do casco em cedência à tração pode-se adoptar o critério de cedência inicial no convés ou fundo ou pode-se considerar o momento totalmente plástico em que se considera a secção mestra totalmente plástificada (34). Em qualquer caso, a resistência do casco em termos de momento fletor  $M$  é dada por:

$$M = SM \cdot \sigma_0$$

onde  $\sigma_0$  é a tensão de cedência do material e  $SM$  o módulo elástico ou plástico da secção, dependendo da formulação adoptada.

Para a ruína em compressão podem-se dar vários modos de colapso. Pode-se ter a falha nas placas entre reforços, a instabilidade interbalizas dos reforços e placa ou o varejamento global de todo um painel (37). O efeito enfraquecedor da instabilidade estrutural pode-se representar por um factor  $\Phi$  que é a razão entre a tensão compressiva média e a tensão de cedência. Assim a resistência estrutural é dada por:

$$M = SM \cdot \sigma_0 \cdot \Phi$$

onde  $SM$  é o módulo elástico da secção. Um método satisfatório para determinar o factor  $\Phi$  para toda uma secção do casco foi desenvolvido recentemente por Smith (35).

A determinação das acções e capacidade conforme se descreveu relacionam-se com o estado limite de rotura do casco. Os estados limites de serviço que se relacionam com danos menores ainda não foram tratados adequadamente.

Para se ter um processo de dimensionamento é necessário não só prever o estado limite último mas também tomar em consideração as incertezas envolvidas nessas previsões. Isto consegue-se implicitamente nos códigos actuais pelo uso de um ou outro tipo de factores de segurança. No entanto existem métodos probabilísticos mais refinados que se podem usar para reflectir o efeito das incertezas.

Estes métodos podem-se classificar de acordo com a complexidade da formulação probabilística. Os métodos de nível 1 consideram as variáveis definidas por valores característicos enquanto que os métodos de nível 2 baseiam-se numa aproximação funcional de primeira ordem e numa descrição estatística de segundos momentos dos parâmetros que são agora descritos pelos seus valores médios e desvios padrão. Os métodos de nível 3 dizem respeito à descrição probabilística completa das variáveis, através da função de distribuição de probabilidade (39).

Numa formulação de nível 1 podem-se usar factores de segurança separadamente para as acções e capacidade. Estes factores chamam-se por vezes coeficientes majorantes ( $\gamma_m$ ) de solicitações ( $Q$ ) e minorantes ( $\gamma_r$ ) da resistência ( $R$ ) é o critério de projecto toma a forma de:

$$\frac{R}{\gamma_m Q} < \frac{1}{\gamma_r}$$

Um tratamento mais sistemático, ainda de nível 1, é o método dos coeficientes parciais de segurança no qual cada um dos dois factores de segurança se representa por um produto de vários coeficientes parciais. Cada coeficiente destina-se a reflectir a incerteza em cada um dos aspectos envolvidos na previsão da solicitação e resistência. Esta formulação apresenta já notáveis melhorias na medida em que permite que os efeitos do ambiente do projecto sejam directamente incorporados nas margens de projeto.

Os métodos de nível 2 nas suas formas mais simples operam só com duas variáveis, a acção ou efeito de acção ( $Q$ ) é a capacidade ( $R$ ). Há dois tratamentos em uso corrente, o conceito da margem de segurança ( $M$ ) devido a Cornell (40):

$$M = R - Q$$

e a formulação de Rosenblueth e Esteva (41):

$$M' = \frac{R}{Q}$$

A margem de segurança indica quanto a resistência é superior à solicitação de projecto e fornece portanto uma medida da segurança envolvida. Este nível de segurança relaciona-se com a variabilidade da margem de segurança e intuitivamente espera-se que este nível aumente à medida que a incerteza das previsões é menor. A medida que foi aceite é o índice de segurança  $\beta$  que é facilmente relacionado com a variabilidade das acções e resistências (fig. 8):

$$\beta = \frac{\mu_M}{\sigma_M} = \frac{\mu_R - \mu_Q}{\sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_Q^2}}$$

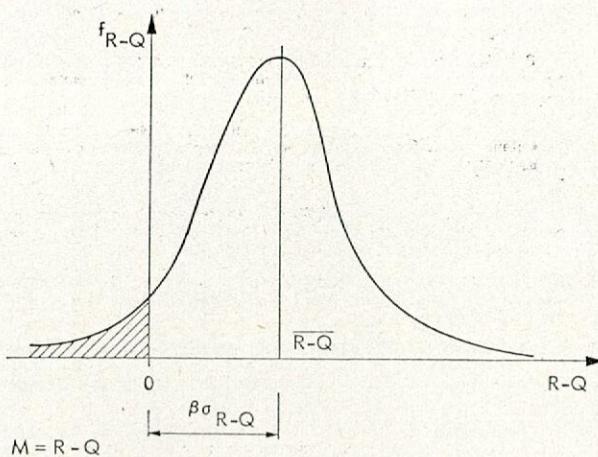


Fig. 8.—Ilustração do conceito de índice de segurança.

onde  $\mu$  é  $\sigma$  representam respectivamente o valor médio é o desvio padrão da variável em subscrito. Pode-se desenvolver um índice idêntico para a formulação de Rosenblueth-Esteva.

Este método simplificado de segundos momentos não toma em consideração o facto de que tanto a acção como a resistência dependem de várias variáveis, como por exemplo os momentos flectores en águas paradas, induzidos pelas ondas e vibratórios no caso das acções e a tensão de cedência, as distorções de soldadura e as tolerâncias no caso da resistência.

Os métodos avançados de nível 2 reconhecem a dependência da ruína em vários parâmetros e definem uma função de ruína  $M = g(x_1, x_2, \dots, x_n)$  que tem de ser maior do que zero para que não se dê a ruína. Os  $x_i$  denominam-se variáveis básicas e são em geral o resultado de uma transformação que visa eliminar a correlação existente entre as variáveis originais.

A função de ruína pode-se desenvolver em série de Taylor à volta de um ponto  $\bar{x}$ :

$$M = g(x_1, x_2, \dots, x_n) = g(\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_n) + \\ + \sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial g}{\partial x_i} \right)_{\bar{x}} (x_i - \bar{x}_i)$$

onde a derivada de  $g$  se avalia no ponto  $\bar{x}$ .

Sendo as variáveis  $x_i$  independentes, o valor médio ( $\mu_M$ ) e a variância ( $\sigma_M^2$ ) de  $M$  emprimem-se por:

$$\mu_M = g(\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_n)$$

$$\sigma_M^2 = \sum_{i=1}^n \left[ \left( \frac{\partial g}{\partial x_i} \right)_{\bar{x}} \sigma_{x_i} \right]^2$$

e o índice de segurança é ainda dado por:

$$\beta = \frac{\mu_M}{\sigma_M}$$

Para que este  $\beta$  exiba o mesmo valor para transformações lineares da superfície de ruína, o ponto  $\bar{x}$  no qual ele é avaliado tem de estar na superfície de ruína e resulta portanto de um processo iterativo (42).

Os métodos de nível 3 operam com as funções de densidade de probabilidade das variáveis e a medem a segurança através da probabilidade de ruína que é a probabilidade do efeito da acção exceder a resistência (43). Para uma ruína unimodal é dada por:

$$P_f = \int_0^{\infty} F_R(q) f_Q(q) dq$$

onde  $F_R$  é a função de distribuição da resistência e  $f_Q$  é a função densidade de probabilidade da acção. Para considerar a variabilidade de todos os parâmetros envolvidos na descrição da resistência e solicitação tem de se lidar com integrais múltiplos e o tratamento torna-se praticamente inviável.

As três formulações principais podem-se relacionar entre si quando se fazem hipóteses adicionais. Se se assume que a margem de segurança dos métodos de nível 2 tem uma distribuição normal, então:

$$P_f = \Phi(-\beta)$$

onde  $\Phi$  é a função de distribuição da normal reduzida.

A hipótese de uma distribuição normal para  $M$  não é descabida pois  $M$  resulta dos efeitos acumulados de muitas variáveis aleatórias.

Os coeficientes parciais de segurança ( $\gamma_i$ ) podem-se derivar do índice de segurança de uma forma aproximada por um processo de linearização onde o valor de projecto ( $x^*$ ) da variável  $x$  se relaciona com o seu valor médio ( $\bar{x}$ ) ou valor característico ( $x_k$ ) por:

$$x^*_i = x_i (1 - \alpha_i \beta V_i) = \frac{x_k}{1 + k_i V_i} (1 - \alpha_i \beta V_i), \quad i = 1, \dots, n$$

onde  $V$  é o coeficiente de variação ( $= \sigma/\mu$ ),  $k$  uma constante associada ao valor característico  $x_k$  e  $\alpha$  é um factor que varia entre 0,7 e 1,0 e que depende da forma da superfície de ruína (44). O factor parcial de segurança  $\gamma_i$  que afecta o valor característico da variável  $x_i$  é pois dado por:

$$\gamma_i = \frac{1 - \alpha_i \beta V_i}{1 + K_i V_i}$$

o qual, como se vê, depende do índice de segurança  $\beta$ .

E esta interrelação entre os níveis de segurança que permite a utilização de uma formulação mais sofisticada para derivar de um modo consistente os coeficientes para uso no projecto.

O nível 3 é a formulação mais precisa. No entanto, baseia-se numa informação completa acerca das solicitações e capacidade em termos de uma distribuição de probabilidade completa o que na prática se desconhece. Os métodos de nível 2 baseiam-se em muito menos informação e em hipóteses adicionais.

Os diferentes métodos aplicados à mesma estrutura dão resultados diferentes mas o uso de um método dá resultados sensivelmente consistentes quando aplicado a várias estruturas. Presentemente parece viável usar uma formulação do nível 2 para calibrar factores parciais de segurança a utilizar nos actuais códigos de projecto.

Relativamente a estruturas de navios, os esforços iniciais concentraram-se nos tratamentos de nível 3 (45-47, 19) e posteriormente ocuparam-se de métodos de nível 2 (48-50).

## 6. CONCLUSAO

O reconhecimento da natureza aleatória da maioria dos processos originários das solicitações ambientais e das incertezas envolvidas na previsão de acontecimentos futuros conduziu a uma gradual divulgação dos métodos probabilísticos e estatísticos no projecto estrutural.

A Segurança Estrutural baseia-se em modelos probabilísticos das solicitações ambientais efuncionais bem como da resistência estrutural nos modos de colapso associados com aquelas solicitações.

No entanto, uma análise dos maiores acidentes indica que as suas causas são dominadas por erros humanos grosseiros, os quais se combatem principalmente com programas de garantia de qualidade.

No caso de navios os erros humanos na sua operação resultam nas chamadas solicitações accidentais tais como colisões, encalhe e explosão o que não é tomado em consideração no processo normal de projecto estrutural. Portanto, a melhoria dos padrões de segurança estrutural implica que se tome em consideração os efeitos das solicitações accidentais. Os erros humanos durante o projecto e fabricação podem resultar numa resistência anormalmente diminuta o que tem de ser minorado através de programas de inspecção e controle.

O principal objetivo deste trabalho é frizar a possibilidade de atacar o problema da segurança estrutural a partir desta outra perspectiva que reconhece todos os factores conducentes ao acidente.

A utilização da Análise de Riscos para o estudo de acidentes permite uma identificação das suas causas bem como uma classificação das suas importâncias relativas. Isto tem a vantagem de indicar os modos mais importantes de ruína enquanto os tratamentos anteriores tendiam a concentrar-se nos modos que podiam ser mais facilmente formulados e tratados.

A Análise de riscos permite também que se estabeleçam níveis de segurança consistentes para os diferentes tipos de acidentes e indica a melhor forma de distribuir os recursos num programa de controle de risco e garantia de qualidade.

A identificação de importância das solicitações accidentais não implica um abandono das práticas normais de projecto que se relacionam com as solicitações ambientais e funcionais. Estas continuarão a ter um papel central e um tratamento probabilístico é a melhor forma de as considerar e de estabelecer os factores de segurança.

## 7. REFERENCIAS

1. LLOYD'S REGISTER OF SHIPPING: «Casualty Returns. Annual summary and quarterly reports», 1970 to 1980.
2. J. P. CASHMAN: «Analysis of World Merchant Ship Losses 1967-75», in: Safety at Sea, RINA (Royal Institution of Naval Architects), 1977, pp. 15-34.
3. J. P. CASHMAN: «Total Losses - Statistical Evidence of the last four Years (1976-1979)», Proc. Int. Symp. on Fitness for Sea», Newcastle , 1980, pp. 105-124.
4. S. T. HARLEY: «The Grounding of Esso Cambria». Safety at Sea, noviembre 1977, pp. 39-40.
5. «Collision! SS Frosty - mv Georges Prince». Safety at Sea, outubro 1978, pp. 37-41.
6. S. KRISTIANSEN: «Analysis of Ship Casualties and its Application in Design of Bridges», in: Advances in Marine Technology. Tapir, Trondheim, 1979, Vol. I, pp. 137-163.
7. T. MOAN: «Wider Aspects of Petroleum Technology, and in Particular, the Application of Hazard Analysis, Risk Analysis and Event/Consequence Analysis to Offshore Systems and Operations». Joint UK/Norwegian Seminar on Education and Research in Offshore Petroleum Technology, Trondheim, 1978.
8. E. ABRAHAMSEN: «Structural Safety of Ships and Risks to Human Life». European Shipbuilding, 1962, pp. 134-137.
9. T.-C. MATHIESSEN, C. BOE: «Safety at Sea - A Problem of Risk Management», in: Safety at Sea, RINA, 1977, pp. 65-70.
10. M. O'RATHAILLE, P. WIEDEMANN: «The Social Cost of Marine Accidents and Marine Traffic Systems». J. of Navigation, Vol. 33, 1980, pp. 30-39.
11. T. C. GLOERSEN: «Accidental Oil Pollution at Sea». Veritas.Volumen 26, núm. 98, 1980, pp. 12-17.
12. T. MOAN, I. HOLLAND: «Risk Assessment of Fixed Offshore Structures; Experience and Principles», in: Structural Safety and Reliability, T. Moan, M. Shinozuka (Eds.), Elsevier Scientific Pub. Co., Amsterdam, 1981, pp. 803-820.
13. «The Tragedy of the Betelgeuse», Safety at Sea, noviembre 1980, pp. 30-33, and Int. Petroleum Times, 1 agosto 1980, p. 10.
14. T. MOAN: «Risk Assessment of Mobile Rig Operations». Report no. SK/R46. Division of Marine Structures, Norwegian Institute of Technology, 1978.
15. T. MOAN: «Desenvolvimento Técnico e Risco de Acidentes» (em norueguês), Teknisk Ukeblad/tekniskk, Vol. 11, núm. 127, 1980, pp. 32-36.
16. D. I. BLOCKLEY: «Analysis of Structural Failures». Proc. Instn. Civil Engrs., Vol. 62, Part 1. 1977, pp. 51-74.
17. H. R. HANSEN: «Structural Design - Safety and Reliability Considerations behind the Classification Society Requirements», in: Safety at Sea, RINA, 1977, pp. 35-43.
18. J. M. PLANEIX, J. RAYNAUD, M. HUTHER: «New Outlooks for Guardians of Safety: Explicit Versus Implicit Risk Analysis in Classification/Certification», in: Safety at Sea, RINA, 1977, páginas 71-82.
19. R. A. GOODMAN, G. A. MOWATT: «Application of Strength Research to Ship Design», in: Steel Plated Structures, Crosley Lockwood Staples, London, 1977, pp. 676-712.
20. S. G. STIANSEN, A. MANSOUR, H. Y. JAN, A. THAYAMBALLI: «Reliability Methods in Ship Structures». Transactions, RINA, Vol. 122, 1980.
21. JOINT COMMITTEE ON STRUCTURAL SAFETY: «General Principles on Quality Assurance for Structures». Report núm. 35, IABSE (International Association of Bridge and Structural Engineering), 1981.
22. K. LINDEMANN, J. ODLAND, J. STRENGEHAGEN: «On the Application of Hull Surveillance Systems for Increased Safety and Improved Structural Utilization in Rough Weather». Transactions SNAME (Society of Naval Architects and Marine Engineers), Vol. 85, 1977, pp. 131.
23. J. B. CALDWELL, et. al.: «Design Procedure». Proc. of the 4th Int. Ship Structures Congress, Tokyo, 1970, pp. 301-337.
24. F. MOSES: «Reliability of Structural Systems». J. Struct. Div., ASCE (American Society of Civil Engineers), Vol. 100, 1974, pp. 1813-1820.
25. A. H.-S. ANG, H.-F., MA: «On the Reliability of Structural Systems», in: Structural Safety and Reliability, T. Moan, M. Shinozuka (Eds.), Elsevier Scientific Pub. Co., Amsterdam, 1981, pp. 295-314.
26. S. GRAN: «Reliability of Ship Hull Structures». Report núm. 78-216, Det Norske Veritas, 1978.
27. S. HAWKINS, G. H. LEVINE, R. TAGGART: «A Limited Survey of Ship Structural Damage». Report no. SSC-220, Ship Structure Committee, Washington, D. C., 1971.
28. C. J. HAMRIN, H. S. TOWSEND: «General Cargo Ship Damage». European Shipbuilding, 1963, pp. 138-142.
29. C. GUEDES SOARES: «Aspectos Gerais do Projecto de Estructuras de Navios e da Previsão das Solicitações de Projecto», Rev. Port. de Engenharia de Estructuras, Vol. 3, 1980, pp. 159-168.
30. L. D. IVANOV, H. MADJAROV: «Statistical Estimation of the Maximum Still Water Bending Moments for Cargo Ships». Shipping World and Shipbuilder», Vol. 168, 1975, pp. 759.

(Pasa a la pág. 223.)

## BARCOS

### BUQUE ROLL-ON/ROLL-OFF DE 5.500 TPM

Recientemente ha entrado en servicio el buque «ROLL-VIGO», construido por FACTORIAS VULCANO-ENRIQUE LORENZO Y CIA., S. A., para la firma INTERROLL, S. A., de Madrid.

Es un buque concebido para el transporte de vehículos en general (remolques, plataformas y turismos). La carga y descarga de mercancías se realiza por el sistema roll-on/roll-off, que discurren directamente del muelle al buque y viceversa, a cuyo fin se dispone la correspondiente rampa-puerta de acceso, así como ascensor y rampas en las distintas zonas, tal como se indica en la disposición general anexa. Asimismo en el entrepuente tiene la posibilidad de una dedicación para el transporte de automóviles, a cuyo fin dispone de dos cubiertas móviles (car-decks) en toda su extensión, pudiendo transportar automóviles en la zona superior y remolques o plataformas en la parte baja.

El proyecto ha sido realizado en su totalidad por TECNOR, S. L.

Su estructura es totalmente soldada con dos cubiertas principales continuas, amplia superestructura, proa de bulbo y popa de estampa.

#### CARACTERISTICAS PRINCIPALES

Eslora total ... ... ... ...	122,80 m
Eslora entre pp ... ... ... ...	112,80 m
Manga de trazado ... ... ... ...	18,35 m.
Puntal a la cubierta principal ... ...	6,50 m
Puntal a la cubierta shelter ... ...	13,40 m
Registro bruto ... ... ... ...	2.841 Tm
Peso muerto ... ... ... ...	5.500 Tn
Velocidad en pruebas ... ... ...	17,60 nudos
Autonomía ... ... ... ...	17.800,00 millas
Tripulación (incluido armador y 2 alumnos) ...	28
Pasajeros ... ... ... ...	12
Clasificación: BUREAU VERITAS I 3/3 E + Roll-on/Roll-off GLACE III AUT-MS.	

#### CAPACIDADES DE CARGA, LASTRE Y CONSUMOS

Combustible (fuel) ... ... ... ...	1.116 m <sup>3</sup>
Combustible (gas-oil) ... ... ... ...	76 m <sup>3</sup>
Aceite ... ... ... ...	80 m <sup>3</sup>
Agua dulce potable ... ... ... ...	77 m <sup>3</sup>
Agua dulce caldera ... ... ... ...	46 m <sup>3</sup>
Agua de lastre ... ... ... ...	1.219 m <sup>3</sup>
Capacidades de bodega (balas) ... ...	4.600 m <sup>3</sup>
Capacidad de entrepuente (balas) ... ...	9.900 m <sup>3</sup>

#### Vehículos:

	Remolques de 12,5 m	Contenedores de 20'	Turismos con peso medio de 1 Tn
<b>a) Con entrepuente como ro-ro:</b>			
Bodega ... ... ... ...	21	42	—
Entrepunte:			
— Car-deck bajo ...	—	—	158
— Cubierta... ... ...	41	164	—
Cubierta shelter ...	39	78	—
	101	284	158

#### b) Con entrepuente como ro-ro y car-carrier:

Bodega ... ... ... ...	21	42	—
Entrepunte:			
— Car-deck-alto ...	—	—	144
— Car-deck bajo ...	—	—	158
— Cubierta... ... ...	—	—	235
Cubierta shelter ...	39	78	—
	60	120	537

NOTA.—La altura del entrepuente permite sustituir los remolques y turismos por plataformas con 2 contenedores encima.

La longitud del camino de rodadura de 2,80 m de ancho para un máximo número de remolques es de 1.375 m.

#### PROPELLION

La propulsión se realiza mediante dos líneas propulsoras, compuesta cada una por los elementos siguientes:

- Motor BAZAN-MAN no reversible, tipo 8L40/54A, de 5.000 CV a 450 rpm.
- Reductor TACKE-OLALDE, tipo HSN 800, con reducción 2,5:1, con una toma de fuerza secundaria capaz para accionamiento de un alternador de 400 KVA, a 1.500 rpm.
- Hélice NAVALIPS de paso controlable, de cuatro palas y 3.600 mm de diámetro, con eje de cola de 8.460 mm de longitud y un carrete de 500 mm de longitud. La hélice es de cunial.
- Obturadores de bocina WAUKESHA LIPS, tipo 380 MKII.

Para las maniobras de atraque va dotado el buque con un propulsor transversal en proa, con hélice EIMARWEIR, tipo HPV12, de cuatro palas orientables, accionada por motor eléctrico ALCONZA, tipo DV-515-MB-4 de 442 CV, 380 V, 50 Hz y 1.478 rpm.

#### GRUPOS ELECTROGENOS E INSTALACION ELECTRICA

La energía eléctrica se genera por medio de:

- Dos grupos electrógenos compuestos cada uno por un motor BAZAN-MAN, tipo R8V16/18TL, de 625 CV, a 1.500 rpm y un alternador FENYA, tipo DISB 100 G/4, de 500 KVA, a 1.500 rpm, 380 V, 50 Hz.
- Dos alternadores de cola, cada uno en la toma de fuerza de cada reductor, FENYA, tipo DISB 100 E/4D, de 400 KVA, a 1.500 rpm, 380 V, 50 Hz.
- Un grupo electrógeno de puerto, compuesto por un motor PEGASO, tipo 9100/22, de 120 CV, a 1.500 rpm y un alternador FENYA, tipo NIC2031-4, de 55 KVA, a 1.500 rpm, 380 V, 50 Hz. El mencionado motor puede también accionar la bomba de C.I. de emergencia, marca ITUR, de 80 m<sup>3</sup>/h, a 70 m.a.m., tipo IRS-4408/2.

El buque va dotado asimismo de:

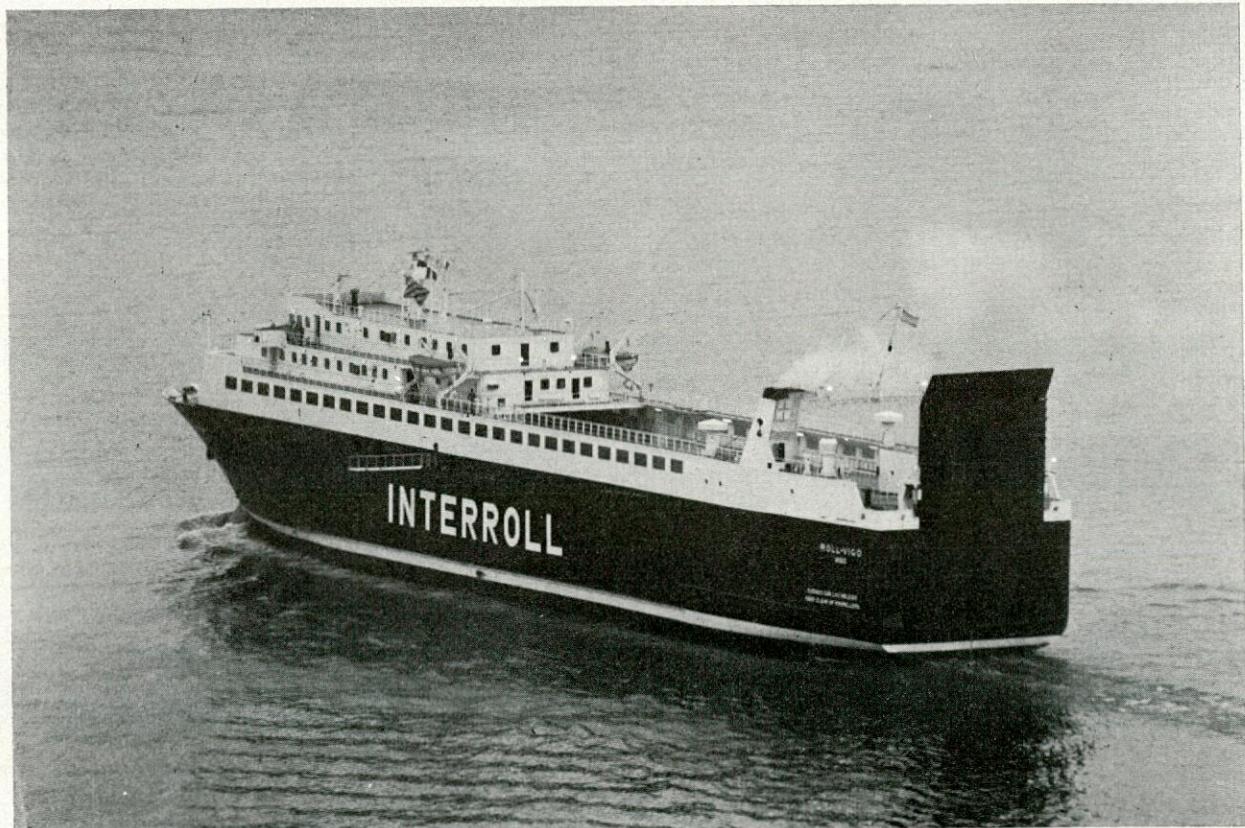
- Dos transformadores INTACE, de 380/220/183 V, de 200 KVA para contenedores frigoríficos.
- Dos transformadores INTACE, de 380/220 V de 100 KVA para servicio de alumbrado.
- Un transformador INTACE, de 380/110 V, de 15 KVA.

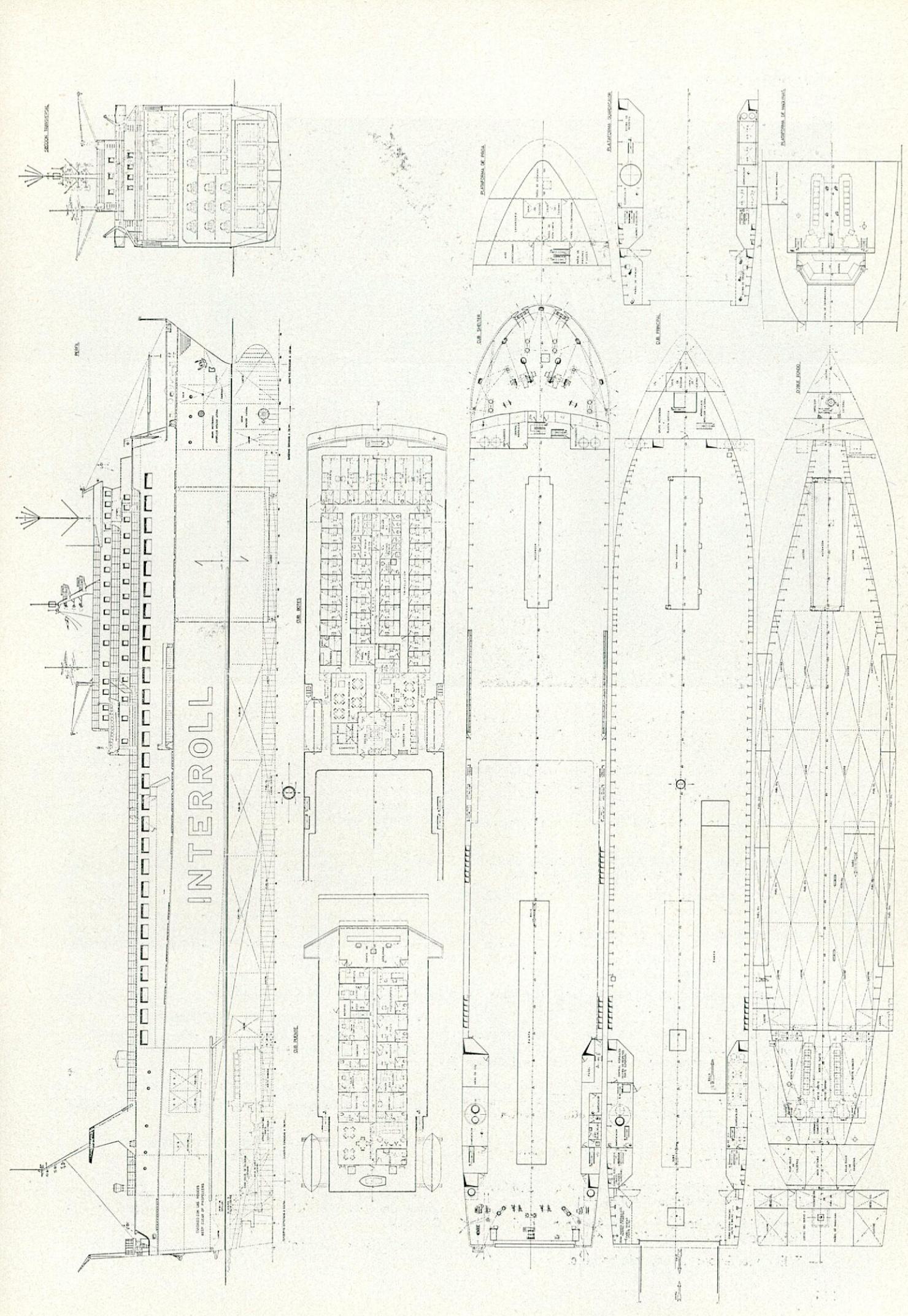
En una cabina de control insonorizada, situada en la cámara de máquinas, se dispone el cuadro principal fabricado por ELINSA, S. A., y la central de alarmas para la cota AUT-MS, fabricada por RILEZ, S. A. El cableado de toda la instalación eléctrica ha sido realizado por ISOLUX NAVAL, S. A.

#### AUXILIARES DE LA MAQUINARIA Y OTROS EQUIPOS

El buque dispone de los siguientes elementos o equipos:

- Dos botellas de aire de arranque de los motores propulsores de 710 litros a 30 kg/cm<sup>2</sup> cada una.
- Una botella de aire para arranque de los motores auxiliares y otros servicios de 125 litros a 30 kg/cm<sup>2</sup>.
- Dos electrocompresores marca ABC, tipo XS-150, de 100 m<sup>3</sup>/h, a 30 kg/cm<sup>2</sup>, con motor eléctrico ALCONZA, tipo DF-180M-4, de 28 CV.
- Cuatro bombas (2 de reserva) de circulación A.S. de los motores propulsores marca ITUR, tipo INV 125/315, de 250 m<sup>3</sup>/h, a 30 m.a.m, accionada por motor eléctrico ALCONZA, tipo DV-200M-4.
- Cuatro bombas de refrigeración agua dulce motor propulsor (2 de servicio y dos de reserva), marca ITUR, tipo INV-65/160, de 75 m<sup>3</sup>/h, a 35 m.a.m, accionada por motor eléctrico ALCONZA, tipo DN-160 MB-2.
- Cuatro bombas de aceite lubricación motor propulsor (2 de servicio y dos de reserva), marca ALLWEILER, tipo SNEF-1300 R46U2GG, de 1.250 l/min, 87 m.a.m, movidas por motor ALCONZA, tipo DV-180L-4, de 37 CV.
- Cuatro electrobombas de aceite para lubricación de balancines del motor propulsor (2 de servicio y dos de reserva), ALLWEILER, con motor ALCONZA.
- Dos electrobombas de reserva de aceite engranajes reductor ALLWEILER, con motor ACONZA.
- Cuatro electrobombas de agua dulce refrigeración inyectores motor propulsor (2 de servicio y dos de reserva) ITUR, con motor ALCONZA.
- Cuatro bombas de combustible motor propulsor (2 de servicio y 2 de reserva) ALLWEILER, tipo SNEF40-R46U2GG, de l/min, a 63 m.a.m, movidas por motor ALCONZA, tipo DNV-80L-4, de 1,85 CV.
- Dos separadoras de fuel-oil ALFA-LAVAL, tipo MOPX-207 SGT-24E, de 2.675 l/h, movidas por motor ALCONZA, tipo DNF 132 S-4, de 7,5 CV. Se complementa con calentadores de vapor.
- Una separadora de gas-oil ALFA-LAVAL, tipo MAPX-204TGT-24/4139-3, de 2.450 l/h, movidas por motor ALCONZA, tipo DNF100LB-4, de 3 CV.
- Dos depuradoras de aceite ALFA-LAVAL, tipo MOPX-207SGT-24E, de 2.675 l/h, movidas por motor ALCONZA, tipo DNF 132S-4, de 7,5 CV. Lleva su calentador de vapor.
- Una bomba de trasiego de fuel-oil ALLWEILER, tipo SNEF440R40U2GG, de 333 l/min, movida por motor ALCONZA de 9,3 CV.
- Una bomba de trasiego de gas-oil ALLWEILER, tipo SNEF 440R40 42GG, de 333 l/min, movida por motor ALCONZA de 9,3 CV.
- Una bomba de trasiego de aceite y vaciado de cárteres ALLWEILER, tipo SNE210R46U2GG, de 200 l/min, con motor ALCONZA.
- Un separador de sentinas modelo AMV 10 AKERS, para 10 Tn/hora, con bomba P.C.M., tipo 2515.
- Una caldereta de gases de escape COMMODORE, fabricada por FACTORIAS VULCANO, con producción 1.500/1.200 kg/h, a 7,5 kg/cm<sup>2</sup>.
- Un generador de agua dulce VULPAC n.º 3, fabricado por FACTORIAS VULCANO, para una producción de 10/12 Tn/día, con planta potabilizadora.
- Dos bombas de lastre ITUR, tipo IRVS 4412/2, de 200 m<sup>3</sup>/h, a 30 m.a.m, con motor ALCONZA, tipo DV-200 M-4 de 46 CV.
- Dos bombas de sentinas y servicios generales ITUR, tipo IRVS 4412/1, de 150 m<sup>3</sup>/h, a 30 m.a.m, con motor ALCONZA, tipo DV-180 M-4, de 28 CV.







- Una bomba de C.I. baldeo ITUR, tipo IRVS 4408/2, de 80 m<sup>3</sup>/h, 70 m.a.m, con motor ALCONZA, tipo DNV 180 L-2, de 45 CV.
- Una planta séptica FREDRIKSSTAD, modelo CP-40, para 240 l/hora de carga media, fabricada por FACTORIAS VULCANO.
- Ventilación de la cámara de máquinas compuesta por:
  - Dos impulsores CONAU, tipo VIM-930, de 50.000 m<sup>3</sup>/h, con motor ALCONZA, de 18,7 CV.
  - Dos extractores CONAU, tipo VIM-810, de 30.000 m<sup>3</sup>/h, con motor ALCONZA, de 7 CV.
- Ventilación de bodegas compuesta por:
  - Dos impulsores CONAU, tipo VIM-1250, de 85.000 m<sup>3</sup>/h, con motor ALCONZA, de 22,7 CV.
  - Cuatro impulsores CONAU, tipo VIM-1250, de 90.000 m<sup>3</sup>/h, con motor ALCONZA, de 27 CV.
- Ventiladores para local del servo, taller, exhaustión de aseos, cocina, gamba, local del CO<sub>2</sub>, local del impulsor lateral, lavandería y local de baterías.
- Instalación de aire acondicionado para la habilitación a base de una central HI-PRESS y tubería SPIRODUCT preaislado, suministrada y montada por NOVENCOR IBERICA.
- Equipo de protección catódica por corrientes impresas ENGELHARD.
- Gamba frigorífica con compresores COPELAND, instalada por la firma TECFRIO, S. A.
- Instalación sanitaria de presión para servicios de habilitación para agua fría y caliente.
- Taller mecánico: torno, taladro, etc.

#### EQUIPO DE GOBIERNO, FONDEO Y AMARRE

- Servomotor HS-280 HIDRAPILOT hidráulico.
- Dos molinetes hidráulicos monoancla EIMAR-WEIR, combinados con carreteles de maniobra y amarre de tensión constante y dos cabidores cada uno. La cadena es de 55 mm de diámetro, calidad U-2, suministrada por VICINAY, y el ancla es de 3.540 Kg de peso.
- Dos chigres hidráulicos con carretel, uno de ellos con dos carreteles y ambos con cabidón EIMAR-WEIR, tipo CHHVII.
- Además de las dos anclas de servicio y una de respaldo, todas en proa, existe en popa un ancla para el paso del Canal de San Lorenzo, de 1.800 Kg de peso sujetada por cable al carretel del chigre hidráulico citado antes.

#### MEDIOS DE CARGA Y DESCARGA

Para la carga y descarga, el buque dispone de:

- Puerta de popa, accionada por cables y mediante un chigre hidráulico EIMAR-WEIR.
- Rampa de cubierta principal y tapa en su zona de proa, accionada por cilindros hidráulicos.
- Rampa de cubierta shelter, accionada por cilindro hidráulico.
- Ascensor y tapa de cubierta principal accionados por cilindros hidráulicos. Este ascensor y tapa son fabricados por ASCARGO, S. A.

Las rampas, puerta de popa y car-deck han sido fabricadas por FACTORIAS VULCANO, con proyecto de ASCARGO.

Todos estos elementos tienen trincado asimismo hidráulico.

# THERE ARE MANY MEANS OF ACCESS



Certainly this is one form of access  
but it would not make an ideal  
hatch cover for a ship.

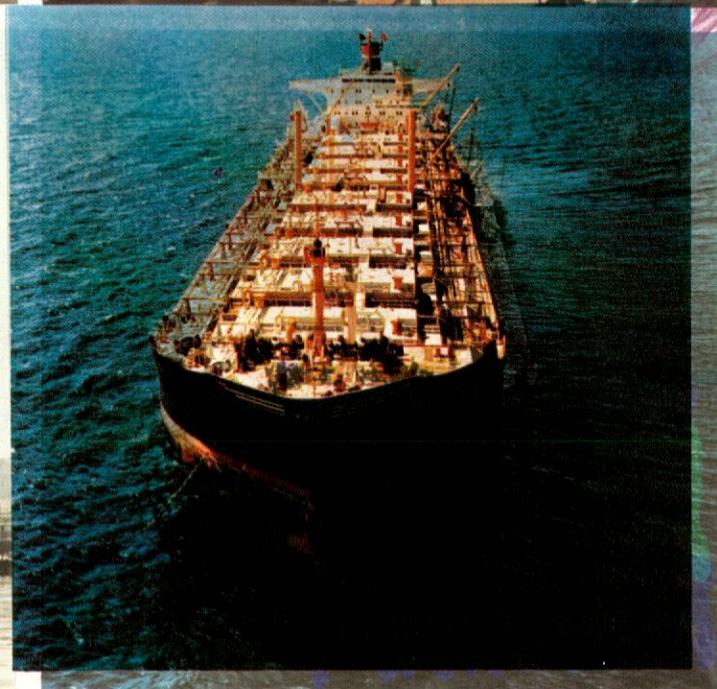
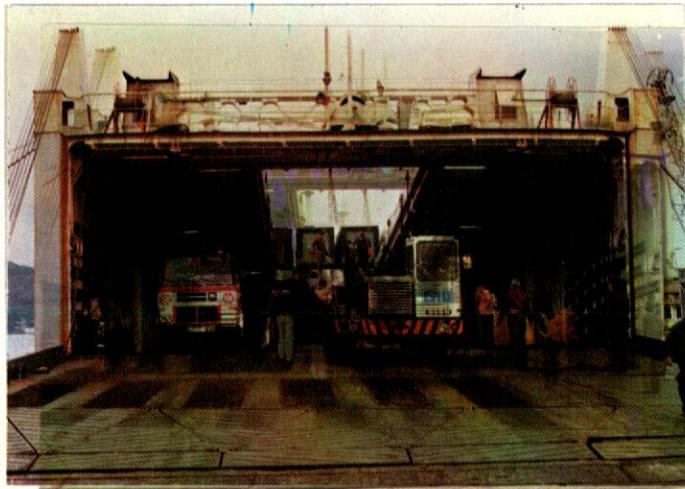
Over the past 20 years we have  
demonstrated our ability to design  
efficient ships' access systems.  
Of course we can help you.

**ASCARGO**

We design, manufacture  
and supply a complete  
range of ships' cargo  
access and transfer  
systems.

HATCH COVERS, RAMPS, WATERTIGHT DOORS,  
HATCH COVERS, RAMPS, WATERTIGHT DOORS,  
CARGO LIFTS, MOVEABLE DECKS, etc.  
All with the backing of our team of  
professional marine engineers

All with the backing of our team of  
professional marine engineers.



# ASCARGO

Gran Vía, 89 - Bilbao, 11 (Spain)

Tel.: (94) 442 17 83 / 442 25 49 / 442 26 82 / 441 47 00

Tel.: (94) 442 17 83 / 442 25 49 / 442 26 82 - 441 47 00

Cables: ASCARGO, Bilbao E

Cables: ASCARGO, Bilbao



ASCARGO, S. A., member of the CONSULPORT GROUP  
ASCARGO, S. A., member of the CONSULPORT GROUP

Los cilindros y accesorios hidráulicos son de la firma ROQUET, S. A.

Existen dos centrales hidráulicas VOLVO-HIDRAULICA para estos servicios y, además, para la maquinaria de fondeo y amarre y dos cardecks, situados en la bodega de entrepuente.

Los citados car-decks cubren toda la superficie de esa bodega, en varias secciones independientes. El cardeck inferior puede situarse a dos alturas diferentes además de la de estiba, que es la que resulta de subirlo hasta pegar al techo.

#### AERODESLIZADORES MAS ECONOMICOS Y SILENCIOSOS

En julio se iniciarán ensayos con un nuevo tipo de aerodeslizador que, al parecer, es mucho más económico y silencioso. En los últimos doce meses se han estado construyendo dos prototipos del AP1-88, de 100 plazas, de la British Hovercraft Corporation, que en este momento se equipan en la isla de Wight, frente a la costa meridional de Inglaterra.

A pesar de que estos ensayos tendrán una duración de varios meses, se estima que se completarán a tiempo para que los dos aerodeslizadores comiencen a prestar servicio de pasajeros a fines del año en curso entre la isla de Wight e Inglaterra. La nueva embarcación, de 29 toneladas, es la sucesora de la SRN-6, más pequeña, y es el primer aerodeslizador anfibio de construcción naval soldada provista de motores diesel. Hasta ahora se han empleado turbinas de gas que accionan hélices aéreas, así como tecnología y materiales aeronáuticos, a fin de obtener una estructura lo más ligera posible.

Sin embargo, el AP1-88 prescinde de tal tecnología gracias a los nuevos perfeccionamientos y materiales, que han originado «faldas» de mayor eficiencia, con menor presión y resistencia aerodinámica. La BHC no proyecta obtener beneficios aumentando la velocidad o la carga útil, sino pasando de costosos materiales y métodos aeroespaciales a materiales navales más tradicionales, que permitirán construir aerodeslizadores más sencillos y económicos. A un costo de menos de un millón de libras esterlinas, las nuevas embarcaciones costarán la mitad de las SRN-6.

El AP1-88, de 21 metros de eslora, también reducirá el nivel de ruido al utilizar motores marinos diesel, que brindan sustentación y accionan dos ventiladores entubados de propulsión. De este modo, el aerodeslizador será un 50 por 100 más silencioso que el SRN-6. Si bien la BHC manifestó originalmente que la nueva embarcación transportaría 80 pasajeros, ahora lo considera como un aerodeslizador de 100 plazas. El SRN-6, de 18 toneladas, transporta sólo 58 pasajeros.

El AP1-88 desarrollará una velocidad de más de 100 kilómetros hora en aguas tranquilas y permitirá, por primera vez, que un aerodeslizador compita en cuanto al costo y nivel de ruido con una embarcación patrullera rápida tradicional. El nuevo aerodeslizador se considera adecuado también para la industria petrolera y los trabajos de exploración en aguas abiertas.

## ASTILLEROS

#### ACTIVIDAD DE LOS ASTILLEROS NACIONALES EN EL MES DE ABRIL DE 1982

##### NUEVOS CONTRATOS

No se ha registrado ninguno durante el mes de abril.

##### BOTADURAS

**Astilleros Españoles. Factoría de Sestao.**—«TAMARIN». Granelero de 23.352 TRB y 44.000 TPM. Armador: Ocean Dry Bulkcarriers Ltd., de Liberia. Irá propulsado por un motor Aesa/B&W, tipo 6L67GFCA, de 13.100 BHP a 123 revoluciones por minuto.

**Astilleros Luzuriaga.**—«PUNTA ZABALA». Carguero de 1.240 TRB y 2.900 TPM. Armador: Naviera Jaizkibel, S. A. Motor propulsor: MAK, tipo 8M-332, de 1.750 BHP a 750 revoluciones por minuto.

**Astilleros y Varaderos de Tarragona.**—Remolcador de 168 TRB y 82 TPM. Armador: Remolques y Servicios Marítimos, S. A. (REYSER). Irá propulsado por un motor Echavarria/B&W, tipo 14V23L-VO, de 2.030 BHP a 800 r. p. m.

**Construcciones Navales P. Freire.**—«MONTE DE VIOS». Pesquero congelador de arrastre por popa de 245 TRB y 190 TPM. Armador: Congeladores Cíes, S. A. Irá propulsado por un motor ABC, tipo 8MDXC, de 1.200 BHP a 750 revoluciones por minuto.

##### PRUEBAS OFICIALES/ENTREGAS

**Astilleros del Atlántico.**—«EL SEPTIMO». Roll-on/Roll off pallet refrigerado de 1.500 TRB y 2.000 TPM. Armador: Cia. Coruñesa de Navegación, S. A. Características principales: eslora total, 74,7 m.; eslora entre perpendiculares, 69,1 m.; manga, 14,2 m.; puntal, 9,7/4,612 m., y calado, 4,57 m. Capacidad de bodegas: 3.880 m<sup>3</sup>. Motor propulsor: Echavarria/B&W, tipo 14V23L, de 2.100 BHP a 820 r. p. m.

**Astilleros Españoles. Factoría de Sevilla.**—«KIN WANG». Granelero de 20.487 TRB y 35.000 TPM. Armador: Newport Shipping Ltd., de Liberia. Características principales: eslora total, 197,6 m.; eslora entre perpendiculares, 185 m.; manga, 24,2 m.; puntal, 15,2 m., y calado, 11,157 m. Capacidad de bodegas: 43.550 m<sup>3</sup>. Motor propulsor: AESA/B&W, tipo 5L67GFCA, de 10.900 BHP a 123 r. p. m.

**Astilleros Gundan.**—«ESCAMA XXII». Pesquero de arrastre por popa de 250 TRB y 244 TPM. Armador: Banco Nacional Pesquero y Portuario, S. A. (BANPESCA), de México. Características principales: eslora total, 47,8 m.; eslora entre perpendiculares, 32 m.; manga, 8,3 m.; puntal, 6,2/4 m., y calado, 3,52 m. Capacidad de bodegas: 225 m<sup>3</sup>. Motor propulsor: CATERPILLAR, tipo D-399, de 1.125 BHP a 1.225 r. p. m.

**Astilleros de Huelva.**—«UR-LAGUNAK». Pesquero congelador de arrastre de 495 TRB y 350 TPM. Armador: Industria de la Pesca y el Comercio, S. A. Características principales: eslora total, 43,6 m.; eslora entre perpendiculares, 38 m.; manga, 9,3 m.; puntal, 6,6/4,4 m., y calado, 4 m. Capacidad de bodegas: 560 m<sup>3</sup>. Motor propulsor: M. A. K., tipo 8M451-AK, de 1.600 BHP a 375 r. p. m.

**Astilleros de Mallorca.**—«ESCAMA VII». Pesquero de arrastre por popa de 250 TRB y 244 TPM. Armador: Banco Nacional Pesquero y Portuario, S. A. (BANPESCA), de México. Características principales: eslora total, 37,8 m.; eslora entre perpendiculares, 34,26 m.; manga, 8,3 m.; puntal, 4 m., y calado, 3,65 m. Capacidad de bodegas: 225 m<sup>3</sup>. Motor propulsor: CATERPILLAR, tipo D-399, de 1.125 BHP a 1.225 r. p. m.

**Astilleros y Talleres del Noroeste.**—«CHRISTINA». Petrolero de 49.100 TRB y 86.105 TPM. Armador: Christina Armadora, S. A., de Liberia. Características principales: eslora total, 243,84 m.; eslora entre perpendiculares, 233 m.; manga, 39,35 m.; puntal 18,8 m., y calado, 12,19 m. Capacidad de tanque: 98.300 m<sup>3</sup>. Motor propulsor: AESA/SÜLZER, tipo 7RND76M, de 16.800 BHP a 122 r. p. m.

**Construcciones Navales P. Freire.**—«ESCAMA XIII». Pesquero de arrastre por popa de 250 TRB y 244 TPM. Armador: Banco Nacional Pesquero y Portuario, S. A. (BANPESCA), de México. Características principales: eslora total, 37,8 m.; eslora entre perpendiculares, 32 m.; manga, 8,3 m.; puntal, 4 m., y calado, 3,3 m. Capacidad de bodegas: 225 m<sup>3</sup>. Motor propulsor: CATERPILLAR, tipo D-399, de 1.125 BHP a 1.225 r. p. m.

**Marítima de Axpe.**—«ESCAMA III». Pesquero de arrastre por popa de 250 TRB y 244 TPM. Armador: Banco Nacional Pesquero y Portuario, S. A. (BANPESCA), de México. Características principales: eslora total, 37,8 m.; eslora entre perpendiculares, 32 m.; manga, 8,3 m.; puntal,

4 m., y calado, 3,3 m. Capacidad de bodegas: 225 m<sup>3</sup>. Motor propulsor: CATERPILLAR, tipo D-399, de 1.125 BHP a 1.225 r. p. m.

### LA CONSTRUCCION NAVAL MUNDIAL EN EL PRIMER TRIMESTRE DE 1982

Según las estadísticas del Lloyd's Register of Shipping correspondientes al primer trimestre de 1982, la cartera de pedidos de los astilleros mundiales ha disminuido en 1.564.039 TRB durante ese período, quedando en 33.746.868 TRB (ver «Ingeniería Naval» abril 1982). Se prevé que casi el 89 por 100 de dicho tonelaje se entregará antes del final de 1983.

Se han contratado 3,3 millones de TRB durante el trimestre, que es aproximadamente 1,3 millones de TRB menos que la producción total durante ese período.

El número total de buques comenzados ha sido de 523, con 4.414.032 TRB (4.838.232 TRB en el trimestre anterior); el número de buques botados ha sido de 478, con 3.974.756 TRB (4.827.651 TRB en el trimestre anterior), y el número de buques entregados, 500, con 4.622.655 TRB (4.464.394 TRB en el trimestre anterior).

### CARTERA DE PEDIDOS AL 1 DE ABRIL DE 1982

PAISES	NÚM.	TRB
Japón	642	11.816.557 (- 838.228)
Corea del Sur	126	2.764.862 (- 212.054)
España	280	2.161.387 (- 85.826)
China	80	1.851.850 (+ 26.791)
Brasil	131	1.812.562 (+ 150.797)
Polonia	114	1.444.023 (+ 15.490)
Reino Unido	102	1.058.527 (- 81.431)
Yugoslavia	87	1.036.509 (+ 165.996)
Alemania Occidental	133	986.157 (+ 47.628)
Dinamarca	89	810.668 (- 85.473)
Francia	72	808.574 (- 38.780)
Estados Unidos	259	791.468 (- 512.981)
Finlandia	97	711.208 (+ 4.662)
Suecia	37	684.387 (- 79.638)
Rumania	29	619.358 (- 20.709)
Bélgica	24	449.221 (- 71.323)
Portugal	55	446.187 (+ 1.471)
India	71	433.483 (- 49.735)
Noruega	108	416.606 (- 70.045)
Italia	83	411.620 (- 42.137)
Total mundial	3.331	33.746.868 (- 1.564.039)

Los mayores incrementos en las carteras de pedidos han correspondido a Yugoslavia, Brasil y Alemania Occidental. Los mayores descensos los han registrado Japón, Estados Unidos y Corea del Sur. La baja de la cartera de pedidos de Estados Unidos se atribuye principalmente a la omisión de un número de transportes de LNG, cuyos contratos aún no han sido firmados.

Los 1.916 buques en construcción alcanzan la cifra de 16.311.761 TRB, que es inferior en 36.198 TRB a la cifra del trimestre anterior, y los 1.415 buques no comenzados alcanzan la cifra de 17.435.107 TRB, que supone un descenso de 1.527.841 TRB con relación al trimestre anterior.

Los petroleros y otros buques tanques representan el 19,8 por 100 de la cartera de pedidos; los graneleros, el 53,2 por 100, y los cargueros, el 13,5 por 100, mientras que los portacontenedores representan el 39,2 por 100 de los cargueros.

Los transportes de gas licuado totalizan la cifra de 1,6 millones de TRB, con una capacidad de 2,3 millones de metros cúbicos. De este tonelaje, 0,6 millones de TRB (0,8 millones de metros cúbicos) se construyen en Japón; 0,3 millones de TRB (0,5 millones de metros cúbicos), en Estados Unidos, y 0,2 millones de TRB (0,4 millones de metros cúbicos), en Francia.

Entre los buques entregados figuran el mineralero de 267.889 TPM «Hitachi Venture», construido en Japón, que

es el mayor buque entregado durante el trimestre, y el mayor buque de este tipo construido hasta la fecha; el granelero de 141.400 TPM «Kitaura Maru», construido en Japón, y los tres graneleros de 138.500 TPM «Esplanade», «Equinox» y «Orinoco», construidos en Corea del Sur. También se entregaron el granelero «Accolade II», de 8.417 TPM, para transporte de piedra caliza, que utiliza como combustible el gas natural, construido en Australia; el petrolero «Pobveda», de 67.980 TPM, primero de una serie construido en la URSS, y el OBO «Ensor», de 135.160 TPM, construido en Bélgica, que es el mayor buque de este tipo entregado durante el trimestre.

### BUQUES ENTREGADOS EN EL PRIMER TRIMESTRE DE 1982

PAISES	NÚMERO	TRB
Japón	205	2.760.213
Corea del Sur	16	363.919
España	29	155.892
Dinamarca	10	145.149
Reino Unido	11	136.776
Brasil	10	135.593
URSS	33	102.971
Noruega	14	76.695
Bélgica	3	74.510
Suecia	6	74.057
Alemania Occidental	17	70.030
Países Bajos	27	61.479
Francia	5	58.324
China	4	57.532
Finlandia	6	52.748
Yugoslavia	2	52.000
Total mundial	500	4.622.655

### DESCENSO DE LOS PRECIOS DE LOS BUQUES

Mientras que los astilleros japoneses reciben cada vez menos peticiones de ofertas, tanto por parte de armadores nacionales como extranjeros, y algunos contratos son anulados, los precios de los buques de nueva construcción bajan. Algunos pequeños astilleros se van a encontrar incluso en la necesidad de cerrar próximamente una parte de sus instalaciones.

Si se refiere a las negociaciones en curso, los precios no sobrepasan los 100.000 yens por tonelada de peso muerto e incluso con frecuencia son inferiores, mientras que durante el período en que los contratos de graneleros eran numerosos los precios eran del orden de 125.000 a 135.000 yens por TPM, según las especificaciones de los buques. Como ejemplos de precios pueden citarse los siguientes: hace dieciocho meses, y para entrega en 1983, un granelero de 25.000 TPM, con una grúa pórtico de 25 toneladas, se cotizaba entre 3.300 y 3.500 millones de yens (135.000 yens por TPM), un granelero polivalente de 35.000 TPM se cotizaba entre 4.300 y 4.400 millones de yens (100.000 yens por TPM) y un granelero Panamax de 60.000 TPM se cotizaba en 6.000 millones de yens (100.000 yens por TPM). Actualmente para estos tres tipos de buques los precios son, respectivamente, de 2.700 millones de yens (108.000 yens por TPM), 3.500 millones de yens (100.000 yens por TPM) y 4.800 millones de yens (80.000 yens por TPM).

Si se considera el aumento de los costes de construcción debido al alza de las materias primas y de los salarios, así como también la instalación de equipos más costosos y principalmente maquinaria impulsora de bajo consumo, la disminución del precio es aún más sensible y según los constructores la situación financiera de los astilleros se deteriora a un rápido ritmo. Para prevenir una nueva baja de los precios, algunos constructores se esfuerzan en oponerse a la firma de contratos a precios inferiores a los costes de producción y aceptarían incluso la idea de cerrar de nuevo algunas de sus instalaciones para limitar sus pérdidas.

Se han anunciado anulaciones de contratos de graneleros de 36.000, 60.000, 70.000 y 80.000 TPM para armadores de Hong-Kong y Grecia. La mayor parte de los bu-

ques debían ser entregados en 1983, y por ello los astilleros, en la mayor parte de los casos, aún no habrán comenzado su aprovisionamiento, por lo que las pérdidas serán pequeñas. La anulación del contrato de otros cinco buques ha sido anunciada, y según la Asociación de los exportadores japoneses de buques deberán producirse próximamente otras anulaciones.

Por otra parte, los astilleros japoneses deben enfrentarse con la negativa de algunos armadores de tomar posesión de sus buques, que en la mayor parte de los casos se trata de graneleros de pequeño tamaño. Sin embargo, no se conocen las peticiones de prórroga de entrega a costa del armador y las eventuales negativas con motivo del no cumplimiento de las especificaciones.

Además, numerosos graneleros de tamaño medio o Panamax han sido vendidos durante el período de construcción a precios que representaban aproximadamente un 35 por 100 del precio contractual, siendo cubierta la diferencia en parte por los seguros a la exportación.

#### SOCIEDAD CHINA DE CONSTRUCCIÓN NAVAL

Recientemente se ha anunciado la creación de una sociedad china de construcción naval, que será el «organismo unificado de la construcción naval encargado de la planificación y del control de la industria» y que se encargará de las competencias en materia de construcción naval del antiguo sexto Ministerio de la Construcción de Máquinas y del Ministerio de Comunicaciones. La nueva sociedad se hará cargo de los contratos obtenidos por dicho Ministerio.

La creación de esta nueva sociedad indica la voluntad de China de desarrollar sus actividades de construcción naval. En el transcurso de los tres últimos años ha construido casi un millón de toneladas, de las cuales 34 buques de más de 10.000 TRB son para exportación, y tiene un gran número de buques en construcción. Por otra parte, algunos astilleros chinos comienzan a construir plataformas de perforación para exportación.

Con el fin de obtener divisas, China desea desarrollar sus exportaciones de buques. Se sabe que los astilleros de Talién proponen un granelero estándar de 27.000 TPM y que China Corporation of Shipbuilding Industry ha firmado recientemente el contrato de dos portacontenedores de 18.000 TPM para Neptune Orient Lines.

La cartera de pedidos para exportación de los astilleros chinos asciende actualmente a 30 buques, con 700.000 TPM, para armadores de Hong-Kong, Estados Unidos, Italia, Alemania Occidental y Singapur. Las autoridades chinas estiman que sus astilleros podrían ser más activos en la obtención de contratos para exportación. En fuentes japonesas se indica que sus precios son inferiores en un 10-15 por 100 a los de los astilleros japoneses y que sus contratos están cotizados en dólares.

#### ESCASA DEMANDA EN JAPÓN

El presidente de la Asociación de constructores de buques de Japón ha presentado recientemente un estudio sobre las perspectivas de la construcción naval japonesa hasta 1990 y ha solicitado, con este motivo, que el Gobierno tome las medidas necesarias para estimular la demanda de buques. Según ha manifestado, la demanda de buques nuevos continuará disminuyendo desde 1983 a 1985, para recuperarse lentamente a partir de 1986. El nivel actual de contratos es del orden de 150.000 TRB por mes, lo que es insuficiente para mantener la actividad de los astilleros y es urgente que puedan cerrar nuevos contratos. Mientras que los astilleros pudieron obtener en el momento más grave de la crisis tres millones de toneladas anuales, actualmente parece que no pueden obtener más que de 2 a 2,5 millones de toneladas.

#### RESULTADOS E INVERSIONES DE BRITISH SHIPBUILDERS

El ministro de Industria británico, Mr. N. Lamont, ha rendido informe ante la Cámara de los Comunes sobre la evolución del grupo British Shipbuilders en el ejercicio 1981-1982.

De acuerdo con el citado informe, aún es posible mantener dentro del margen previsto el déficit del holding en el citado ejercicio, que finalizará el 15 de julio de 1982, obteniéndose una reducción sensible respecto al déficit del año precedente, que fue de 25 millones de libras (unos 4.750 millones de pesetas), cifra a la que hay que añadir el subsidio de producción con cargo al Intervention Fund, que ascendió a 55 millones de libras (unos 10.450 millones de pesetas).

Para el presente ejercicio 1981-1982 la dotación del Intervention Fund asciende a una cifra igual, incluidos los 10 millones de libras correspondientes al astillero de Irlanda del Norte, Harland and Wolff. Por otra parte, recordemos el reciente acuerdo del Gobierno de conceder ayuda financiera por valor de 47,6 millones de libras al citado astillero irlandés.

Tal vez el aspecto más destacado del citado informe lo constituya el fuerte incremento de las inversiones de British Shipbuilders, que se estima alcanzarán al término del ejercicio la estimable cifra de 50 millones de libras (unos 9.500 millones de pesetas), frente a las ya elevadas inversiones, por valor de 30 millones de libras, realizadas en el ejercicio 1980-1981.

El ministro británico de Industria desmintió de este modo los rumores de una posible política de abandono del sector naval. Por el contrario, el Gobierno británico entiende la necesidad de fortalecer la industria naval nacional como garantía de independencia económica y estratégica.

#### ACUERDO SALARIAL EN LOS ASTILLEROS JAPONESES

Las siete principales compañías japonesas de construcción naval han propuesto a sus trabajadores un aumento salarial medio del 6,6 por 100 para el año fiscal 1982, iniciado el pasado día 1 de abril. En términos absolutos, esta subida representa como media unos 13.000 yens mensuales, del orden de 5.600 pesetas brutas. Esta propuesta ha sido aceptada ya en principio por los sindicatos japoneses.

Por otra parte, no existe propuesta alguna de modificación del número de horas y días de trabajo, que se mantienen en 1.960 horas por año y 245 jornadas por año, respectivamente.

Mientras tanto, prosiguen las negociaciones sobre revisión salarial en el sector de la marina mercante japonesa, negociaciones que giran también en torno a un incremento del orden del 6 por 100 para el presente año fiscal.

Por lo que se refiere a la industria naval, las revisiones salariales han experimentado una ligera mejora en el último trienio con relación a los incrementos del bienio 1978-1979. En efecto, en estos dos años fiscales los incrementos en el salario base fueron del 4,4 y 3,4 por 100, respectivamente, si bien los recortes en incentivos y complementos varios compensaron sobradamente estas alzas, dando lugar a reducciones globales. Por el contrario, la mejora de la demanda en 1979 y 1980 permitió alzas básicas del 5,8 y 7,2 por 100, y de orden similar en los complementos.

La revisión del presente año fiscal supone, por tanto, un ligero retroceso respecto al año anterior, que fuentes sectoriales estiman se acentuará en el próximo ejercicio, habida cuenta de la negativa evolución del mercado. De acuerdo con los últimos datos de la Asociación de Exportadores Navales Japoneses, los pedidos para exportación del año fiscal 1981 representaron un 30 por 100 menos en tonelaje y un 17 por 100 menos en valor que las cifras del año fiscal 1980, mientras que los niveles de consultas en los primeros meses de este año presagian un nuevo y sustancial descenso en la actividad.

#### ESCASA ACTIVIDAD EN EL MERCADO INTERNACIONAL

El mercado mundial de nuevas construcciones de buques mercantes acusa desde hace meses un descenso sensible de actividad en reflejo de la prolongada crisis de la economía y el transporte marítimo internacional.

Dos notas recientes pueden servirnos para ilustrar de modo expresivo esta evolución.

El número de consultas (95) para exportación recibidas por las siete mayores empresas japonesas de construcción naval durante el pasado mes de marzo ha sido uno de los más bajos de las últimas décadas y en todo caso el más bajo desde la aparición de la crisis a mediados de los setenta. En la práctica totalidad de estas consultas las empresas se muestran muy escépticas sobre la posibilidad de que conduzcan a contratación en firme. Las consultas sobre tanques de crudo se limitaron a tres en la gama de las 60.000 TPM, mientras que las 28 consultas sobre buques graneleros se centraron en las gamas de tonelaje inferior al tamaño Panamax.

En consonancia con estos datos, los astilleros de Corea del Sur han reconocido un importante descenso de pedidos para exportación en los primeros meses del presente año. Durante el primer trimestre de 1982 los astilleros coreanos han obtenido contratos de armadores extranjeros por un tonelaje global de 79.000 TRB y un valor de 110 millones de dólares, lo que supone apenas un 15 por 100 de los resultados alcanzados en el mismo período de 1981, tanto en tonelaje como en valor. El objetivo de la industria naval coreana de alcanzar en 1982 una contratación para exportación de 1,2 millones de TRB y 2.000 millones de dólares parece ahora muy difícil de lograr.

La cartera de pedidos de los astilleros coreanos al término del primer trimestre se sitúa en 2,44 millones de TRB, un 19 por 100 por debajo del nivel registrado doce meses atrás.

## TRAFICO MARITIMO

### EL MERCADO DE GRANELES SOLIDOS

El Japan Maritime Research Institute ha publicado recientemente, bajo el título «Analysis (1980-1981) and Forecast (1982) of The Dry Bulk Market», un estudio dedicado al mercado de los graneles secos que examina sucesivamente la evolución de la economía mundial, la producción de acero en el mundo y un análisis de la oferta y demanda de transporte de graneles secos durante el período 1980 y 1981. Las perspectivas para 1982 están fundadas en la estimación de la evolución de la economía mundial, de la producción de acero, de la demanda de graneles secos y particularmente de mineral de hierro. El ajuste de la oferta de tonelaje en función de las necesidades de transporte está realizado de forma precisa después de la definición de las ventas para desguace, de las pérdidas de buques, del tonelaje de transportes mixtos explotados para el transporte de graneles secos, de las reducciones de capacidad como consecuencia de la navegación a velocidad reducida y de los cargamentos parciales, de la congestión portuaria y de los retrasos en las entregas y anulaciones de los contratos. La conclusión general de este estudio es que el excedente de tonelaje aumentará y que los ajustes tradicionales —retrasos o anulaciones de contratos, navegación a velocidad reducida, ventas para desguace— serán insuficientes para compensar la disminución de la demanda, lo que motivará un aumento de los buques amarrados.

### PERSPECTIVAS PARA LA FLOTA PETROLERA

El presidente de la BP Shipping ha declarado en el transcurso de una reunión del Fórum internacional de las industrias marítimas, que ha tenido lugar en Londres recientemente, que desde hace algún tiempo la actividad del mercado internacional se dirigía más bien a la venta de los grandes petroleros para desguace que para la navegación. Según las estadísticas del gabinete R. S. Platou, las ventas para desguace han pasado de 11 millones de TPM en 1977, de los cuales 9.200.000 TPM eran petroleros, a 20 millones en 1978 (14.800.000 TPM de petroleros), 10.300.000 TPM en 1979 (5.500.000 TPM de petroleros), 10.500.000 TPM en 1980 (8.000.000 TPM de petroleros) y 15.000.000 TPM en 1981 (13.500.000 TPM de petroleros). Durante los primeros meses de este año las ventas para

desguace han aumentado considerablemente. La última estadística mensual de los agentes E. A. Gibson Shipbrokers, Ltd., señalaba que 85 petroleros, con 8.500.000 TPM, habían sido desguazados entre el 1 de enero y la primera quincena de abril, o sea, más que durante todo el año 1981.

Los expertos marítimos continúan estimando que el importante excedente de tonelaje petrolero no disminuirá sensiblemente hasta dentro de bastante tiempo. El presidente de la BP Shipping estima que el restablecimiento del equilibrio entre oferta y demanda de petroleros parece más alejado que nunca y no podrá tener lugar antes de 1987.

Independientemente de la crisis, el mercado de los fletes petroleros está afectado por el cambio del tráfico internacional; una parte creciente de los aprovisionamientos se obtienen de Alaska, Méjico y el Mar del Norte, lo que origina una disminución de la demanda de buques con salida del Golfo Pérsico. La flota petrolera internacional alcanza aproximadamente 360 millones de toneladas, incluidos los transportes mixtos, y los expertos petroleros y marítimos estiman generalmente que hasta 1985, e incluso después, sólo será necesaria una capacidad de 250 millones de toneladas.

### EVOLUCION DEL TONELAJE AMARRADO

El Consejo general de los armadores británicos ha publicado la estadística mensual del tonelaje amarrado en el mundo correspondiente al 31 de marzo de 1982, observándose que en un año el tonelaje amarrado se ha triplicado y que ha alcanzado su nivel más elevado desde septiembre de 1978. Con relación al 28 de febrero de 1982 se registra un nuevo aumento de 6.150.000 TPM, alcanzándose la cifra de 41.406.000 TPM con 690 buques, frente a 35.258.000 TPM y 640 buques en dicha fecha. Como en los meses anteriores, esta progresión tan importante de los amarres afecta sobre todo a la flota petrolera, cuyo tonelaje amarrado ha aumentado en 4.780.000 TPM, llegando a un total de 276 buques, con 36.430.000 TPM (10 por 100 de la flota mundial), frente a 252 buques, con 31.652.000 TPM a finales de febrero. En lo que respecta a los buques de carga seca, el aumento ha sido de 1.370.000 TPM, llegándose a un total de 414 buques, con 4.976.000 TPM, en lugar de 388 buques, con 3.606.000 TPM, el mes anterior.

## PUBLICACIONES

### CATALOGO DE GRANDES DIQUES

La sociedad de clasificación Bureau Veritas acaba de publicar la cuarta edición del catálogo denominado «Docking facilities for ships over 200.000 T. D. W.». En él se recoge completa información de los 52 diques existentes en todo el mundo, así como de dos que se encuentran en construcción.

Creemos que se trata de una publicación de gran interés para todo el mundo marítimo y en especial para armadores y fletadores de grandes buques. Los interesados pueden solicitarlo a: Bureau Veritas, S. A. F. Doctor Fleming, 31. Madrid-16.

## VARIOS

### IDIOMA INTERNACIONAL DEL MAR

Si bien el inglés es el idioma de mayor difusión internacional en las comunicaciones marítimas, no es la lengua materna de un gran número de capitanes, oficiales de cubierta y radiotelegrafistas del mundo entero. Sin embargo, la comprensión inmediata de los mensajes radioelectrónicos de VHF, que han reemplazado casi por completo a las transmisiones en Morse, es esencial no sólo en casos de urgencia, sino también en el tráfico habitual de todos los barcos.

Ante esta necesidad, se ha iniciado en Gran Bretaña un proyecto destinado a crear un idioma del mar de aplicación universal, denominado «Seaspeak», que, según se espera, constituirá la base de la capacitación de marineros en el lenguaje del mar. Este lenguaje lo perfecciona Language Management, firma de destacados especialistas en lingüística y navegación, a quienes se les ha solicitado que preparen libros y cintas magnetofónicas para usuarios de VHF en el mar. En la era del transporte por barco-helicóptero, el «Seaspeak» será análogo al manual del lenguaje aeronáutico creado hace cuarenta años, proyectándose además hacerlo compatible con los sistemas de comunicaciones más modernos, tales como el INMARSAT.

El proyecto ya cuenta con el apoyo de escuelas de náutica de países tan distantes entre sí como España, Japón, China, Estados Unidos, Polonia, Yugoslavia, países escandinavos, Francia, República Federal de Alemania y Países Bajos. Dos grupos de investigadores colaboran en la preparación del «Seaspeak»; uno está integrado por especialistas en lingüística y enseñanza, y el otro, por expertos en comunicaciones marítimas.

Una gran parte de los estudios se basará en el análisis de ordenador de 600 comunicaciones reales entre barcos y la costa, que se han escogido especialmente porque se prestan a malentendidos. En uno de los ejemplos se cita al capitán de un barco que pregunta si un canal, en este caso un canal marítimo, está libre, y al radiotelegrafista del puerto, que cree que el capitán se refiere al canal de radio, respondiendo afirmativamente.

Esta comunicación pone de relieve los dos aspectos principales de este complejo proyecto. Uno consiste en establecer una serie de procedimientos de comunicaciones que indiquen el tipo de comunicación que tendrá lugar, tal como solicitar información, dar órdenes, recibir órdenes o aconsejar. El otro será el vocabulario y la fraseología, que, entre otras cosas, diferenciará entre palabras ambiguas, tales como «canal» y «lista», y simplificará el empleo de la terminología técnica requerida.

En última instancia, el objetivo del «Seaspeak» consiste en crear lo que el jefe de la firma de consultores idiomáticos que coordina el proyecto describió como «un subconjunto del inglés que sea sencillo, conciso, inequívoco y fácil de enseñar». Este proyecto de unos 33 millones de pesetas, financiado en forma conjunta por el Ministerio de Industria y la Pergamon Press, se concluirá en abril de 1983 y se someterá a la aprobación de la organización Consultiva Marítima Intergubernamental (IMCO) para su adopción por esta misma organización.

#### HELICE DE PASO CONTROLABLE MAYOR DEL MUNDO

Kawasaki Heavy Industries Ltd. ha dado a conocer que se está construyendo una hélice de paso controlable de 11 metros de diámetro, que se cree que es la mayor del mundo de este tipo.

Esta hélice se instalará en el mineralero/carbonero «Hoei Maru», de 208.000 TPM. El buque, que ha sido desarrollado conjuntamente por Nippon Steel Corporation, Nippon Kisen K. K. y Kawasaki Heavy Industries Ltd., tiene aspectos extremadamente sofisticados para ahorro de energía y entrará en servicio en septiembre de este año.

El motor propulsor del buque es un Kawasaki-MAN, tipo K8SZ70/18OC, de 15.500 HP a 126 r. p. m., lento, de bajo consumo de fuel. Sin embargo, mediante un reduedor se reducen las revoluciones del motor para accionar una hélice de gran diámetro y muy baja velocidad, en un intento por mejorar el rendimiento de propulsión.

KHI ha anunciado que la hélice de paso controlable de 11 metros de diámetro y 45 r. p. m. fue seleccionada como resultado de los estudios comparativos realizados en una variedad de condiciones dadas, incluidas las limitaciones en el calado del buque, para maximizar el rendimiento de propulsión. Los estudios realizados se refirieron también al número deseable de palas, por lo que se compararon los tipos de 3, 4 y 5 palas, y se eligió la hélice de 3 palas por resultar la de mayor rendimiento.

Como consecuencia de las extraordinarias caracterís-

ticas de esta hélice por sus tres palas, gran diámetro y bajas revoluciones se han realizado diversos tipos de investigación, incluidas las medidas de los esfuerzos de fluctuación en las palas, vibraciones, ensayos de cavitación y medida de las fuerzas superficiales, comprobándose que no existía problema en ningún caso de los estudiados.

Entre otras hélices ya fabricadas se encuentra la instalada en el portacontenedores «Australian Emblem», que entró en servicio en 1975, la cual tiene un diámetro de 7,3 metros y está accionada por un motor de 46.000 HP, siendo la de mayor potencia en el mundo hasta esta fecha. También se está fabricando una hélice de paso controlable de 5 palas y 9,15 metros de diámetro, que se instalará en un granelero de 220.000 TPM que están construyendo para Mitsui-O. S. K. y que se prevé entre en servicio en diciembre de este año. Hay que señalar que el empleo de una hélice de 5 palas con tal diámetro parece que es el primer intento en el mundo.

Las características de la hélice de paso controlable de 11 metros de diámetro son las siguientes:

- Tipo: Kawasaki-Escherwyss 2400 P3/670RS.
- Potencia en el eje: MCR: 15.700 HP a 45 r. p. m.; NCO: 13.000 HP a 42,6 r. p. m.
- Hélice: diámetro: 11 metros; diámetro del núcleo: 2,400 metros; número de palas: 3; relación área proyectada: 0,34; relación paso/diámetro a 0,7R: 0,9654; sentido de giro: agujas del reloj, vistas desde popa.
- Eje propulsor: 890/330 × 7,425 (mm. × m.).
- Control del paso: 690/315 × 6,865 (mm. × m.).
- Sistema de control: electrohidráulico.
- Peso: hélice: 76 toneladas; eje propulsor: 44,4 toneladas; caja de control: 36,7 toneladas; total aprox.: 160 toneladas.

## REUNIONES Y CONFERENCIAS

### A G E N D A

#### **Fourth British Conference on the teaching of vibration and noise**

6-8 de julio de 1982

El objetivo de la conferencia es dar a los profesores y conferenciantes la oportunidad de presentar sus propias ideas y experiencias sobre la enseñanza en el campo del ruido, vibración y acústica.

Paralelamente con la conferencia habrá una exposición de equipos de medida de vibración y ruido.

Los trabajos que se presenten tratarán sobre los siguientes temas: «El desarrollo y uso de los microprocesadores y ordenadores», «Aplicaciones industriales, trabajos de laboratorio», «Proyectos de investigación en la educación», «Métodos numéricos», «Control de vibración y ruido», «Instrumentación y medida», etc.

Para mayor información dirigirse a Mr. P. B. Round, Industrial Liaison Service, Sheffield City Polytechnic Halfords House, 16 Fitzalan Square, Sheffield 21 2BG.

#### **Nor Fishing 82**

9-15 de agosto de 1982. Nadarø Hall, Trondheim, Noruega

Es la 9.<sup>a</sup> exposición internacional que se celebra sobre el tema de las pesquerías.

Para información dirigirse a Nor-Fishing, P. O. Box 130, Skøyen, Oslo 2, Noruega.

#### **Fourteenth Symposium on Naval Hydrodynamics**

23-27 de agosto de 1982. Ann Arbor, Michigan

Está organizado por la Oficina de Investigación Naval, la Academia Nacional de Ciencias y la Universidad de Michigan, de Estados Unidos.

Se presentarán trabajos sobre los siguientes temas: problemas relacionados con el propulsor, cavitación, problemas de la superficie libre no lineal y problemas del fluido viscoso.

Para mayor información dirigirse a Mr. Lee M. Hunt, Naval Studies Board, National Academy of Sciences, 2101 Constitution Avenue, Washington, D. C. 20418.

#### **Offshore Northern Seas**

24-27 de agosto de 1982. Stavanger, Noruega

Esta conferencia y exposición internacional estará dedicada al gas natural, transporte de petróleo offshore, operación y mantenimiento de instalaciones offshore, entramado geológico y previsiones en las regiones septentrionales.

Para información dirigirse a Offshore Northern Seas, P. O. Box 410, 4001 Stavanger, Noruega.

#### **Symposium Ship-Trans-Port**

6-10 de septiembre de 1982. Rotterdam

El Puerto de Rotterdam y el Instituto de Investigación Marítima de Holanda han decidido conmemorar el 50 aniversario de su creación organizando un simposio internacional que tratará sobre el desafío técnico, económico y de administración al que se enfrentan todos los operadores de puertos, armadores, constructores e investigadores de todo el mundo.

Los problemas generales serán analizados por directores gerentes célebres de puertos y compañías de transporte marítimo. En sesiones simultáneas estos problemas generales serán presentados con más detalle por expertos en el campo de planificación y desarrollo de puertos, optimización de sistemas de transporte, nuevos tipos de buques, maniobra de buques y guía de tráfico, terminales offshore, etc.

Para mayor información dirigirse a Secretariat of SHIP trans PORT, c/o MARIN, P.O. Box 1555, 3000 BN Rotterdam, Holanda.

#### **Kormarine 82**

6-11 de septiembre de 1982. Busan, Corea del Sur.

Es la segunda exposición internacional sobre la construcción naval y la industria marítima y pesquera.

Para información dirigirse a Industrial and Trade Fair Limited, Radcliffe House, Blenheim Court, Solihull, West Midlands B912BG, U. K.

#### **7th. International Symposium on the Transportation of Dangerous Goods by Sea and Inland Waterways.**

26 de septiembre-1 de octubre de 1982. Vancouver, Canadá

Este simposio proporcionará una oportunidad a los expertos de todo el mundo en el transporte de mercancías peligrosas para discutir y evaluar los últimos avances científicos y técnicos logrados en el transporte de estos productos por mar y vías navegables.

Habrá siete sesiones, en las que se tratarán los siguientes temas: Dangerous goods in ports; Total intermodality - a viable concept?; Barge & Ferry operations - a separate approach?; Carriage of dangerous goods in bulk; Carriage of dangerous goods in specialized marine systems and remote areas; Pollution control surrounding oil and chemical shipments y Emergency response and associated training.

Para mayor información dirigirse a Mrs. Roxanne McDonald, Symposium Coordinator, 10th Floor, Pacific Plaza, 10909 Jasper Avenue, Edmonton, Alberta, Canadá.

#### **Intermaritec 82**

28 de septiembre-2 de octubre de 1982. Hamburgo

Este congreso internacional se celebrará al mismo tiempo que la 10.<sup>a</sup> exposición de buques, maquinaria y tecnología marítima internacional.

Para información dirigirse a Hamburg Messe und Congress GmbH, P. O. Box 302360, D-2000 Hamburgo 36, Alemania Occidental.

#### **IV Congreso Español de Ensayos no Destructivos**

5-7 de octubre de 1982. Alicante

Habrá ponencias sobre: introducción de carácter general en E. N. D., radiografía, ultrasonidos, corrientes inducidas y partículas magnéticas.

Para información dirigirse a Departamento de Metalúrgica de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Camino de Vera, s/n., Valencia-22.

#### **3.<sup>o</sup> IFAC/IFIP Symposium on software for computer control**

5-8 de octubre de 1982. Madrid

Está patrocinado por la International Federation of Automatic Control (IFAC), con la colaboración de la International Federation for Information Processing (IFIP).

El objetivo de este simposio es presentar, discutir y resumir el estado actual del desarrollo del software para aplicación de los ordenadores digitales en la ciencia y control.

Para información adicional dirigirse a SOCOCO'82, E. T. S. de Ingenieros Industriales, Castellana, 64, Madrid-6.

#### **2nd International Conference on floating plants**

11-13 de octubre de 1982. Pitre (Guadalupe)

Esta conferencia permitirá apreciar mejor las ventajas e inconvenientes de la utilización de plantas flotantes y presentará un balance técnico-económico de las unidades en funcionamiento.

Los dos temas principales de la conferencia serán:

— «Aspectos económicos, técnicos y jurídicos de las plantas flotantes».

— «Principales aplicaciones industriales».

Para información adicional dirigirse a SEPIIC (UF), 40 rue du Colisée, F 75381 PARIS Cedex 08, Francia.

#### **Second International Conference on Stability of Ships and Ocean Vehicles**

24-29 de octubre de 1982. Tokyo

Está organizada por The Society of Naval Architects con el patrocinio del Ministerio de Transportes y la Fundación de la Industria de la Construcción Naval de Japón.

El objetivo de esta Conferencia es promocionar el intercambio de ideas y experiencia relacionadas con todos los aspectos de la estabilidad y evaluar el trabajo actual en este campo, así como discutir las tendencias futuras.

Habrá ocho sesiones técnicas, en las que se presentarán trabajos sobre los siguientes temas: Intact Stability of Ships; Damage Stability of Ships; Stability of Special Ocean Vehicles; Stability of Floating Offshore Structures; Environmental Conditions; Experimental Techniques y Calculation of Stability.

Quienes deseen presentar trabajos deben enviar un resumen que no supere las 300 palabras antes del 31 de agosto de 1981.

Para mayor información dirigirse a Conference Secretary, The Second International Conference on Stability of Ships and Ocean Vehicles, The Society of Naval Architects of Japan, 15-16, Toranomon 1-chome, Minato-ku, Tokyo 105, Japón.

#### **Seminar on Behaviour of Ships in Restricted Waters**

11-13 de noviembre de 1982. Varna, Bulgaria

Está organizado por The Bulgarian Ship Hydrodynamics Centre y es de especial interés para armadores, astilleros y científicos.

Los trabajos que se presenten tratarán sobre los siguientes temas: Influencia de las aguas restringidas sobre la resistencia de los buques y sus componentes; Propulsión y comportamiento de los buques y convoyes de empuje; Maniobrabilidad y manejo de buques y convoyes de empuje; Maniobrabilidad y manejo de buques y convoyes de empuje en aguas restringidas y formas para su mejora; Comportamiento en la mar en aguas de poco calado y métodos y medios para la realización de investigaciones experimentales con modelos y buques.

Para mayor información dirigirse al doctor D. Kostov, Secretary of The Organizing Committee, Bulgarian Ship Hydrodynamics Centre, Varna 9003, Bulgaria.

#### **Symposium on Cavitation Noise**

14-19 de noviembre de 1982. Phoenix, Arizona, 1982

La intención de este simposio es tratar sobre un amplio conjunto de factores relacionados con el ruido de la cavitación. Se presentarán trabajos que describan cualquier investigación analítica o experimental, así como aplicaciones prácticas sobre las siguientes áreas: Mecanismos del ruido de la cavitación; Teoría del ruido de la cavitación; Escala del ruido de la cavitación; Instrumentos especializados para la medida del ruido de la cavitación; Medidas del ruido de la cavitación - Modelo - Prototipo; Ruido de la cavitación como una técnica de diagnóstico (por ejemplo, correlaciones erosión-ruido), y Problemas

prácticos (Posicionamiento acústico, Nivel del ruido en los buques).

Quienes deseen presentar trabajos deben enviar un resumen de unas 500 palabras, que incluya el título completo del trabajo, nombre del autor, afiliación y señas completas, expresión breve del problema considerado y una indicación del alcance y métodos utilizados, con un resumen de las conclusiones importantes.

Para mayor información dirigirse al presidente del simposio, doctor Roger E. E. Arndt, St. Anthony Falls Hydraulic Laboratory, Mississippi River at Third Ave. S. E., Minneapolis, Minnesota 55414.

#### The First International Marine Technology Exhibition

18-20 de noviembre de 1982. New York

Está patrocinada por The Society of Naval Architects and Marine Engineers y se celebrará conjuntamente con la 90.<sup>a</sup> reunión anual de esta sociedad.

Durante la conferencia habrá unas sesiones técnicas, en las que se presentarán trabajos sobre los últimos avances técnicos.

Para mayor información dirigirse a Mr. Trevor Lewis-Jones, Manager Publications and Technical Programs, The Society of Naval Architects and Marine Engineers, One World Trade Center, Suite 1369, New York, N. Y. 10048.

#### Conference Internationale sur la penetration sous-marine

6-8 de diciembre de 1982. París.

El objetivo de la conferencia es definir el estado actual y la evolución de las ciencias y las técnicas implicadas en el campo de la inmersión, de los submarinos habitados y de los equipos teledirigidos.

Los trabajos que se presenten tratarán sobre los siguientes temas: submarinos a grandes profundidades, submarinos transporte de buzos, escafandras articuladas, submarinos de una plaza, vehículos telemandados, remolcados y autónomos; casas marinas, soldaduras hiperbáricas, sistemas de inmersión e híbridos, técnicas asociadas, reglamentación, balizas acústicas y fuentes de energía.

Para mayor información dirigirse a M. Pierre Willm, President Conference internationale sur la Pénétration sous-marine, e/o A. T. M. A., 47, rue de Monceau, 75008 Paris.

#### Ro-Ro 83

17-19 de mayo de 1983. Gotemburgo

Es la 6.<sup>a</sup> conferencia y exposición internacional que se celebra sobre el transporte marítimo utilizando métodos roll-on/roll-off.

#### (Viene de la pág. 212.)

31. N. SALVESEN, E. O. TUCK, O. FALTINSEN: «Ship Motions and Sea Loads». Transactions SNAME, Vol. 78, 1970, pp. 250.
32. L. E. Borgman: «Statistical Models for Ocean Waves and Wave Forces». Advances in Hydroscience, Vol. 8, Academic Press, London, 1972.
33. M. S. LONGUETT-HIGGINS: «On the Statistical Distribution of Heights of Sea Waves». J. Marine Research, Vol. 11, 1952, p. 245.
34. N. H. JASPER: «Statistical Distribution Pattern of Ocean Waves and Wave Induced Ship Stresses and Motions with Engineering Applications». Transactions SNAME, Vol. 64, 1956, p. 375.
35. N. NORDENSTROM: «Methods for Predicting Low Term Distribution of Wave Loads and Probability of Failure for Ships». Rep. no. 71-2-5, Det Norske Veritas, 1971.
36. J. B. CALDWELL: «Ultimate Longitudinal Strength». Transactions RINA, Vol. 107, 1965, pp. 411-430.
37. C. GUEDES SOARES, T. H. SOREIDE: «Comportamento e Projeto de Placas Reforçadas sob Cargas Predominantemente Compresivas». Actas do Congresso 81, Ordem dos Engenheiros, Lisboa, diciembre 1981.
38. C. S. SMITH: «Influence of Local Compressive Failure on Ultimate Longitudinal Strength of a Ship's Hull». Proceedings Int. Symp. on Practical Design in Shipbuilding (PRADS), Tokyo, 1977, pp. 73-80.
39. J. FERRY BORGES, M. CASTANHETA: «Structural Safety». 2nd Edition, Laboratório Nacional de Engenharia Civil, Lisboa, 1971.
40. A. C. CORNELL: «Structural Safety Specifications based on Second-moment Reliability Analysis». Symp. on Concepts of Safety of Structures and Methods of Design, IABSE, 1969.
41. E. ROSENBLUTH, L. ESTEVA: «Reliability Bases for some Mexican Codes». Publication SP-31, American Concrete Institute, 1971.
42. A. M. HASOFER, N. C. Lind: «An exact and invariant first, order reliability format». J. Eng. Mech. Div., ASCE, Vol. 100, 1974.
43. A. M. FREUDENTHAL, J. M. GARRETT, M. SHINOZUKA: «The Analysis of Structural Safety». J. Struct. Div. ASCE, Vol. 92, p. 267.
44. N. C. LIND: «Consistent Partial Safety Factors». J. Struct. Div. ASCE, Vol. 97, 1971, pp. 1651-1669.
45. E. G. ABRAHAMSEN, N. NORDENSTROM, E. M. O. ROREN: «Design and Reliability of Ship Structures». SNAME Spring Meeting 1970.
46. A. MANSOUR: «Probabilistic Design Concepts in Ship Structural Safety and Reliability». Transactions SNAME, Vol. 80, 1972, pp. 64-97.
47. A. MANSOUR, D. FAULKNER: «On Applying the Statistical Approach to Extreme Sea Loads and Ship Hull Strength». Transactions RINA, Vol. 115, 1973, pp. 277-314.
48. A. MANSOUR: «Approximate Probabilistic Method of Calculating Ship Longitudinal Strength». J. of Ship Research, Vol. 18, 1974, pp. 203-313.
49. D. FAULKNER: «Safety Factors?», in: Steel Plated Structures, Crosby Lockwood Staples, London, 1977, pp. 764-790.
50. D. FAULKNER, J. A. SADDEN: «Towards a Unified Approach to Ship Structural Safety». Transactions RINA, Vol. 121, 1979, pp. 1-38.
51. S. T. HARLEY: «The Flooding of the Caribbean Sea». Safety at Sea, Aug. 1978, pp. 39-41.
52. «Conclusions from the Loss of Edmund Fitzgerald». Safety at Sea, May 1978, pp. 33-39.
53. «Amoco Cadiz-the Interim Report». Safety at Sea, April 1979, pp. 13-14.
54. «The Sea witch and Esso Brussels Collision, Probable Cause and Recommendation». Safety at Sea, April 1977, pp. 8-16.
55. «Grounding of M/V Dauntless Colocotronis in Mississippi River near New Orleans, Louisiana, on July 22, 1977». Report no. 2395, National Transportation Safety Board, Washington D. C., 1977.
56. «Bravo Report» (in Norwegian), NOU 1977:47, Universitetsforlaget, Oslo, 1977.
57. «Alexander L. Kielland Accident» (in Norwegian), NOU 1981:11, Universitetsforlaget, Oslo, 1981.

Se presentarán trabajos sobre los siguientes temas: Deepsea traffic and trades; Ship utilisation and new markets; Ro-Ro ship and trailer designs; Ferries and shortsea operations; North Sea and Baltic session; Ro-Ro ship and cargo safety; Propulsion and economics; Ro-Ro port operations and design; Through-transport organisation, y Road interface problems.

Para información dirigirse a Conference Secretariat, 2 Station Road, Rickmansworth, Herts WD3 1QP. Inglaterra.

#### Second International Symposium on Practical Design in Shipbuilding (PRADS 83)

16-22 de octubre de 1983. Tokio y Seoul

El objetivo de este simposio, organizado por las Asociaciones de Ingenieros Navales de Japón y Corea, es contribuir al desarrollo de la ingeniería naval en relación con todos los aspectos del proyecto y construcción de buques y estructuras offshore. Proporcionará una oportunidad para discutir e intercambiar información sobre los problemas prácticos de la construcción naval y de la ingeniería de estructuras offshore.

Se presentarán trabajos sobre los siguientes temas:

- Problemas hidrodinámicos (resistencia y propulsión, incluidos los problemas relacionados con la cavitación del propulsor; estabilidad, comportamiento en la mar y maniobrabilidad; estimación de la potencia; condiciones del medio ambiente).
- Problemas estructurales (criterios de proyecto y análisis de estructuras; análisis de fallos y averías; vibraciones; materiales).
- Problemas relacionados con el proyecto (estudios de posibilidad; sistema de selección y optimización; desarrollo del proyecto básico; planos de construcción; buques especiales; habitabilidad; leyes y regulaciones).
- Problemas relacionados con la construcción (corte de planchas; soldadura y fabricación; control de producción; garantía de calidad; equipos del astillero).

Quienes deseen presentar trabajos deben enviar, antes del 30 de septiembre de 1982, un resumen que no exceda de 300 palabras y en el que figure el título del trabajo, empresa, nombre y dirección del autor. Los trabajos deberán presentarse en el idioma inglés.

Para mayor información dirigirse a The Secretary, Organizing Committee of the PRADS 83, c/o The Society of Naval Architects of Japan, 15-16, Toranomon 1-chome, Minato-ku, Tokyo 105, Japón.

## BIBLIOGRAFIA.—Junio 1982

## 48. COMPORTAMIENTO DEL BUQUE EN LA MAR. MOVIMIENTOS Y SOLICITACIONES EN EL BUQUE

- 1.831. **The steady wave potential of a unit source at the center plane.**  
F. Noblesse.  
«Journal of Ship Research». Junio 1978.
- 1.832. **Generalization of Rayleigh probability distribution and its application.**  
M. Ochi.  
«Journal of Ship Research». Diciembre 1978.
- 1.833. **Tanks-riding the crest of a wave.**  
«The Journal of ICHCA». Enero 1979.
- 1.834. **Some extensions of the classical approach to strip theory of ship motions, including the calculation of mean added forces and moments.**  
T. Loukakis.  
«Journal of Ship Research». Marzo 1978.
- 1.835. **On the fundamental function in the theory of steady motion of ship.**  
F. Noblesse.  
«Journal of Ship Research». Diciembre 1978.
- 1.836. **Note sur les forces non lineaires de houle.**  
«Bulletin Technique du Bureau Veritas». Octubre 1979.
- 1.837. **Extreme values of waves and ship responses subject to the Markov chain condition.**  
M. Ochi.  
«Journal of Ship Research». Septiembre 1979.
- 1.838. **On the wave-excited ship vibrations in regular waves and in confused seas.**  
J. Wu.  
«International Shipbuilding Progress». Noviembre 1979.
- 1.839. **Experiments techniques for the prediction of ship seakeeping performance.**  
D. Murdey.  
«Simposium on Advances in Marine Technology». Junio 1979.
- 1.840. **Theoretical seakeeping, a state-of-the art survey.**  
O. Faltinsen.  
«Simposium on Advances in Marine Technology». Junio 1979.
- 1.841. **Statistical analysis of environmental loads.**  
S. Grau.  
«Simposium on Advances in Marine Technology». Junio 1979.
- 1.842. **Stochastic stability of ships in following seas.**  
A. Yucel.  
«Schiff und Hafen». Marzo 1979.
- 1.843. **The behaviour of stationary objects-Theory and experiment.**  
N. Hogben.  
«Simposium on Advances in Marine Technology». Junio 1979.
- 1.844. **On the unstable swaying motions of a moored cylinder in regular waves.**  
Y. Kyozuka.  
«Ocean Engineering». Vol. 16, 1978.
- 1.845. **Seakeeping of the «SSP Kaimalino».**  
J. Fein.  
«SNAME Advanced Marine Vehicles Conference». Abril 1978.
- 1.846. **Examining pitch, heave and accelerations of planing craft operating in a seaway.**  
M. Hoggard.  
«High-Speed Surface Craft Conference». Junio 1980.
- 1.847. **Encountering a congregation of waves.**  
G. Lewison.  
«The Naval Architect». Septiembre 1980.
- 1.848. **A linear theory of springing.**  
S. Sjørdal.  
«Journal of Ship Research». Junio 1980.
- 1.849. **A note on corrections for hog and sag.**  
J. Wolfram.  
«The Naval Architect». Julio 1980.
- 1.850. **Kryloff-Bogoliuboff's solution to decaying nonlinear oscillations in marine systems.**  
J. Flower.  
«International Shipbuilding Progress». Septiembre 1980.
- 1.851. **An economical method of determining added mass and damping coefficients of axisymmetric floating bodies in oscillatory heaving motion.**  
V. Ferdinand.  
«International Shipbuilding Progress». Septiembre 1980.
- 1.852. **Forms selection to develop a high-speed round bilge displacement hull series «Bazán 80».**  
R. Martín y H. Sierra.  
«High-Speed Surface Craft Conference». Junio 1980.
- 1.853. **An investigation into the hydrodynamics of small swath ships.**  
S. Smith.  
«High-Speed Surface Craft Conference». Junio 1980.
- 1.854. **Roll damping by free surface tanks with partially raised bottom.**  
J. Van Den Bosch.  
«Netherlands Ship Research Centre TNO». Diciembre 1974.
- 1.855. **Structure of equations for random motions of a ship (en ruso).**  
I. Borodai.  
«Sudostroyeniye». Diciembre 1979.
- 1.856. **Wave inputs. Expression and application to ship design.**  
K. Taguchi.  
«Simposium on Advances in Marine Technology». Junio 1979.
- 1.857. **The summarized diagrams of relative forebody oscillation in and irregular head seas (en ruso).**  
V. Platonov.  
«Sudostroyeniye». Septiembre 1980.
- 1.858. **Anti-roll devices. Active and passive.**  
A. Fairlie-Clarke.  
«Marine Engineering Review». Junio 1980.
- 1.859. **Un archivio di coefficienti idrodinamici di pressione e di forza per cilindri oscillanti in superficie libera.**  
«Registro Navale Italiano». Febrero 1980.
- 1.860. **Ship safety in connexion with parametric resonance of the roll.**  
W. Blocki.  
«International Shipbuilding Progress». Febrero 1980.

# S. A. JULIANA

## CONSTRUCTORA GIJONESA

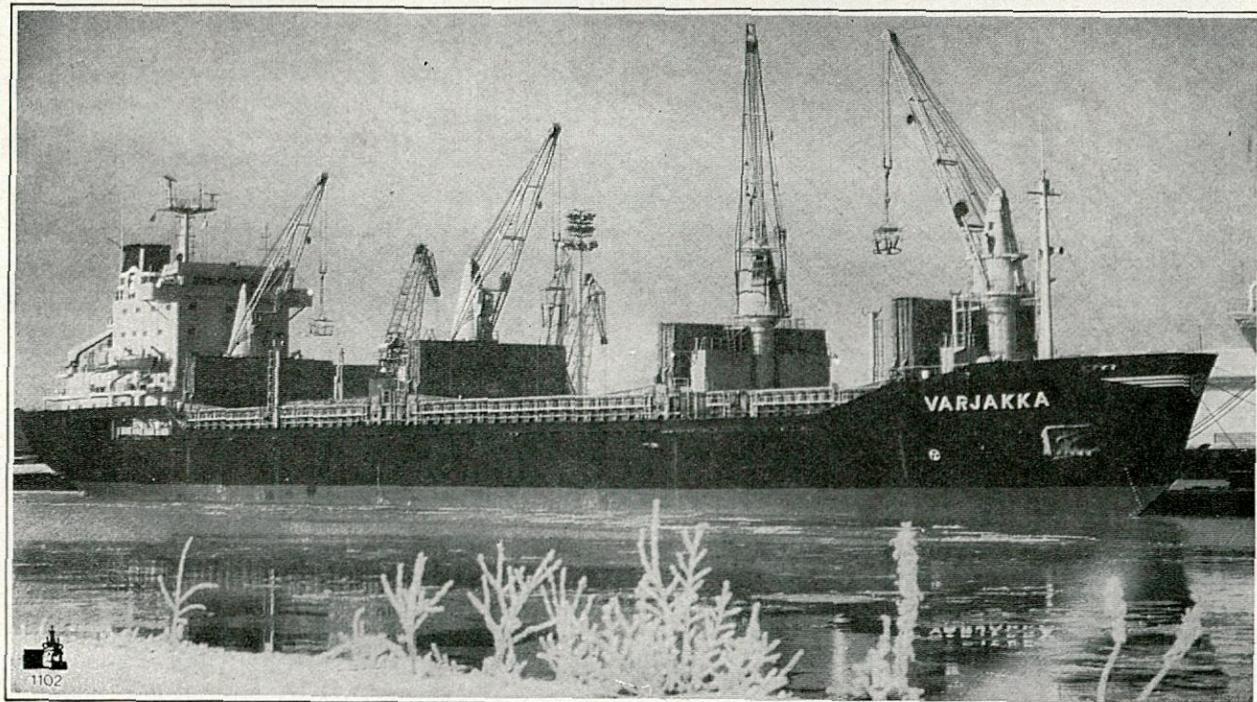
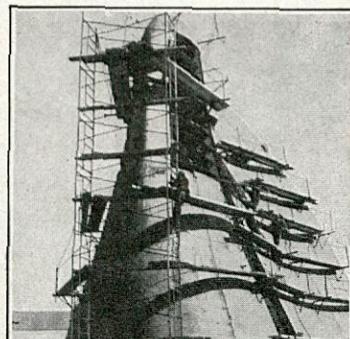
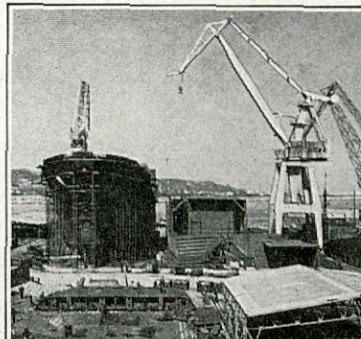
(Filial de Astilleros Españoles, S.A.)

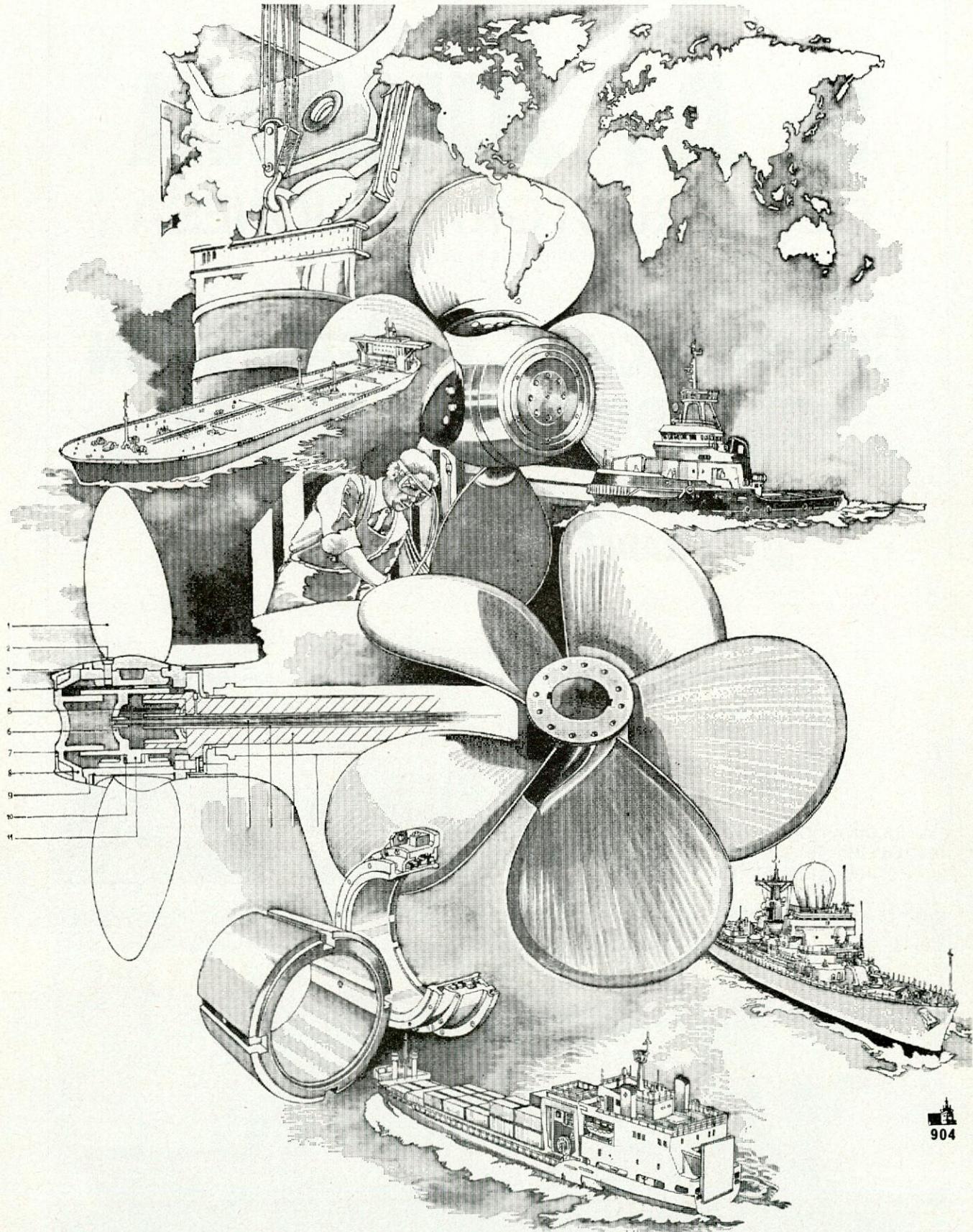
### CONSTRUCCION Y REPARACION DE TODO TIPO DE BUQUES

- 2 DIQUES SECOS DE 125 y 170 m.
- 2 GRADAS DE 180 m.



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

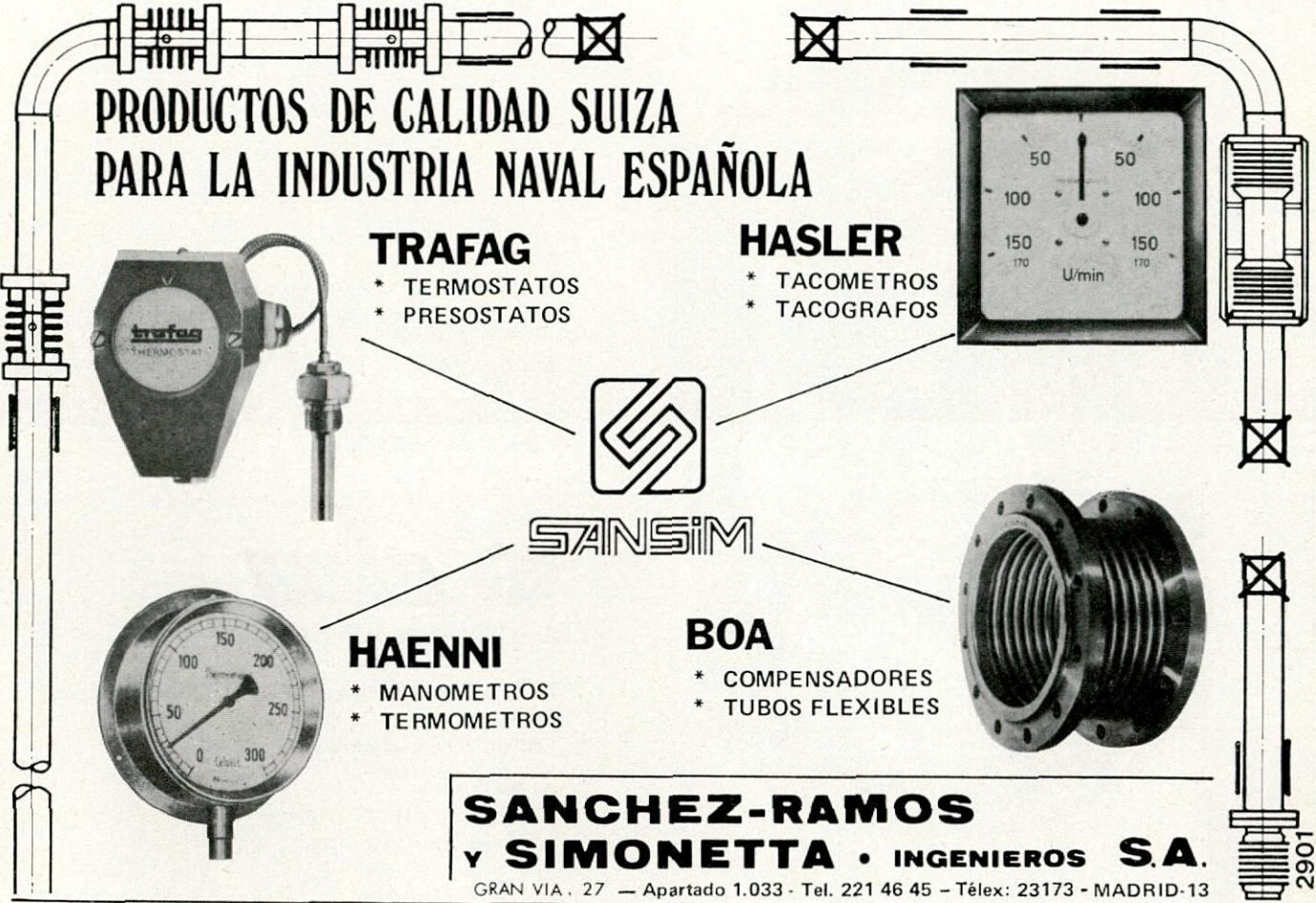




904



**CADIZ** • Glta. Zona Franca, 1  
Teléfs.: 23 58 08/09 • Telex: 76032 • Teleg. NAVALIPS  
**SANTANDER** • Avda. Alm. Carrero Blanco, n.º 3  
Teléfs.: 25 08 58 / 62 • MALIÁÑO (Santander)



# PRODUCTOS DE CALIDAD SUIZA PARA LA INDUSTRIA NAVAL ESPAÑOLA

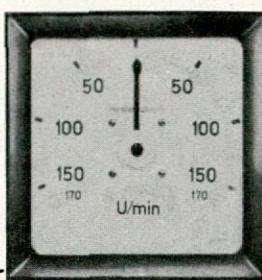
## TRAFAg

- \* TERMOSTATOS
- \* PRESOSTATOS



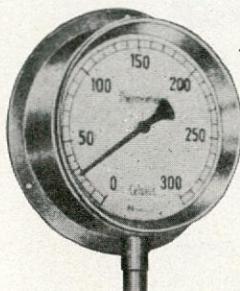
## HASLER

- \* TACOMETROS
- \* TACOGRAFOS



## HAENNI

- \* MANOMETROS
- \* TERMOMETROS



**SANSIM**

## BOA

- \* COMPENSADORES
- \* TUBOS FLEXIBLES



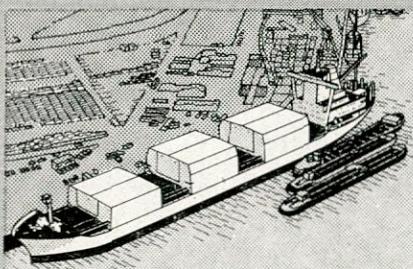
**SANCHEZ-RAMOS**

▼ **SIMONETTA • INGENIEROS S.A.**

GRAN VIA, 27 — Apartado 1.033 - Tel. 221 46 45 - Télex: 23173 - MADRID-13



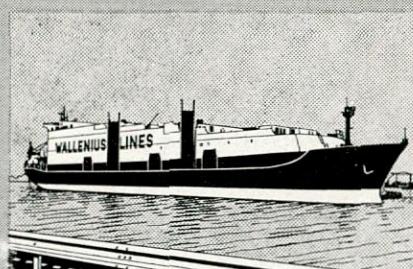
## MacGregor conversions



Petroleros a bulkcarriers, petroleros a Ro/Ros, cargueros a portacontenedores, bulkcarriers a transportes de automóviles. Alargamiento de cualquier tipo de buque.

Conviértase en rentable con MacGregor.

**MacGREGOR**  
transfer and access equipment



En España: Astilleros Españoles SA, Factoría de Sevilla, Apartado 89. Teléfono: (954) 451011. Telex: 72345'Astil'e.



**ELESA - 34/S:**

Grasa lubricante con alto contenido en bisulfuro de molibdeno para servicios muy severos y muy larga vida.

**ELESA - 38:**

Excelente para lubricación de engranajes abiertos y cables. Gran resistencia al agua y no atrae el polvo. Contiene bisulfuro de molibdeno en fina suspensión.

**ELESA - 64:**

Grasa hidrófuga muy adhesiva. Duración veinte veces mayor a las convencionales en rodamientos en contacto con agua.

**ELESA - 96/S:**

Grasa térmica sin punto de goteo y alto contenido en bisulfuro de molibdeno. Ideal para rodamientos entre — 34 y 250° C.



ELECTROFILM ESPAÑOLA, S. A.

Teléf. 246 78 00 (7 líneas). Cables: Elesafilm. Madrid  
Télex: 42478 FILM E. C./. Conde de Vilches, 13  
Edificio ELESA. Madrid-28 (España)

**BARCELONA-5**

Edificio Pedro IV. C/. Pujadas, 77 y 79, 3.<sup>o</sup>, 3.<sup>o</sup>  
Teléfonos 309 14 50 y 309 17 16

## FONDO EDITORIAL DE INGENIERIA NAVAL

Asociación de Ingenieros Navales de España

### NUEVAS PUBLICACIONES:

**«INCIDENCIA DE LOS FACTORES MACROECONOMICOS SOBRE LA EVOLUCION DE LA INDUSTRIA DE CONSTRUCCION NAVAL EN EL PERIODO 1973-79: LAS CRISIS SUPERPUESTAS»**

Autor: Manuel Angel Martín López, Dr. Ing. Naval

**«NAVEGACION FLUVIAL. POSIBILIDADES DE NAVEGACION DE LA RED FLUVIAL ESPAÑOLA»**

Autores: José F. Núñez Basañez, Ing. Naval, y Amadeo García Gómez, Ing. Naval

**«SEGURIDAD NUCLEAR. PROTECCION DEL MEDIO AMBIENTE»**

Autor: José Luis González Díez, Ing. Naval

**«ALBUM DE DEFECTOS EN LINGOTES Y EN PRODUCTOS FORJADOS Y LAMINADOS»**

Autores: Florencio Casuso y Antonio Merino.

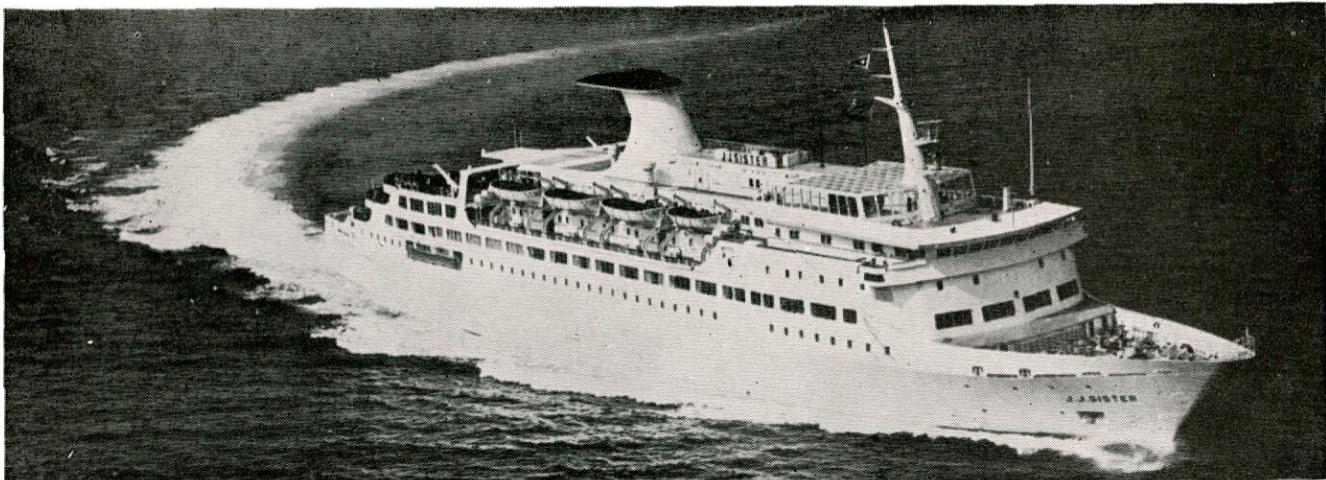
**«CIRCUITOS LOGICOS Y MICROPROCESADORES»**

Autores: Roberto Faure Benito, Jaime Tamarit Rodríguez y Amable López Piñeiro

PEDIDOS A: **Fondo Editorial de Ingeniería Naval**

Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales

Avda. del Arco de la Victoria, s/n. Ciudad Universitaria. Madrid-3



# 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

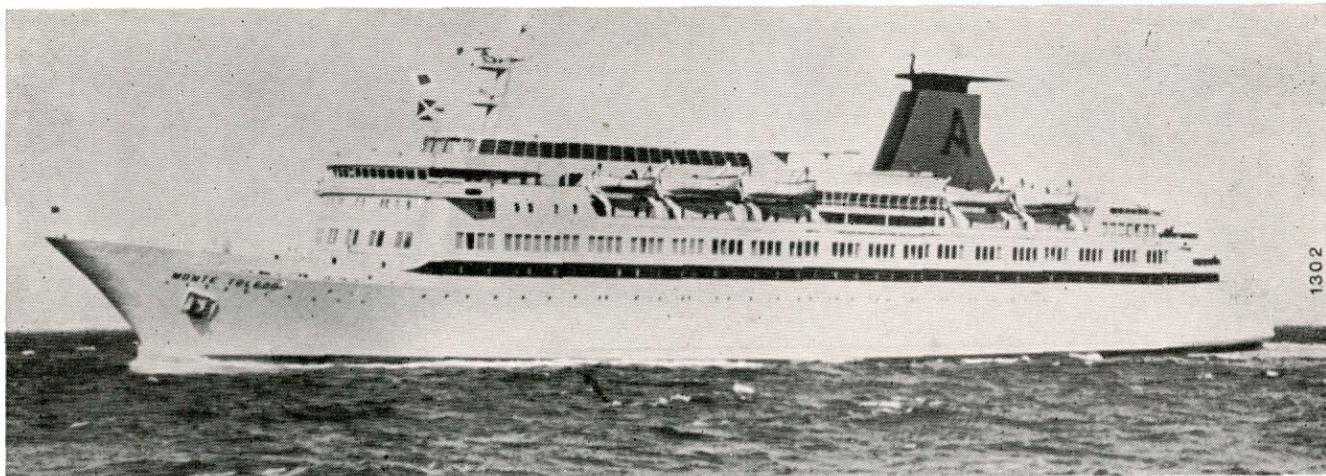
- Frigoríficos
- Transporte de G. P. L.
- Madereros
- Dragas
- Ganguiles
- Etc., etc.

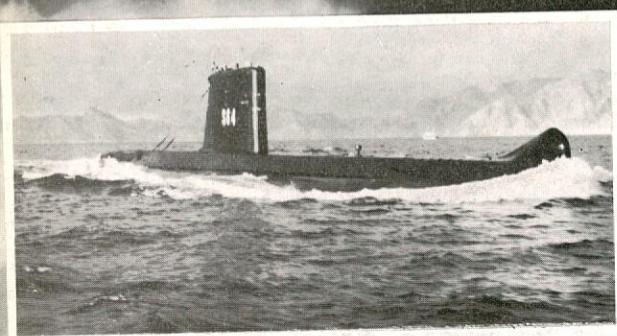
- Reparación de buques y maquinaria
- Diques flotantes de 8.000 Tons. en Valencia y 6.000 (J. O. P.) y 4.000 Tons. en Barcelona (Fuerza ascensional)

OFICINAS CENTRALES: ALCALA, 73 - TEL. 435 45 40 - 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





# Bazan

## *Constructores navales desde 1.730*