

AÑO LII - NUMERO 587

M A Y O 1984

# Ingeniería Naval



**C. N. SANTODOMINGO** VIGO

Pesqueros, remolcadores y todo tipo de buques hasta

18 m. de manga

Avda. Orillamar, 191 • Tel. 23 56 01-02 • VIGO



# Motores marinos Caterpillar.

## Confíe en lo mejor

Caterpillar no sólo le ofrece una amplia gama de potencias en motores o grupos marinos, un reducido consumo de combustible en todos ellos o una alta disponibilidad de repuestos, intercambiabilidad de piezas y bajos costes de mantenimiento, sino que también le asegura alta rentabilidad con una tecnología de vanguardia.

- Sistema de combustible de inyección directa para una eficaz utilización del mismo y gran facilidad de arranque.

- Turboalimentador-postenfriador que aumenta el rendimiento de la combustión y reduce la temperatura de los cilindros prolongando su vida útil.
- Pistones de tres segmentos que reducen la fricción de los mismos elevando el rendimiento del motor.
- Cigüeñal enterizo forjado de acero endurecido, termotratado para conseguir aún más resistencia y rigidez.

Y además:

Hasta un 20% de ahorro de combustible

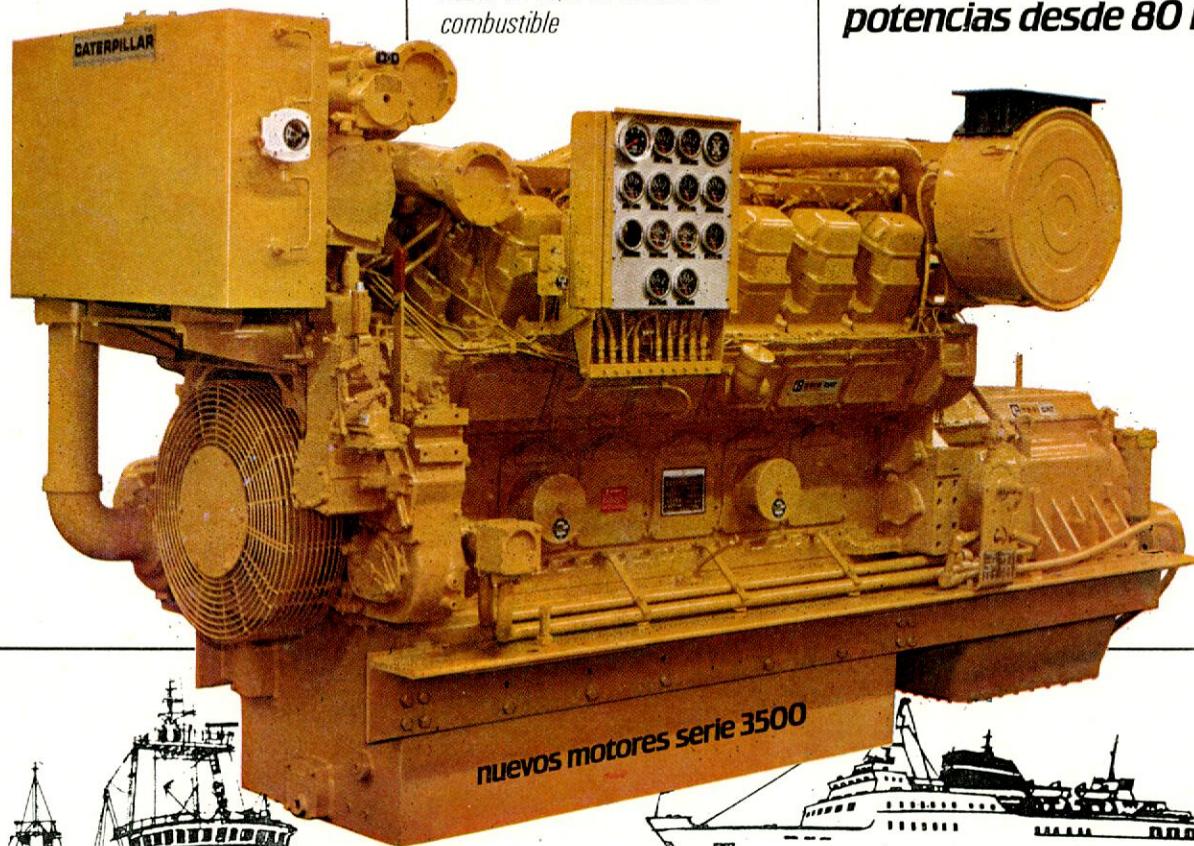
- Intervalos de cambio de aceite de más de 1.000 horas

- El apoyo, a nivel mundial, de los Distribuidores Caterpillar en más de 900 puntos de servicio.

- La rápida, cómoda y eficiente asistencia técnica de Finanzauto.

**propulsores  
auxiliares  
grupos de emergencia**

**potencias desde 80 HP**



F-12-84



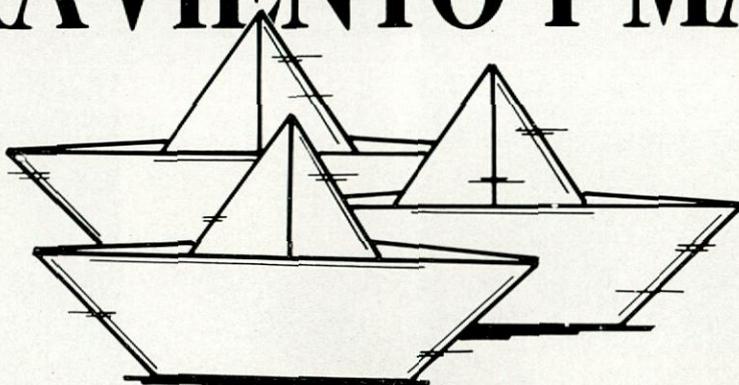
compromiso de continuidad



Central: Arturo Soria, 125  
Tels. (91) 413 00 13 - 413 90 12  
28043 Madrid

Ponga rumbo a nuestros Astilleros.

# PARA TENER SERVICIO CONTRA VIENTO Y MAREA.



El objetivo principal de la "DIVISION DE CONSTRUCCION NAVAL"  
es su completa satisfacción.

Por eso, desde que empezamos la construcción de un barco y durante toda su vida,  
le ofrecemos el más amplio y completo servicio.  
A todos los niveles. A la medida de sus deseos.  
Somos un grupo dinámico considerado  
como uno de las mejores del mundo en:

- Nuevas construcciones.
- Reparación y transformación de buques.
- Tecnología e investigación marítima, proyectos de buques e ingeniería oceánica.
  - Fabricación de motores y turbinas.
  - Construcción de plataformas marinas.
  - Maquinaria auxiliar de cubierta.
- Fabricación de hélices y equipos propulsores TVF.
  - Desgasificación y limpieza de petroleros.

Y todo esto lo hacemos contra viento y marea para darle siempre  
el mejor servicio.

**DIVISION DE CONSTRUCCION NAVAL**

Tenemos un rumbo: su satisfacción.

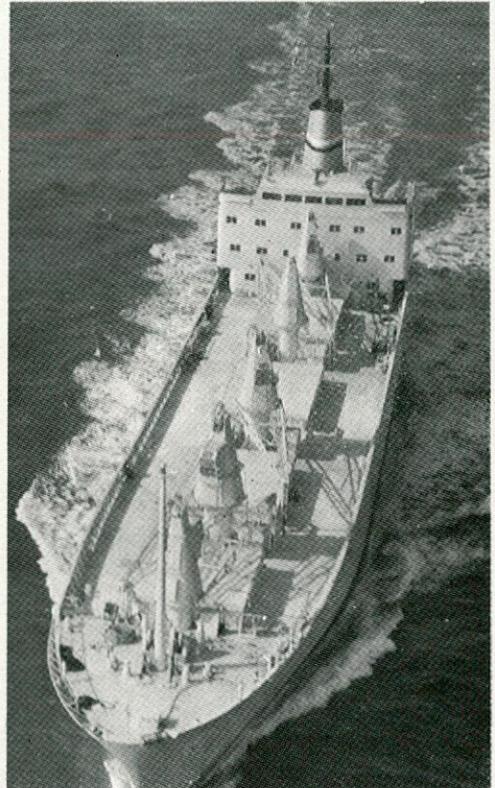
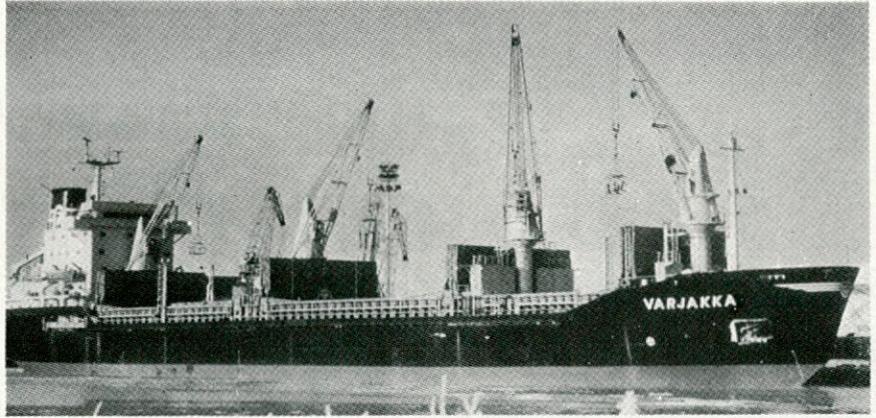
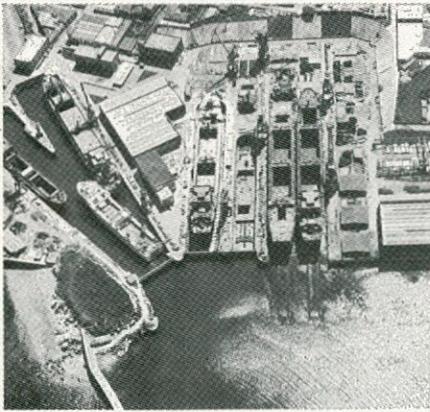


**DIVISION DE CONSTRUCCION NAVAL  
DEL INSTITUTO NACIONAL DE INDUSTRIA**



**ASTILLEROS ESPAÑOLES S. A. • ASTILLEROS Y TALLERES DEL NOROESTE, S. A.  
HIJOS DE J. BARRERAS, S. A. • ASTILLEROS CANARIOS, S. A.**

Padilla, 17 Madrid-6 SPAIN Phone: (1) 435 78 40 - Telex 27648-27690 Astil-E



## CONSTRUCCION Y REPARACION DE BUQUES

Desde 1912 más de 270 buques, de los más diversos tipos y tamaños, han sido construidos en nuestras gradas.

Buques de alta tecnología y standard, portacontenedores "feeder" entre 300 y 700 TEU, cargueros polivalentes hasta 17.000 TPM con mención especial de las ocho unidades construidas para zonas árticas, frigoríficos automatizados hasta 500.000 p<sup>3</sup>, Ro-Ros, Ferries, etc.

En resumen, capacidad técnica y productiva al servicio de Armadores de todo el mundo.

### PRINCIPALES INSTALACIONES

	Eslo- ra	Man- ga	Capacidad Máxima
GRADA N.º 1*	180	23	20.000 TPM
GRADA N.º 2*	180	23	20.000 TPM
DIQUE N.º 1	125	17	10.000 TPM
DIQUE N.º 2	170	25	25.000 TPM

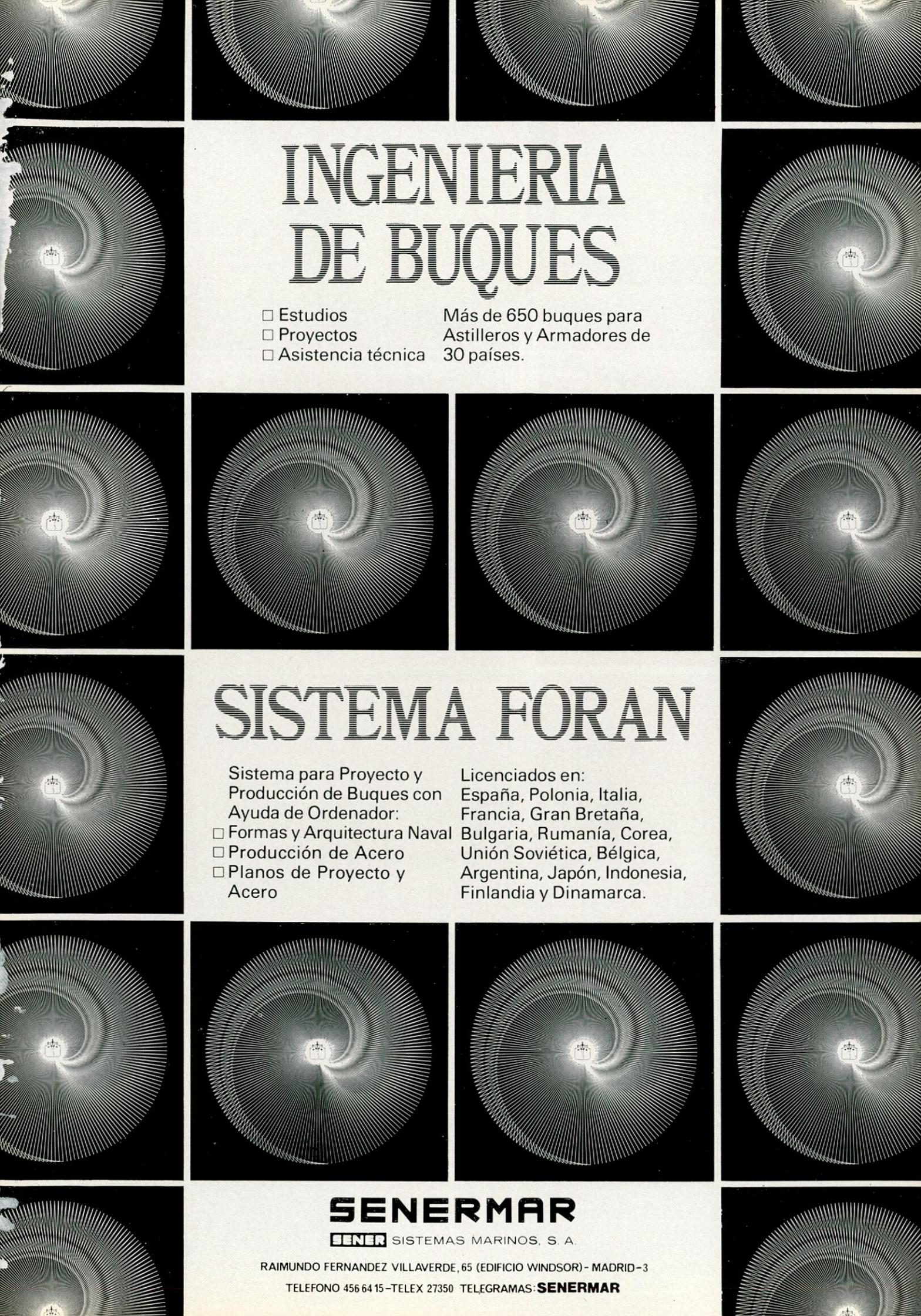
\* Ambas gradas constituyen una plataforma continua.



# S.A. JULIANA

## CONSTRUCTORA GIJONESA

Avda. de Galicia, 60 - Apartado / P.O. Box 49  
Tel. (985) 32 12 50  
Teleg.: JULIANA - Telex 87409 JUNA-E  
GIJON-12 (Spain)



# INGENIERIA DE BUQUES

- Estudios
  - Proyectos
  - Asistencia técnica
- Más de 650 buques para  
Astilleros y Armadores de  
30 países.

# SISTEMA FORAN

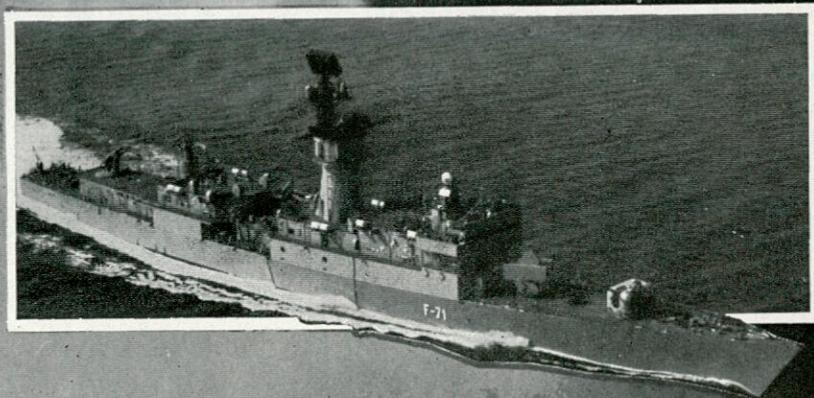
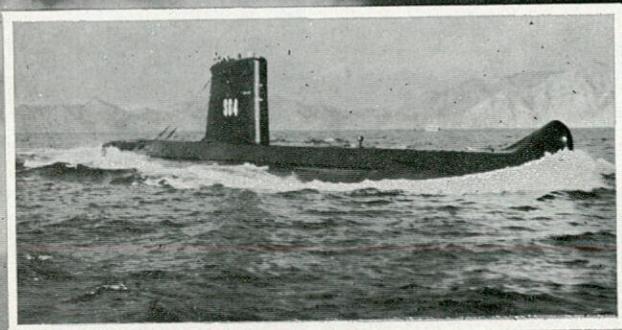
- Sistema para Proyecto y  
Producción de Buques con  
Ayuda de Ordenador:
- Formas y Arquitectura Naval
  - Producción de Acero
  - Planos de Proyecto y Acero
- Licenciados en:  
España, Polonia, Italia,  
Francia, Gran Bretaña,  
Bulgaria, Rumanía, Corea,  
Unión Soviética, Bélgica,  
Argentina, Japón, Indonesia,  
Finlandia y Dinamarca.

**SENERMAR**

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

RAIMUNDO FERNANDEZ VILLAVERDE, 65 (EDIFICIO WINDSOR) - MADRID-3

TELEFONO 456 64 15 - TELEX 27350 TELEGRAMAS: **SENERMAR**



# Bazan

***Constructores navales  
desde 1.730***



AÑO LII - NUMERO 587  
M A Y O 1984

ORGANO OFICIAL DE LA ASOCIACION DE  
INGENIEROS NAVALES DE ESPAÑA

FUNDADOR:

† Aureo Fernández Avila, Ingeniero Naval.

DIRECTOR:

Luis de Mazarredo Beutel, Ingeniero Naval.

**DIRECCION Y ADMINISTRACION**

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

Dirección postal: Apartado 457.

Teléfs. { 244 06 70  
          { 244 08 07 (\*)

**SUSCRIPCION ANUAL**

España y Portugal .....	2.600 pesetas
Países hispanoamericanos ...	3.600 »
Demás países .....	4.000 »
Precio del ejemplar .....	260 »

**NOTAS**

No se devuelven los originales. Los autores son direc-  
tamente responsables de sus trabajos. Se permite la  
reproducción de nuestros artículos Indicando su pro-  
cedencia.

**PUBLICACION MENSUAL**

ISSN 0020 - 1073

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

**INDICE DE MATERIAS**

Págs.

**Comentario de Actualidad**

Marina Mercante y Transporte Marítimo, 1983 ... 174

**Artículos Técnicos**

Resultados a plena escala de los primeros propulsores TVF, por  
R. Ruiz-Fornells y G. Pérez Gómez ... 178

La reducción de la velocidad y el ahorro energético, por Manuel  
Medina Fernández ... 199

Estimación del riesgo del impacto del agua durante el proyecto  
del buque, por M. Huther y Dr. N. Ket ... 204

**Noticias**

**BARCOS**

Buque tipo dique ... 212

**ASTILLEROS**

Actividad de los astilleros nacionales durante el mes de mar-  
zo de 1984 ... 213

Real Decreto sobre financiación de buques ... 214

La construcción naval mundial en el primer trimestre de 1984 ... 214

Propuesta de subsidios en Estados Unidos ... 215

**TRAFICO MARITIMO**

El mercado de nuevas construcciones ... 215

**REUNIONES Y CONFERENCIAS**

Agenda ... 215

# MARINA MERCANTE Y TRANSPORTE MARITIMO, 1983

Con ocasión de la Asamblea anual de la Asociación de Navieros Españoles (ANAVE), dicha entidad ha editado un excelente informe, titulado «Marina Mercante y Transporte Marítimo 1983», del que, por considerarlo de interés general, entresacamos lo siguiente:

### 1. VOLUMEN Y EVOLUCION

Durante 1983 el transporte marítimo mundial ha experimentado una nueva disminución, con lo que se prosigue la línea de descenso iniciada en 1980, hace ya cuatro años. Este descenso alcanzó los 84 millones de toneladas, lo cual supone una pérdida del 2,6 por 100 respecto a las cifras de transporte registradas durante 1982.

En términos de toneladas-milla esta disminución se ha elevado a 519 millones, con una tasa de descenso, por tanto, respecto al año anterior, del 3,8 por 100. Es de destacar, no obstante, como cierta nota positiva en esta evolución el sensible amortiguamiento del ritmo de descenso respecto a los observados en años anteriores.

El proceso de disminución se ha extendido a los tres grandes sectores de tráfico aquí diferenciados, aun cuando donde más se ha acentuado esta tendencia ha sido, como en años anteriores, en los tráficos de petróleo, para los que se alcanzan en la actualidad unos volúmenes de transporte similares a los registrados a comienzos de los años 70.

De la comparación de estas cifras con las registradas en 1982 se deduce que, en cambio, durante 1983 el comercio exterior nacional por vía marítima ha experimentado una favorable evolución. Según los datos disponibles de la Dirección General de Aduanas, este tráfico se elevó a 128,2 millones de toneladas, lo que supone un incremento del 5,3 por 100 con respecto a 1982.

Este aumento se ha debido, principalmente, a la considerable alza experimentada por las exportaciones, que se vieron aumentadas en un 12,3 por 100 con respecto al año anterior. Las importaciones, aunque también subieron, lo hicieron de forma más moderada, alcanzando un volumen total de 87,2 millones de toneladas, lo que representa un incremento del 2,3 por 100 en relación con las cifras registradas en 1982.

#### 1.1. Petróleo y gas

Durante el pasado año el volumen estimado de tráfico marítimo mundial de crudo de petróleo y productos derivados fue de 1.292 millones de toneladas, inferior en un 2,7 por 100 al de 1982.

En términos de toneladas-milla el descenso del tráfico ha sido algo superior, del 3,6 por 100, con lo que sigue acentuándose el acortamiento de las distancias medias recorridas, iniciado en 1976, en razón al relativamente bajo volumen de embarques de crudo procedentes del Medio Oriente, a la mayor utilización del Canal de Suez y al aumento de suministros de las áreas más cercanas a los centros de consumo, como el Caribe y el Mar del Norte.

En España aumentó, sin embargo, el transporte de graneles líquidos, que alcanzó en 1983 los 59 millones de toneladas, volumen equivalente a un 46 por 100 del total del comercio exterior marítimo, frente al 44 por 100 que este tipo de productos había representado en 1982. Estos productos han representado el 58 por 100 de todas las importaciones, habiéndose alcanzado una cifra de cerca de 51 millones de toneladas, un 9 por 100 superior a la registrada en 1982.

Arabia Saudita ha dejado de ser nuestro principal suministrador de crudo, puesto que ahora ocupa Méjico, con un total de 7,5 millones de toneladas. Arabia le sigue a continuación, con un total de 5,1 millones de toneladas, lo que representa un descenso de un 46,8 por 100 frente a las cifras de 1982. Como incrementos más notables cabe destacar el experimentado por Irán, con más de 1,5 millones de toneladas que en 1982, lo que supuso un incremento anual de un 30 por 100. El Reino Unido, con un total de 1,2 millones de toneladas en 1983, ha aumentado su aportación en un 95 por 100 con respecto al año anterior, mientras que las importaciones procedentes de la URSS crecieron un 88 por 100, alcanzando las 754.000 toneladas.

Respecto a los gases licuados, durante 1983 las importaciones españolas descendieron ligeramente, situándose en un volumen de casi tres millones de toneladas, lo que representa un retroceso del 0,6 por 100 respecto a las cifras de 1982. Esta evolución es atribuible al descenso de consumo experimentado por los gases licuados del petróleo, que no ha podido ser compensado por el crecimiento de las importaciones de gas natural, que aumentaron en un 4,9 por 100. Argelia, con 15.157 millones de termias y un aumento del 14,2 por 100, fue nuevamente nuestro principal abastecedor, mientras Libia, con 9.050 millones de termias, disminuía sus suministros en un 7,8 por 100.

También ha continuado la evolución ascendente del comercio exterior por vía marítima de los productos petrolíferos. La subida global ha sido de un 41 por 100 con respecto a 1982, alcanzando un volumen total de 13,7 millones de toneladas.

Esta evolución se ha extendido tanto a las importaciones, que prácticamente se doblaron, como a las exportaciones, que crecieron en un 16 por 100 con respecto al año anterior.

#### 1.2. Cargas secas

También en este sector se produjo durante 1983 un descenso del volumen de tráfico mundial, hasta situarse en torno a un total de 1.873 millones de toneladas, cifra un 2,5 por 100 inferior a la de 1982 y de un 7,5 por 100 respecto a 1981.

En términos de toneladas-milla el deterioro del tráfico habría sido aún más acusado, alcanzándose un volumen de 6.930 miles de millones, lo que representa unas tasas de decrecimiento del 4 y 9,3 por 100 con respecto a los años 1982 y 1981, respectivamente.

En España, del volumen total movido 31,4 millones corresponden a las importaciones, lo que supone una bajada del 6 por 100 frente a los 33,3 millones del año anterior. Por el contrario, las exportaciones, que alcanzaron los 21,3 millones de toneladas, experimentaron un crecimiento del 9 por 100 en relación a 1982.

El aumento de las exportaciones se debe, fundamentalmente, al crecimiento de los embarques de cementos, tierras y minerales no metálicos. Los países árabes, Venezuela y Nigeria siguen siendo los principales países destinatarios del cemento español.

Destaca el desarrollo seguido por el carbón, el cual disminuyó en el mundo en un 8 por 100 con respecto a 1982, medido en toneladas, y en un 12 por 100 en relación con las toneladas-milla. La causa principal de la evolución negativa de las distancias medias es atribuible al resurgimiento de Polonia como país exportador, que logró volver a alcanzar un volumen de producción cercano al normal de hace unos años.

En España la evolución ha sido parecida. Pero merece señalarse el fuerte incremento experimentado por las importaciones de coque de petróleo, que han llegado a un volumen de 1,4 millones de toneladas, cifra que representa el 18 por 100 del carbón total importado. El restante 82 por 100 se reparte por igual entre el carbón siderúrgico y el carbón térmico, principalmente utilizado por las cementeras.

El mineral de hierro ha continuado su línea a la baja, pudiéndose cifrar su descenso global en un 15 por 100 para el período 1980-83 en términos de toneladas y en un 13 por 100 en toneladas-milla.

En España el descenso fue del 12 por 100. Brasil continúa siendo nuestro principal suministrador de mineral rico en hierro, que es precisado por nuestras siderúrgicas para mezclar con la producción nacional. Le siguen en importancia Liberia y Venezuela. Nuestras exportaciones de mineral, pobre en hierro, se dirigen principalmente a los Países Bajos, Alemania y Francia.

En cuanto al grano, el sector ha mostrado en el mundo una mayor estabilidad en estos últimos años, siendo su descenso del 3,5 por 100 respecto al año 1982.

No se puede decir lo mismo de España, donde el comercio de cereales ha experimentado durante 1983 un apreciable descenso, situándose en torno a los 6,9 millones de toneladas, lo que supone una disminución del 10 por 100 con respecto al año anterior.

Entre las demás cargas secas, y siempre hablando de España, puede citarse que las semillas oleaginosas (soja principalmente) han experimentado una disminución, en tanto por ciento, análoga a la de los cereales. Que ha aumentado el comercio de abonos, minerales no metálicos y productos químicos, siendo de destacar los aumentos de las exportaciones, debidos seguramente a la baja cotización de nuestra moneda.

Lo mismo ha sucedido con la carga general, que ha experimentado un incremento del 16,2 por 100 en las exportaciones, pero disminuyendo las importaciones en el 5,7 por 100 respecto a la cifra de 1982.

## 2. MERCADO DE FLETES

Una vez más el repaso a la evolución experimentada en el mercado de fletes durante los últimos meses reincide en la constatación de la profunda crisis en la que se haya inmerso, desde hace ya varios años, el sector naviero internacional.

El nivel de sobrecapacidad de flota existente es todavía enorme, mientras que sigue sin disminuir la presión de los nuevos buques, que siguen incidiendo sobre la oferta, casi sin dar respiro ante cualquier leve indicio de recuperación observable.

La estabilización registrada durante el pasado año en los valores de los fletes sólo puede interpretarse como que han alcanzado el umbral de satisfacción de los costes variables y que los costes fijos siguen atendiendo sólo marginalmente, deteriorándose cada día la situación patrimonial de las empresas.

2.1. El año 1983 apenas ha supuesto mejora a la crítica situación que viene atravesando el mercado de fletes del petróleo. A la fuerte caída experimentada por este mercado a principios de 1980 le siguió el progresivo descenso de los años 1981 y 1982, para estabilizarse durante el pasado año en los ya bajos niveles a los que se había llegado a finales de 1982.

De acuerdo a los datos del «Norwegian Shipping News», los valores medios en el año 1983 fueron un 6 por 100 superiores a los de 1982 para los grandes y medianos buques, mientras que para los más pequeños (< 30.000 TPM) se produjo, por el contrario, un descenso del 6 por 100. La gravedad de la situación del mercado se constata, obviamente, con sólo significar que los valores de fletes alcanzados en el pasado año son similares a los que se obtuvieron en 1978, hace ya seis años.

2.2. El año 1983 puede también ser calificado, en su conjunto, como decepcionante, en cuanto al desarrollo del mercado de fletes para carga seca. Aunque hubo un crecimiento de los mismos durante los primeros meses del año, los fletes volvieron a caer fuertemente en el verano, continuando a estos mismos niveles durante el resto del año, con tan sólo algunas fluctuaciones temporales.

Según «Norwegian Shipping News», el promedio de los valores de los índices de fletes para carga seca, que había descendido un 39 por 100 en 1982 para la modalidad de contratación por tiempo, siguió haciéndolo, aunque tan sólo en un 6 por 100, durante 1983. Por el contrario, y según la misma fuente, el promedio creció en un 7 por 100 en la modalidad por viaje, en contraste con el descenso del 19 por 100 habido en 1982. Este sostenimiento general del nivel de fletes, como en el caso del petróleo, ha sido más bien debido a la imposibilidad de reducir aún más los bajísimos niveles a los que se ha llegado en los últimos tiempos (similares a los de 1978) que a una mejora real de la situación del mercado.

Según los valores índices elaborados por la Administración alemana, los fletes para los tráficos que operan con puertos de ese país habrían sido, como promedio del año 1983, un 0,5 por 100 inferiores a los registrados en 1982. Esta misma tendencia sería también deducible de los índices elaborados por el Lloyd's Shipping Economist, según los cuales únicamente se habría registrado una cierta recuperación del nivel de fletes a finales de 1983 para las líneas regulares entre el Norte de Europa y USA.

Debe también resaltarse el desarrollo creciente del proteccionismo, a través de todo tipo de medidas intervencionistas (subsidios, reservas de carga, acuerdos bilaterales, etc.), produciendo todo ello una transformación del principio tradicional de «mercado libre». La irrupción, cada vez con más fuerza, de las flotas de países en desarrollo, la introducción creciente de «outsiders» ante la mala situación del mercado «tramp», las prácticas de competencia no comercial realizadas por países de Europa del Este, la continua reestructuración (aunque a menor ritmo de años anteriores) de las flotas hacia sistemas unitizados, serían otros factores coadyuvantes de esta situación del sector de línea regular.

La actual situación se ha visto reflejada en el cambio que se ha venido produciendo en la estructura de las diversas modalidades de fletamentos. Mientras que para diciembre de 1982 el 68 por 100 fueron contratos por viaje, el 29 por 100 en «tripcharter» y el 3 por 100 en «timecharter», estos porcentajes eran, respectivamente, del 70, 28 y 2 por 100 en diciembre de 1983. Es decir, continúa creciendo la contratación por viaje, mientras que la contratación por tiempo sigue descendiendo.

## 3. LA FLOTA NACIONAL

## 3.1. Volumen y evolución

La flota española de transporte ha proseguido su evolución descendente a lo largo de 1983, de forma que su tonelaje de registro bruto era a finales del año un 5 por 100 inferior al de igual fecha del año anterior. Este descenso ha sido muy superior al observado en la flota mundial, de tan sólo un 0,4 por 100, si bien las tendencias de evolución por tipos de buques han sido muy similares.

Con ello el tonelaje de nuestra flota mercante se sitúa en 6.689.000 TRB, con lo que desde 1978 se ha producido un descenso próximo al millón de toneladas (980.000 TRB).

Durante este último año se ha producido, a su vez, un fuerte retroceso en el tamaño medio de la flota, prosiguiéndose la misma tendencia de años anteriores. El tamaño medio a finales de 1983 era de 7.780 TRB, frente a las 8.066 TRB de sólo un año antes.

Se ha mantenido también la línea de envejecimiento iniciada en 1979. A finales del pasado año el porcentaje de flota menor de diez años era del 67 por 100, mientras que cuatro años antes, en 1979, se situaba próximo al 80 por 100. El porcentaje de flota mayor de veinticuatro años sigue estacionado en torno al 2 por 100.

La flota para el transporte de petróleo continuó en 1983 la línea de descenso iniciada en 1979. Este supuso el 8 por 100 en el último año, bajando a 3.771.000 TRB, con lo que se sitúa a los mismos niveles del año 1976.

La flota granelera totaliza a finales de 1983 un tonelaje de 1.177.000 TRB, habiéndose observado, en consecuencia, un aumento del 7 por 100 respecto al existente a finales del año anterior. Continúa, por lo tanto, el crecimiento progresivo de este sector de flota, que, con la sola excepción de 1981, en que disminuyó un 2 por 100, se mantiene desde el año 1978.

La flota de portacontenedores sigue también la línea ascendente que ha tenido en los últimos años. Pero durante 1983 la tasa de crecimiento fue del 5,7 por 100, frente al 28 por 100 en 1982, lo que indica un gran amortiguamiento en dicho crecimiento. En 1983 se ha situado en 294.000 TRB en términos absolutos.

La de buques Ro-Ro también ha seguido aumentando, pasando de 45.000 TRB en 1980 a 74.000 TRB en 1983, con crecimientos interanuales del 15 por 100 para 1981, 17 por 100 para 1982 y 21 por 100 para 1983.

La flota frigorífica ha pasado de 76.000 TRB en 1980 a 90.000 TRB en 1983, con unos incrementos interanuales del 13, 0 y 4,6 por 100, respectivamente, para los tres años sucesivos, que resultan pequeños comparándolos con el 38 por 100 registrado en 1980.

En cambio, la flota de carga seca ha experimentado un nuevo descenso. El gran número de ventas y desguaces ha sido el factor principal en esta evolución. De las 847.000 TRB de 1979 se ha pasado a 744.000 TRB en 1983, siendo el porcentaje más alto de descenso (4,8 por 100) el correspondiente al último año. El descenso en número de unidades en este período de tiempo es aún más fuerte, habiendo pasado de 439 en 1979 a 383 en 1983.

Por último, el conjunto de la flota de buques especiales se mantiene en línea ascendente, pasando de 90.000 TRB en 1980 a 121.000 TRB en 1981, 178.000 TRB en 1982 y 181.000 TRB en 1983. Se espera que este crecimiento se mantenga al menos durante un año más, ya que quedan en cartera cinco tanques de productos químicos que totalizan 14.500 TRB.

## 3.2. Actividad de la flota

Del análisis de los datos disponibles se ha podido constatar una ligera recuperación de la actividad en toneladas movidas en 1983, tras el pequeño descenso registrado en el año anterior. Según estas estimaciones, el volumen de tráfico realizado por la flota nacional se situó durante 1983 en torno a 109,8 millones de toneladas.

Por sectores de tráfico la distribución de este volumen de actividad ha sido el siguiente:

	Año 1982		Año 1983	
	Mill. Tm.	%	Mill. Tm.	%
Importación crudo ...	24,1	22,1	26,6	24,2
Importación resto de mercancías ... ..	16,8	15,7	13,7	12,5
Exportación ... ..	5,2	4,7	5,5	5,0
Cabotaje ... ..	37,2	34,5	41,0	37,3
Extranacional ... ..	25,0	22,9	23,0	21,0
<b>TOTAL ... ..</b>	<b>108,3</b>	<b>100,0</b>	<b>109,8</b>	<b>100,0</b>

Merecen destacarse los siguientes comentarios:

Durante 1983 se importaron 42,06 millones de toneladas de crudo, de las que se transportaron en buques nacionales 26,63 millones de toneladas, lo que supone una cobertura del 63,3 por 100. En cualquier caso, se trata de una cobertura teórica, puesto que un alto porcentaje de las importaciones realizadas en buques extranjeros, en su valor equivalente en toneladas/milla, fueron transportadas en tráficos extranacionales por la flota nacional. Con esto la cobertura real habría alcanzado un 103 por 100. La cobertura de bandera nacional de los crudos para maquila fue del 56 por 100.

Según los últimos datos disponibles, durante 1983 el tráfico de mineral de hierro habría sido de 4.128 millones de toneladas, de las que 718.000 Tm. habrían sido transportadas por buques nacionales, lo que supondría una tasa de cobertura del 17,4 por 100, bastante superior a la del año anterior, pero aún muy alejada de la cobertura de 1980, que fue del 33 por 100.

Los datos disponibles indican que en carbón se ha alcanzado un volumen de tráfico de 7.600.000 toneladas, habiendo transportado los buques de bandera nacional 1.300.000 toneladas, lo que supone una cobertura del 17 por 100.

El sector que ha contado, como en otros años, con un más alto nivel de cobertura ha sido el de importación de cereales, con una actividad de la flota en torno a los 5,96 millones de toneladas, ligeramente superior a la de 1982, habiéndose obtenido una cobertura media del 94,1 por 100, algo inferior, no obstante, a la del año anterior. Este descenso fue debido principalmente al registrado en el tráfico de cebada procedente de los países de la CEE, que pasó del 100 por 100 en 1982 al 82 por 100 en 1983, habiéndose mantenido la cobertura en los tráficos de maíz y sorgo.

Durante 1983 se han importado 1.935.000 toneladas de gas natural, correspondiendo a los buques de bandera nacional 705.000 toneladas, lo que indica una cobertura del 36,4 por 100. Por países de procedencia la única participación de la flota nacional se dio para el gas natural procedente de Libia, con una cobertura del 95,3 por 100.

La actividad en el sector de exportación ha sido estimada en base a datos parciales elaborados por la Dirección General de la Marina Mercante, obteniéndose una cifra en torno a los 5,5 millones de toneladas, lo que habría supuesto una cobertura media durante 1983 del 13,3 por 100.

Según datos provisionales de la Dirección General de Puertos y Costas, el tráfico de cabotaje de entrada y salida en los puertos nacionales se elevó, durante 1983, por encima de los 82 millones de toneladas, lo que supuso un fuerte crecimiento, cercano al 10 por 100, respecto del volumen de movimientos registrado en el año anterior.

La principal causa de esta favorable evolución se ha centrado en la recuperación del tráfico de graneles líquidos, para el que el volumen total de mercancías movidas, tras el bache registrado en los dos años anteriores, incluso ha superado los valores del año 1980, con una cifra superior a los 49 millones de toneladas.

Cabe asimismo señalar los recientes acuerdos alcanzados por las compañías de línea regular de los tráficos entre la Península y las Islas Baleares, en orden a una regulación de los mismos, mediante un acuerdo tipo «pool», primera experiencia en este sector establecida entre compañías navieras nacionales. Igualmente hay que reseñar, asimismo, los acuerdos establecidos, en ese mismo sentido, por algunas de las principales compañías en línea regular con las Islas Canarias.

Respecto a buques amarrados, había a principios de 1984 un total de 57 unidades de la flota nacional, totalizando cerca de un millón de TPM, de los que 722.508 tons, corresponden a tres buques petroleros. Es interesante resaltar que a mediados del año 1983 se produjo un máximo histórico de unas 1.680.000 TPM de buques amarrados.

La disminución de esta cifra a finales de año no corresponde realmente a una mejora de la situación del mercado, sino que ha sido motivada por la venta al extranjero de algunos buques, entre ellos de cuatro petroleros, y a la reactivación del petrolero «Castillo de Salvatierra», en sustitución del hundido «Castillo de Bellver».

Por último puede citarse que del total de los fletes generados por los tráficos internacionales, la flota nacional participó en 1983 en un 43 por 100, lo que significa un ahorro de divisas de unos 135.000 millones de pesetas. El resto de la flota generó en el mercado internacional en 1983 unos 475 millones de dólares.

4. LA DEMANDA DE BUQUES

Lo mismo que se ha prescindido de los comentarios relativos a la flota mundial, que suelen encontrarse en distintas publicaciones nacionales o extranjeras, suprimimos aquí los que se refieren a la construcción naval, ya que es un tema que se ha tratado con amplitud en otros números de esta Revista.

En relación con la demanda de transporte, se transcribe el siguiente cuadro, procedente del Lloyd's Shipping Economist:

	Millones de TPM			Mill. m <sup>3</sup>
	Carga general	Bulk-carriers	Tanques	Gases licuados
OFERTA ... ..	106,2	202,4	311,0	14,6
DEMANDA ... ..	96,5	152,7	190,9	11,3
SOBRECAPACIDAD.	9,7	49,7	120,1	3,3
— Amarre flota ...	6,6	13,0	58,2	2,7
— Velocidad reducida ... ..	—	32,1	41,8	—
— Otras causas ...	3,1	4,6	20,1	0,6
SOBRECAPACIDAD/DEMANDA	10,1 %	32,5 %	62,9 %	29,2 %

La sobrecapacidad de la flota mundial se cifraba, por tanto (al mes de noviembre de 1983) en 179,5 millones de TPM, lo que habría supuesto una disminución del 6 por 100 respecto de la estimada para el año anterior. Esta sobrecapacidad de la flota mundial, que supone un

exceso de bodega superior al 40 por 100 del nivel de demanda disponible, está siendo absorbida por el amarre de 77,8 millones de TPM de flota, la operación de los buques a velocidad reducida en un equivalente de 73,9 millones de TPM y por otras causas, tales como la congestión portuaria y la utilización de buques-tanque como almacén, en un equivalente de 27,8 millones de TPM.

Los precios de las nuevas construcciones reflejan la falta de fe en el futuro del negocio marítimo. Como muestra de ello se entresacan los siguientes datos, procedentes de Fearnleys, de precios de astilleros japoneses en millones de dólares:

Tipo de buque	1978	1981	1982	1983
Tanque productos 30.000 TPM ... ..	16	25	17	16
Tanque 210.000 TPM ... ..	38	68	48	46
OBO 96.000 TPM ... ..	24	44	30	28
Granelero 30.000 TPM ... ..	12	19	13	12
Granelero 120.000 TPM ... ..	26	42	26	25
LPG 75.000 m <sup>3</sup> ... ..	45	75	53	50
Ro-Ro 5.000 TPM ... ..	12	20	15	12

Puede verse que, en general, después de la subida experimentada entre estos años, y que llegó al máximo en 1981, se ha vuelto al nivel de 1978.

En cambio, se ha recuperado algo el mercado de buques de segunda mano, tras el fuerte descenso que se registró en la segunda mitad de 1982 y primeros meses de 1983. En términos generales, los niveles de precios para buques graneleros y tanques eran superiores, a finales de 1983, que un año antes, mientras que, por el contrario, la tendencia para los buques de carga general ha seguido siendo a la baja.

Se entresacan los siguientes datos, que proceden de la misma fuente que los anteriores:

Tipo de buque	Año de construc.	1980	1981	1982	1983
Tanque de 30.000 TPM ... ..	1974	17	10	8	9
Tanque de 250.000 TPM ... ..	1972	12,5	5	3	4,5
OBO 70.000 TPM ...	1979	—	28	15,5	16
Bulkcarrier 60.000.	1972	14,7	10	4	4,5
Sp 14, 15.200 ... ..	1977	9,5	8	6	5,8

El volumen de operaciones registradas fue especialmente significativo para los buques tipo bulk-carrier, en los que se contabilizaron más de 230 contratos de venta de unidades de segunda mano, acompañando, por tanto, al crecimiento observado en la contratación de nuevas construcciones. Estas ventas se concentraron principalmente en los buques «handy size», siguiendo también, por lo tanto, la tendencia de contratación de nuevas unidades.

Dentro del sector de buques-tanque es de destacar, otra vez más en este año, el elevado número de ventas de buques ULCC y VLCC, contabilizándose 91 operaciones, 64 de las cuales fueron para desguace. Durante 1982 el número de ventas registradas para estos buques fue de 95.

# Resultados a plena escala de los primeros propulsores TVF (\*) (\*\*)

R. Ruiz-Fornells. Dr. Ing. Naval (\*\*\*)

G. Pérez Gómez. Dr. Ing. Naval (\*\*\*)

## RESUMEN

Se presentan y analizan los resultados de un extenso programa de investigación llevado a cabo a plena escala en un buque granelero de 35.000 TPM, equipado primeramente con un propulsor convencional y a continuación con el primer propulsor TVF construido en el mundo.

También se presentan y analizan los resultados de las pruebas realizadas a plena escala en un petrolero de 270.000 TPM equipado con su hélice convencional primeramente y después con el segundo propulsor TVF construido a tamaño natural.

Ambas series de resultados a plena escala muestran ahorros de potencia muy importantes en favor de los propulsores TVF, al compararlos con los correspondientes propulsores convencionales.

## INDICE

0. INTRODUCCION.
1. COMPORTAMIENTO A PLENA ESCALA DEL PRIMER SISTEMA PROPULSOR TVF, MONTADO EN EL BUQUE «SOKORRI».
  - 1.1. Primeros ensayos con modelos.
  - 1.2. Resultados de las primeras pruebas de mar.
  - 1.3. Investigaciones subsiguientes.
  - 1.4. Pruebas de velocidad realizadas con el buque «Macaye».
  - 1.5. Influencia de la rugosidad progresivamente creciente de los cascos de los buques «Sokorri» y «Macaye» en los resultados obtenidos.
  - 1.6. Coeficientes propulsivos de las diversas alternativas probadas a plena escala.
  - 1.7. Conclusiones obtenidas de los resultados de pruebas a plena escala.
2. COMPORTAMIENTO A PLENA ESCALA DEL SEGUNDO SISTEMA PROPULSOR TVF, MONTADO EN EL PETROLERO «RIO-TINTO».
  - 2.1. Extrapolación de los resultados obtenidos en el campo del modelo.

(\*) Patentados en todo el mundo por Astilleros Españoles, S. A.

(\*\*) Trabajo presentado al ISSHES-83.

(\*\*\*) S. A. de Tecnología Naval (SATENA). Madrid.

## ABSTRACT

The results of an extensive research program carried out at full-scale on a 35000 DWT bulk-carrier consecutively fitted with a conventional propeller and with the first TVF propeller ever built, are presented and analyzed.

The results of the tests carried out at full-scale on a 270000 DWT tanker consecutively fitted with a conventional propeller and with the second TVF propeller built at full-size, are also presented and analyzed.

Both series of full-scale results show very attractive propulsive power savings for the TVF propellers, as compared with the corresponding conventional propellers.

- 2.2. Resultados de las pruebas de velocidad realizadas con el propulsor convencional.
- 2.3. Resultados de las pruebas de velocidad realizadas con el propulsor TVF y su tobera.
- 2.4. Resultados de las pruebas de velocidad realizadas con el propulsor TVF y su tobera y aletas directoras de flujo.
- 2.5. Conclusiones obtenidas de los resultados de pruebas a plena escala.

## 3. LISTA DE REFERENCIAS.

## APENDICES.

## NOTA DE LOS AUTORES.

## DISCUSION (en el próximo número).

## 0. INTRODUCCION

El objetivo principal de este trabajo es informar a la comunidad marítima internacional sobre los resultados obtenidos a plena escala con los dos primeros propulsores TVF construidos en el mundo, que han sido montados, respectivamente, en dos buques de tamaños muy diferentes: el granelero «Sokorri», de 35.000 TPM, y el petrolero «Río-Tinto», de 270.000 TPM.

Toda la correspondiente información se presenta de forma muy abreviada, a causa de las limitaciones de espacio impuestas en este Symposium. A pesar de ello, los autores han hecho un esfuerzo para incluir todos los datos científicos que pueden ser necesarios para la correcta evaluación de los méritos de este nuevo sistema de pro-

pulsión. Además, los autores han preparado dos Apéndices que incluyen todos los datos medidos durante las numerosas pruebas de mar realizadas con ambos buques.

En las referencias 16 y 17 se incluye una descripción completa del procedimiento de extrapolación usado inicialmente para predecir el comportamiento a plena escala del sistema TVF de propulsión. Tal procedimiento sigue siendo utilizado en la actualidad, con la única modificación de que los ensayos de aguas libres del propulsor TVF se realizan ahora sin tobera, a causa de las grandes dificultades experimentales encontradas cuando esos ensayos se realizaban con la tobera incorporada.

Dado que el citado procedimiento de extrapolación es, por tanto, conocido, todos los resultados obtenidos en el campo del modelo se presentan en este trabajo ya extrapolados para plena escala.

La amplia experiencia obtenida a lo largo de los numerosos ensayos de modelos realizados en algunos de los principales canales de experiencias del mundo, en relación con los programas de investigación y desarrollo del sistema TVF de propulsión, permite a los autores afirmar que la mayor dificultad existente hoy día para el diseño de este nuevo sistema de propulsión es la falta de correlación entre los campos del modelo y de plena escala, en cuanto se refiere a los fenómenos de interacción de la tobera con el casco.

En general puede decirse que las predicciones para plena escala, basadas en resultados de ensayos con modelos, son frecuentemente incorrectas en aquellos casos en que existe una tobera incluida en el sistema de propulsión.

En el caso del granelero «Sokorri» fue posible corregir directamente en plena escala los malos resultados iniciales, los cuales no estaban de acuerdo con las predicciones hechas sobre la base de los resultados obtenidos en el campo del modelo.

Las conclusiones derivadas del programa de pruebas a plena escala llevado a cabo con el buque «Sokorri» fueron después aplicadas al proyecto del sistema TVF de propulsión del petrolero «Río-Tinto» (exceptuando la geometría de las palas del propulsor), y el comportamiento de este sistema a plena escala ha sido muy satisfactorio y en general coincidencia con lo que se podía esperar de acuerdo con la experiencia obtenida en el buque «Sokorri».

1. COMPORTAMIENTO A PLENA ESCALA DEL PRIMER SISTEMA PROPULSOR TVF, MONTADO EN EL BUQUE «SOKORRI»

1.1. Primeros ensayos con modelos

El diseño del propulsor TVF instalado en el buque «Sokorri» fue realmente la culminación de un largo programa de investigación que ya se había iniciado en 1976 (véase lista de referencias). Los ensayos con modelos de las diversas alternativas inicialmente proyectadas fueron realizados en tres de los más prestigiosos canales de experiencias del mundo. Uno de estos canales fue finalmente seleccionado para efectuar los ensayos correspondientes a la versión definitiva del propulsor TVF y de su tobera asociada. El canal seleccionado será denominado en adelante canal número 1.

Según los resultados obtenidos en el citado canal número 1, se esperaba un ahorro de potencia de alrededor del 9 por 100 para el sistema de propulsión TVF en comparación con el propulsor convencional, en la condición de plena carga.

Sin embargo, y dado que el «Sokorri» es un buque de carga seca, se decidió llevar a cabo las pruebas de mar en la condición de lastre, siempre que se pudiese garantizar una inmersión completa del propulsor y de la tobera.

Pero, por otra parte, los ensayos en lastre presentaban importantes fluctuaciones en los valores medidos del empuje y del par, de hasta, aproximadamente, ± 11 por 100,

las cuales eran debidas a la succión de aire de la superficie por la boca de la tobera, de manera que fue necesario aumentar el calado a popa para evitar los citados fenómenos de succión de aire.

Siguiendo un proceso de prueba y error, se determinó el mínimo calado a popa que evitaba la succión de aire por la tobera y que fue fijado en nueve metros. Con este calado a popa se determinó después el calado a proa, que daba los mejores resultados y que resultó ser de ocho metros. Esta condición de carga con nueve metros de calado a popa y ocho metros de calado a proa será denominada en adelante condición de media carga.

Para conseguir en la práctica la citada condición de media carga fue necesario cargar el buque con 4.000 toneladas de chapas de acero, además de lastrar totalmente todos los tanques disponibles y la bodega inundable número 5.

El ahorro de potencia esperado para el sistema TVF de propulsión en esta condición de media carga era del 8,5 por 100, de acuerdo con las extrapolaciones hechas para plena escala, sobre la base de los resultados de ensayos de modelos efectuados en el canal número 1.

En las figuras 1 y 2 se representan los resultados de las extrapolaciones correspondientes al propulsor convencional y al sistema de propulsión TVF, tanto para plena carga como para media carga.

1.2. Resultados de las primeras pruebas de mar

Las pruebas de mar del buque «Sokorri», en la condición de media carga definida más arriba, fueron realizadas en aguas de Cartagena, con el buque primeramente equipado con su propulsor convencional y a continuación con el buque provisto del nuevo sistema TVF de propulsión. Estas pruebas se iniciaron en abril de 1982.

Antes de cada una de las citadas series de pruebas el buque entró en dique para limpieza y pintado del casco.

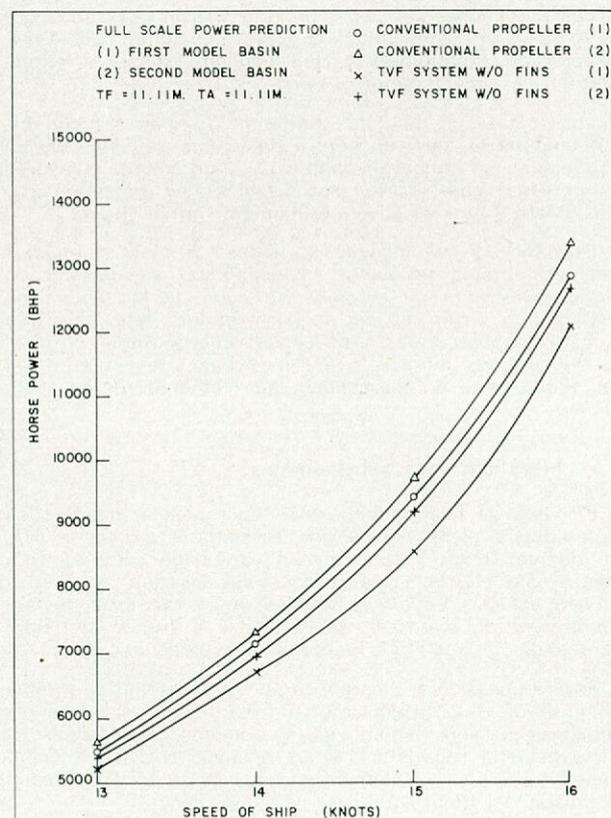


Figura 1.

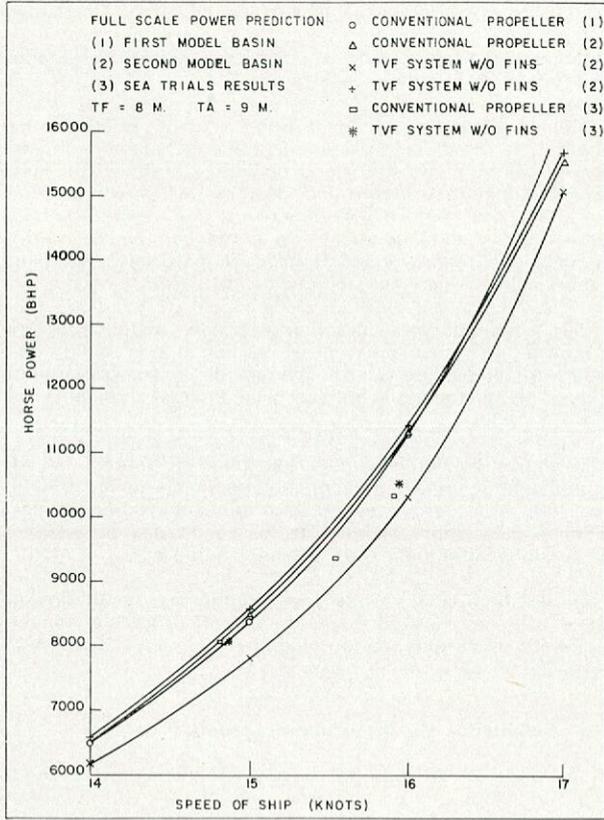


Figura 2.

Las mediciones de velocidad fueron realizadas por el Instituto Hidrográfico de la Marina, usando un sistema de radio-localización tipo Raydist, personalmente manejado por oficiales de marina.

Las mediciones de par y de rpm fueron realizadas por la Asociación de Investigación Naval Española (ASINAVE), usando dos torsiómetros tipo Brolich (sensores extensiométricos con telemetría hertziana).

Los resultados de estas primeras pruebas a plena escala mostraron que, en contra de lo que se esperaba, el propulsor TVF absorbía potencias ligeramente mayores (1 por 100) que el propulsor convencional. Estos resultados están representados gráficamente en la figura 2.

Durante las mencionadas pruebas de mar efectuadas con el sistema propulsor TVF montado se detectó un ruido penetrante en la parte de popa de la cámara de máquinas y en el espacio del servomotor. Debe aclararse a este respecto que, a pesar del citado ruido, el nivel de vibraciones del casco era muy bajo, de acuerdo con las mediciones de vibraciones que también fueron realizadas.

1.3. Investigaciones subsiguientes

En vista de los resultados desfavorables e inesperados obtenidos a plena escala con el sistema propulsor TVF, se decidió llevar a cabo una investigación completa y a fondo para clarificar las razones por las que las predicciones basadas en los resultados de los ensayos de modelos realizados en el canal número 1 fueron tan diferentes de los resultados obtenidos a plena escala.

Para empezar, se encargó un nuevo y extenso programa de ensayos con modelos a otro prestigioso canal de experiencias, que será denominado en adelante canal número 2, incluyendo la repetición de los ensayos realizados en el canal número 1 y también ensayos para la observación detallada del flujo.

Las nuevas predicciones basadas en estos nuevos ensayos, realizadas con el mismo procedimiento de extrapo-

lación, fueron plenamente coincidentes con los resultados de plena escala en la condición de media carga, mientras que para la condición de plena carga las nuevas predicciones todavía mostraban una ganancia del 7 por 100 en potencia en comparación con el propulsor convencional, lo cual era realmente sorprendente y a todas luces inconsistente. En cuanto a la condición de lastre, las nuevas predicciones mostraban una ganancia de únicamente un 2 por 100 en favor del sistema propulsor TVF.

Los coeficientes propulsivos deducidos de los nuevos ensayos mostraban, sin ninguna duda, que la razón fundamental, que explicaba los resultados desfavorables obtenidos en la condición de media carga a plena escala, era una interacción muy mala de la tobera con el cuerpo de popa del casco.

Todas las nuevas citadas extrapolaciones han sido incluidas igualmente en las figuras 1 y 2.

En cuanto al ruido penetrante mencionado más arriba, debe explicarse que tal ruido desaparecía al navegar el buque en la condición de lastre, es decir, en cuanto la bovedilla quedaba fuera del agua.

Como consecuencia de este hecho se pensó que el mencionado ruido podría ser causado por ondas de presión transmitidas a la bovedilla y originadas en una cavitación tipo lámina de las palas del propulsor.

En vista de estas consideraciones se decidió alargar la parte superior del borde de salida de la tobera, de manera que las palas del propulsor y sus placas de barrera quedaran completamente cubiertas por este alargamiento de la tobera, el cual se esperaba que tuviese un fuerte efecto de apantallado contra las ondas de presión.

Se realizaron nuevos ensayos en el canal número 2 con la tobera alargada, como se ha explicado, con el resultado de una disminución de las máximas fuerzas de presión en la bovedilla de 376 kp/m<sup>2</sup> a 257 kp/m<sup>2</sup>. La cavitación tipo lámina existente en la cara de succión de las palas del propulsor resultó también disminuida.

En las figuras 3, 4 y 5 pueden verse las posiciones relativas al codaste del propulsor convencional, del propulsor TVF con su tobera y del propulsor TVF con su tobera alargada.

La primera modificación efectuada a plena escala, como consecuencia de todas las investigaciones realizadas, fue el citado alargamiento de la tobera, que se hizo incluso antes de que el buque saliera para USA en su viaje inaugural.

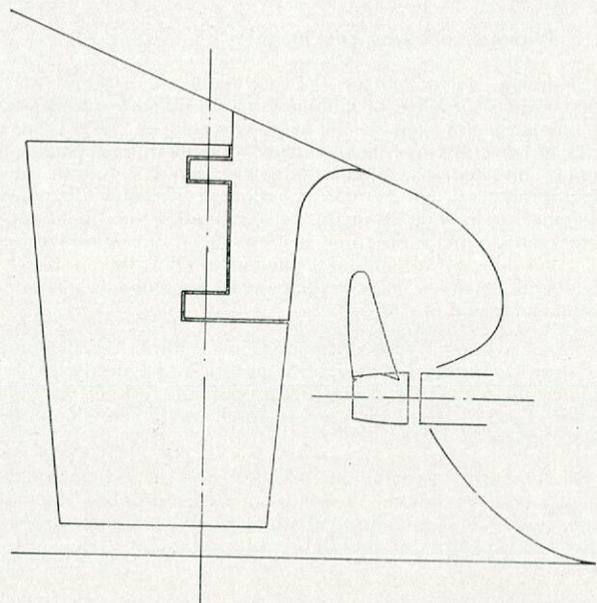


Figura 3.

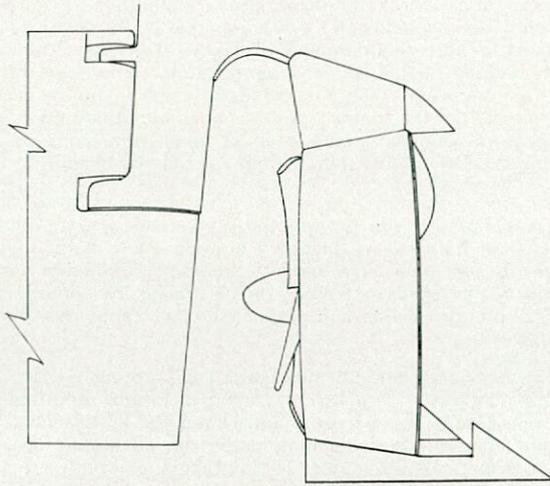


Figura 4.

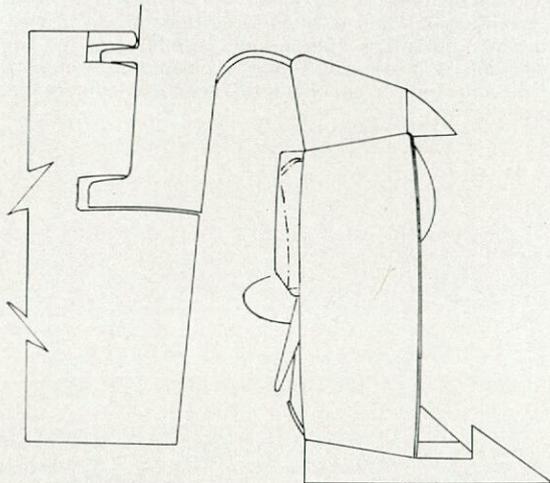


Figura 5.

También antes del citado viaje inaugural fue posible realizar mediciones de velocidad en la milla medida oficial de Rota-Chipiona, cerca de Cádiz, en la condición de lastre (6,1 m. de calado a proa y 6,3 m. de calado a popa) y con la tobera ya alargada. Los resultados obtenidos fueron extremadamente satisfactorios, ya que la potencia absorbida por el sistema propulsor TVF fue un 17 por 100 inferior a la absorbida por el propulsor convencional, comparando en este caso con los resultados obtenidos en las pruebas oficiales de velocidad del buque gemelo «Macaye», realizadas algún tiempo antes en el mismo lugar y en las mismas condiciones.

Estos resultados fueron también comparados con los obtenidos en las pruebas oficiales de velocidad del mismo buque «Sokorri», provisto de su hélice convencional, que fueron realizadas con los mismos calados en otra milla medida oficial existente cerca de Bilbao, justamente después de su entrega (algunos meses antes), y el ahorro de potencia deducido de esta nueva comparación fue prácticamente el mismo. En todos los casos se hicieron las adecuadas correcciones para tener en cuenta la profundidad de agua existente bajo la quilla en cada corrida particular.

Como otra consecuencia de estas comparaciones, quedó claramente establecido que ambos buques gemelos, «Sokorri» y «Macaye», tenían un comportamiento muy similar en la condición de lastre, estando provistos de sus respectivos propulsores convencionales.

Todos estos resultados a plena escala, en la condición de lastre, están representados en la figura 6.

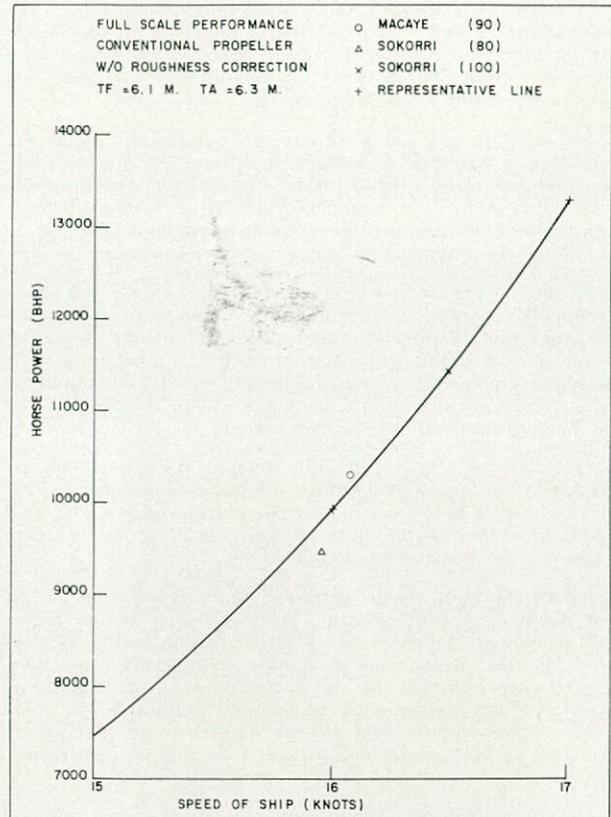


Figura 6.

Los resultados francamente brillantes obtenidos con el buque «Sokorri» equipado con el sistema propulsor TVF, en la condición de lastre, confirmaban definitivamente que el concepto TVF funcionaba perfectamente a plena escala, y que los pobres resultados obtenidos a media carga eran, ciertamente, debidos a una muy mala interacción a plena escala de la tobera con el casco.

La gran diferencia existente entre la ganancia obtenida para el propulsor TVF en la condición de lastre a plena escala y la ganancia esperada, según los resultados de los ensayos de modelos, era de nuevo debida a una mala interacción de la tobera con el casco, que esta vez parecía ser buena en plena escala, habiendo sido mala en el campo del modelo.

Durante el viaje de retorno de USA en plena carga, el ruido detectado durante las pruebas de mar en media carga apareció de nuevo, a pesar del alargamiento de la tobera, que había sido realizado con la intención de eliminarlo.

Al llegar el buque a España, y antes de proceder a su descarga, se realizaron mediciones de velocidad en plena carga en aguas de Cartagena. Los resultados de estas pruebas en plena carga se representan en la figura 13 (sin incluir ninguna corrección por el peor estado superficial del casco).

Estos resultados no pudieron compararse con los correspondientes del mismo buque con propulsor convencional, porque el «Sokorri» nunca había sido probado anteriormente a plena carga con su citado propulsor convencional.

Sin embargo, y como se explicará más adelante, una comparación hecha con los resultados obtenidos con el buque gemelo «Macaye» mostró que el propulsor TVF absorbía un 3 por 100 más de potencia que el propulsor convencional, a pesar de los resultados obtenidos en el campo del modelo en el canal número 2, de los que se deducía una ventaja para el propulsor TVF de un 7 por 100 en potencia, como ya se ha dicho más arriba, lo cual confirmaba una vez más la inconsistencia de esos ensayos en el campo del modelo.

El hecho más inesperado ocurrido en este primer viaje transatlántico del «Sokorri» fue la persistencia del ruido en la condición de plena carga, después de haber alargado la tobera con la intención de detener las ondas de presión transmitidas a la bovedilla.

En vista de esta persistencia, se estableció una nueva teoría para explicar el ruido, concretamente que el ruido era debido a la misma mala interacción casco-tobera, que había sido la responsable de los resultados desfavorables obtenidos con el sistema propulsor TVF en la condición de media carga, en las primeras pruebas de mar.

Se pensó que incluso podía existir una especie de cavitación PHV a proa del propulsor. En cualquier caso, estaba claro que la posición del borde de entrada de la tobera, muy cercano al casco, producía importantes alteraciones en el flujo y separaciones del mismo, como se había visto perfectamente en los ensayos de observación de flujo realizados en el canal número 2.

En vista de ello se decidió diseñar para el «Sokorri» un juego de aletas directoras de flujo, colocadas a proa y sobre la tobera, con la intención de independizar el flujo de alimentación de la tobera del flujo de la parte superior del cuerpo de popa.

Inmediatamente se encargaron nuevos ensayos al canal número 2 para investigar la influencia de las aletas en el campo del modelo. A lo largo de estos nuevos ensayos, las aletas fueron siendo modificadas sucesivamente para obtener una optimización de la configuración del flujo, la cual resultó finalmente aceptable. Sin embargo, la cavitación tipo lámina existente en la cara de succión de las palas del propulsor no mejoró apreciablemente.

La única explicación que podía justificar esta falta de influencia de las aletas en la cavitación era la sombra proyectada sobre las líneas de flujo por el soporte alto de la tobera, pero en aquel momento no se le dio excesiva importancia a este hecho, ya que, por otra parte, la cavitación observada en el campo del modelo no podía considerarse de ninguna manera como peligrosa.

En cuanto a propulsión, los resultados de estos nuevos ensayos mostraron una clara mejora en la condición de media carga, con un ahorro de potencia de, aproximadamente, el 8 por 100 en comparación con el propulsor convencional, mientras que en la condición de plena carga la mejora fue realmente muy pequeña en relación con los ensayos anteriores realizados también en el canal número 2 sin aletas, indudablemente porque, como se ha explicado más arriba, el propulsor TVF y la tobera daban ya, según aquellos ensayos (equivocadamente), un ahorro considerable de, aproximadamente, un 7 por 100.

A la vista de los buenos resultados obtenidos, en general, con las aletas en el campo del modelo, se decidió conjuntamente con el armador instalar las aletas optimizadas en el buque real.

Entretanto, el buque había completado ya su segundo y tercer viajes a USA y se habían realizado varias inspecciones del sistema propulsor TVF en diversos puertos españoles y americanos. En una de estas inspecciones se encontraron erosiones, indudablemente debidas a cavitación, en la cara de succión de las palas de propulsor, cerca del borde de ataque y cerca también de las placas de barrera.

Después de un detallado examen de las citadas erosiones, se llegó a la conclusión de que la cavitación que las causaba era la combinación de una cavitación tipo lámina de la pala y de otra cavitación también tipo lámina de la placa de barrera, con la consecuencia de un retorno del flujo cavitante sobre la superficie de la pala, de manera parecida a lo que sucede en el caso de una cavitación tipo nube.

Es importante señalar aquí que, por el contrario, no se encontró ninguna erosión de ningún tipo en la tobera, en ninguna de las inspecciones realizadas.

En vista de la nueva dificultad provocada por la citada cavitación, se decidió eliminar la parte de las placas de

barrera que sobresalía hacia proa respecto a la cara de succión de las palas del propulsor. Esta reducción de las placas de barrera implicaba el riesgo de reducir también la capacidad de las mismas para actuar como tales barreras, es decir, el riesgo de reducir la carga en las áreas extremas de las palas, por lo que inmediatamente se encargaron nuevos ensayos en el canal número 2 con el propulsor TVF modificado, según se ha explicado.

De los resultados de estos nuevos ensayos se obtuvo la conclusión de que la parte más importante de las placas de barrera era la parte situada en la cara de presión de las palas, ya que la ligera disminución de la carga de las áreas extremas de las palas era compensada por la menor resistencia viscosa de las reducidas placas de barrera.

Entonces se decidió desmontar el propulsor TVF del buque «Sokorri» para llevar a cabo la citada modificación de las placas de barrera, aprovechando la estancia del buque en dique para la instalación de las aletas. Al mismo tiempo, las erosiones de cavitación existentes en las palas fueron debidamente corregidas.

Una vez modificado el propulsor TVF, e instaladas las aletas, como se muestra en las figuras 7 y 8, se realizaron nuevas mediciones de velocidad en la milla medida oficial de Rota-Chipiona con el buque en situación de lastre. Los resultados obtenidos fueron muy similares a los conseguidos con el buque sin aletas, a pesar del tiempo transcurrido y de la correspondiente rugosidad aumentada del casco.

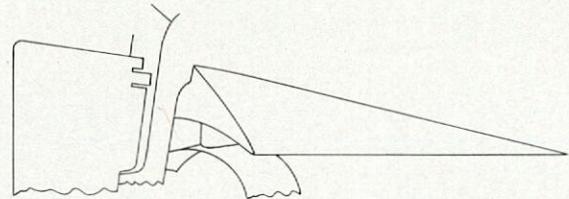


Figura 7.

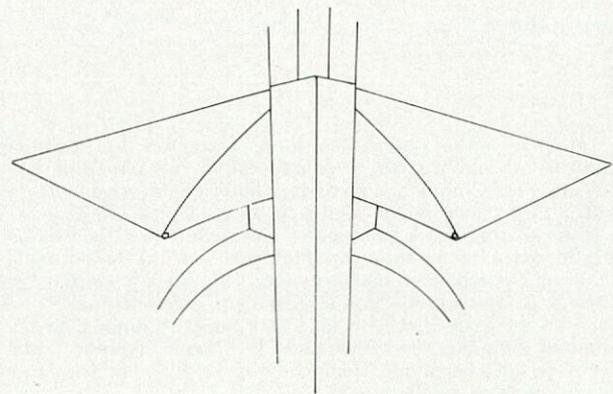


Figura 8.

Estos resultados se han incluido en la figura 9, pero sin ninguna corrección por la mayor rugosidad del casco. Para facilitar una mejor comparación, los resultados obtenidos sin aletas y también los obtenidos con el propulsor convencional han sido igualmente incluidos. Todos estos resultados se refieren al buque en situación de lastre.

Inmediatamente después de las citadas pruebas de velocidad en lastre, el buque marchó de nuevo a América y en el viaje de vuelta a plena carga volvió a surgir el ruido penetrante en la popa, aunque esta vez con una intensidad menor. La persistencia del ruido, a pesar de la mejor configuración de flujo obtenida con las aletas, podía explicarse únicamente por la todavía escasa cantidad de agua que alimentaba la parte alta del disco del propulsor en el interior de la tobera, a causa de la proximidad de la parte alta de la misma al codaste y al cuerpo de popa

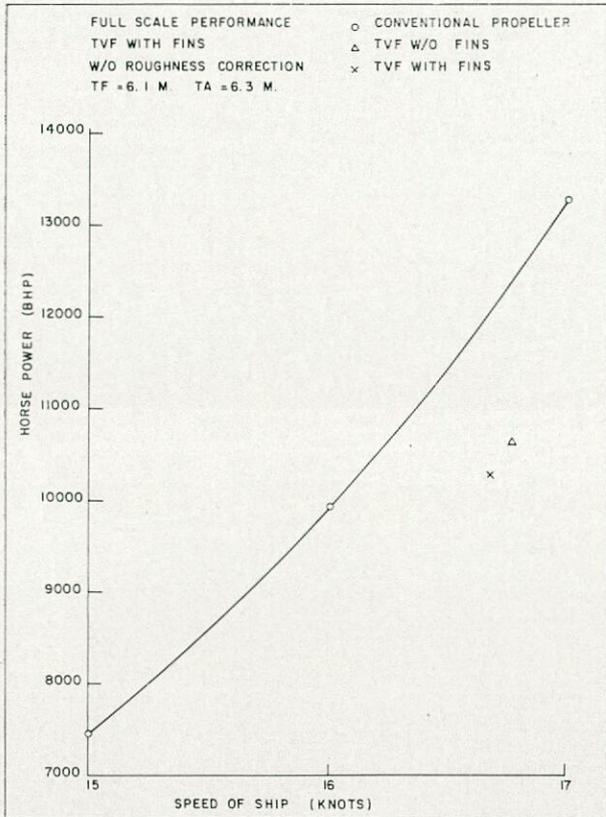


Figura 9.

y a causa también de la sombra proyectada sobre las líneas de flujo por el soporte superior de la tobera.

En vista de ello, se decidió eliminar la parte del citado soporte superior que sobresalía a proa del borde de entrada de la tobera. También se decidió montar, además, unas pantallas deflectoras a ambos lados del soporte, entre la superficie exterior de la tobera y la superficie interior de las aletas, con la intención de llevar hacia el interior de la tobera el flujo de agua que circulaba a ambos lados del soporte superior, entre la tobera y las aletas.

En las figuras 10 y 11 se ha representado esquemáticamente el soporte superior de la tobera, tal como era antes de la citada modificación. Las mencionadas pantallas deflectoras pueden verse esquemáticamente en la figura 12.

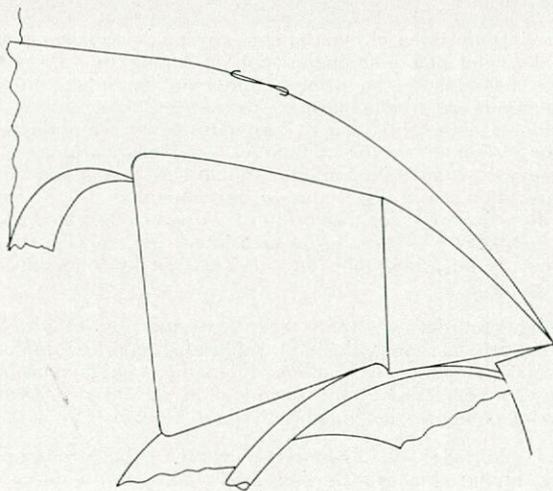


Figura 10.

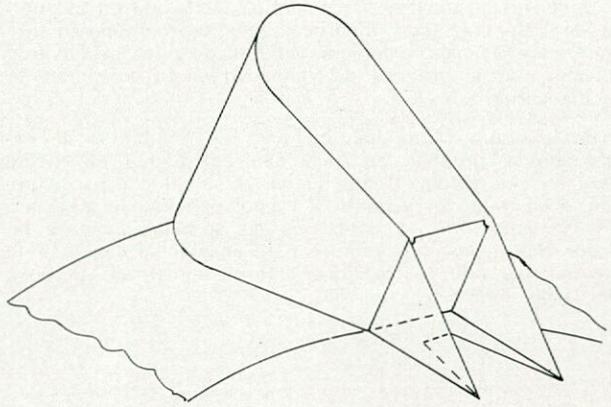


Figura 11.

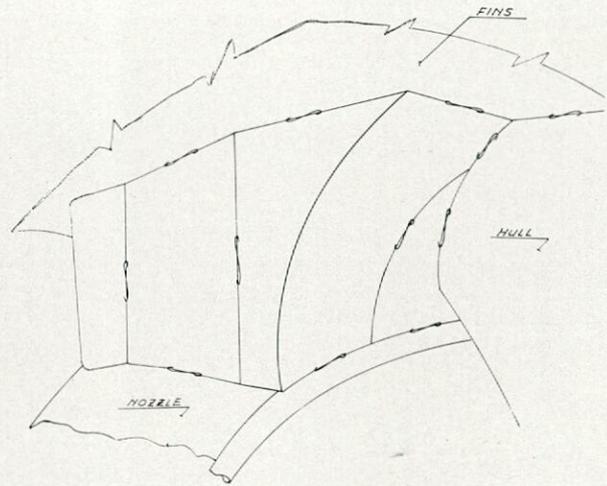


Figura 12.

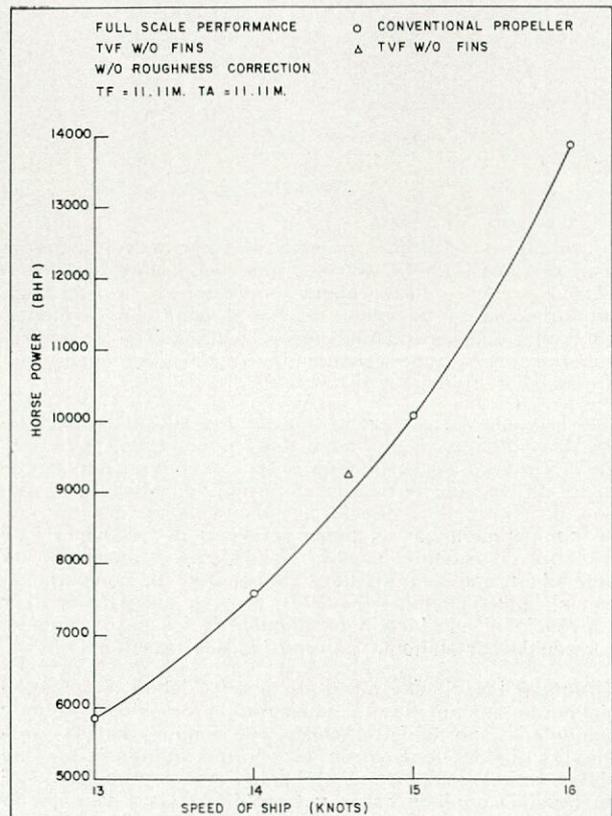


Figura 13.

Después de una descarga parcial del buque en el puerto de Valencia, estas modificaciones fueron rápidamente realizadas a bordo, e inmediatamente después se llevaron a cabo nuevas pruebas de velocidad en la condición de media carga.

En la figura 14 se han incluido los resultados de estas nuevas pruebas de velocidad del buque en media carga y con aletas. Como puede verse, el ahorro de potencia conseguido respecto al propulsor convencional para una velocidad de 15 nudos es de aproximadamente un 5 por 100, a pesar de que en esta ocasión el casco tenía ya una rugosidad extraordinariamente aumentada a causa del largo tiempo transcurrido.

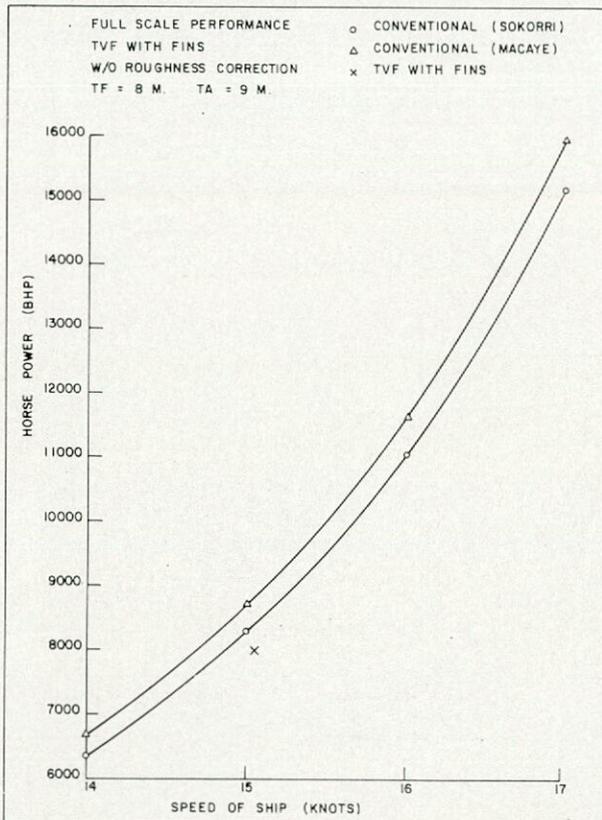


Figura 14.

Durante estas últimas pruebas de velocidad el buque se vio libre por primera vez del ruido penetrante que había estado presente hasta aquel momento en la popa, tan pronto como la bovedilla tocaba el agua. Era evidente, por tanto, que las modificaciones realizadas en el soporte superior de la tobera habían corregido las causas que producían el ruido.

A la vuelta a España de uno de los subsiguientes viajes transatlánticos el buque fue probado de nuevo en plena carga y los resultados obtenidos fueron muy satisfactorios, ya que mostraron, para una velocidad de 15 nudos, un ahorro de potencia propulsora de un 14,4 por 100 en comparación con el buque provisto de propulsor TVF y tobera únicamente, es decir, sin aletas, y un ahorro de potencia propulsora de un 10,6 por 100 en comparación con el buque gemelo «Macaye», provisto de su propulsor convencional, sin incluir en ninguno de los casos ninguna corrección por aumento de rugosidad del casco.

Aunque las citadas cifras de ahorro deben ser sustancialmente aumentadas, a causa de la rugosidad ya muy aumentada que tenía el casco del buque «Sokorri», estos resultados demuestran la enorme influencia de las aletas en el comportamiento del sistema propulsor TVF en pruebas a plena carga y también la clara ventaja de un sistema propulsor TVF respecto a un propulsor convencional equivalente.

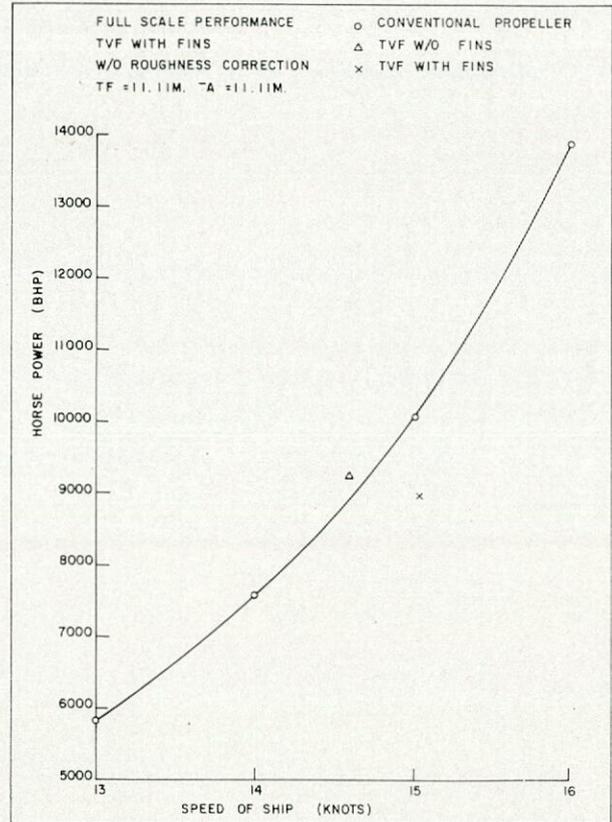


Figura 15.

En la figura 15 se han incluido los resultados de las últimas pruebas de velocidad mencionadas a plena carga, así como también los resultados correspondientes al sistema TVF sin aletas y al propulsor convencional (buque «Macaye»), pero sin incluir en absoluto ninguna corrección por rugosidad aumentada del casco en ninguno de los casos.

1.4. Pruebas de velocidad realizadas con el buque «Macaye»

Estaba perfectamente claro que los resultados de todas las sucesivas pruebas de velocidad llevadas a cabo con el buque «Sokorri», después de cada una de las modificaciones introducidas en el sistema propulsor TVF, incluían la influencia de la rugosidad progresivamente creciente del casco del buque, y estaba también perfectamente claro que no había posibilidad de probar el «Sokorri» con su propulsor convencional en la condición de plena carga.

En vista de tales circunstancias se decidió realizar pruebas de velocidad adicionales con el buque gemelo «Macaye», después de su primera estancia en dique, en las condiciones de media carga y de plena carga, con la intención de que el «Sokorri» provisto de su sistema propulsor TVF pudiera ser comparado en plena carga con el «Macaye», y también con la intención de establecer una comparación entre los estados de rugosidad de los cascos del «Sokorri» (en las primeras pruebas de velocidad) y del «Macaye» (después de la primera estancia en dique al final de su primer año de servicio), en la condición de media carga.

Debe recordarse a este respecto que los resultados de las pruebas de velocidad realizadas con los buques «Sokorri» y «Macaye», ambos equipados con sus propulsores convencionales en la condición de lastre, fueron, aproximadamente, los mismos (véase figura 6).

Los resultados de las pruebas de velocidad efectuadas con el buque «Macaye» en las condiciones de media carga y de plena carga se han representado, respectivamente, en las figuras 14 y 15.

**1.5. Influencia de la rugosidad progresivamente creciente de los cascos de los buques «Sokorri» y «Macaye» en los resultados obtenidos**

Es bien conocido que la corrosión, la suciedad y las incrustaciones marinas, que van creciendo progresivamente sobre el casco de un buque, tienen gran influencia en el factor de correlación CA y en el coeficiente real de estela, aunque la influencia en el coeficiente de estela es relativamente pequeña en los primeros meses de la vida de un buque.

La ITTC-78 propuso la siguiente fórmula para calcular el factor de correlación CA:

$$CA \cdot 10^3 = 105 (Ks/L)^{1/3} - 0,64 + CAa \quad (1)$$

Ks es el coeficiente de rugosidad del casco, de manera que esta fórmula establece una relación entre la rugosidad del casco y el factor de correlación CA.

De lo anterior se deduce que:

$$Ks = L/105^3 (CA \cdot 10^3 + 0,64 - CAa)^3 \quad (2)$$

Es, por tanto, posible asignar un valor al coeficiente de rugosidad del casco en función de los factores de correlación CA y CAa (resistencia del aire) que se hayan deducido del análisis de regresión de los resultados de pruebas de velocidad.

Aunque hoy día esta relación entre CA y Ks es todavía objeto de controversia, aquí se trata únicamente de establecer una especie de conexión cualitativa entre CA y Ks, de la cual se pueden derivar consecuencias muy interesantes, sobre la base de tener dos buques gemelos, «Sokorri» y «Macaye», con idéntica rugosidad inicial del casco y perteneciendo al mismo armador, lo que significa que ambos buques han estado viajando por rutas similares.

De los análisis de regresión de las pruebas de velocidad a media carga de ambos buques (con propulsores convencionales) se obtienen dos valores diferentes del factor de correlación CA y, por medio de la ecuación (2), también dos valores diferentes para el coeficiente de rugosidad Ks.

La diferencia entre los coeficientes de rugosidad de ambos idénticos buques gemelos es una expresión de la diferencia entre los estados de los cascos de los mismos, debida a los diferentes tiempos de permanencia en la mar. Debe señalarse a este respecto que el factor de correlación CA incluye no solamente el efecto de la rugosidad del casco, sino también los efectos adicionales de la escala del modelo, del procedimiento de extrapolación, etcétera.

Al calcular la diferencia entre los dos valores de Ks citados más arriba, los mencionados efectos adicionales resultan minimizados, y entonces la variación delta Ks calculada de esta manera, como función de los correspondientes factores CA, puede suponerse que representa la variación de la rugosidad del casco entre las dos situaciones consideradas del buque (o idénticos buques gemelos).

El buque «Macaye» fue entregado el día 11 de abril de 1981 y entró en dique en julio de 1982, siendo puesto de nuevo a flote el día 31 de julio de 1982.

La rugosidad del casco de este buque en el momento en que fueron realizadas las pruebas de velocidad a media carga se compone de la rugosidad residual después de su primera entrada en dique y de la rugosidad acumulada a lo largo del tiempo transcurrido desde su entrada en dique hasta la fecha de las pruebas.

Por tanto, puede establecerse, en general, como valor del aumento de la rugosidad, cuando han transcurrido «t» meses después de la primera entrada en dique; el siguiente:

$$\Delta Ks = \Delta Kr + (t/12) \Delta Kp$$

donde delta Kr es la rugosidad residual después de la

primera entrada en dique y delta Kp es el aumento de rugosidad durante un año.

Consultando la bibliografía disponible (ver referencias 21 a 25), y también los datos estadísticos recopilados por varias compañías navieras, se puede establecer una relación entre delta Kr y delta Kp, y puede verse que delta Kr varía entre un 20 y un 40 por 100 de delta Kp. En este caso se ha tomado un valor de delta Kr igual al 30 por 100 de delta Kp.

Bajo estas suposiciones, y habiendo calculado el valor de delta Ks como función de los factores de correlación CA obtenidos de los análisis de regresión de las pruebas de velocidad de los buques «Macaye» y «Sokorri», se pueden calcular fácilmente los valores de delta Kp y delta Kr, que resultan ser, respectivamente, 0,000254 y 0,000070, siendo estas cifras muy parecidas a las publicadas por la BSRA para otros buques (véase referencia 20, capítulo 20.7). Esta coincidencia es, sin duda, muy satisfactoria en relación con la credibilidad de las suposiciones establecidas.

La transformación de los resultados de las pruebas de velocidad de los buques «Sokorri» y «Macaye», en los resultados correspondientes a condiciones ideales de pruebas con cascos limpios y recién construidos, ha sido realizada mediante nuevas extrapolaciones hechas sobre la base de los valores de CA correspondientes a cascos nuevos y limpios. Estos valores de CA han sido calculados a partir de los valores de CA obtenidos de los análisis de regresión de las pruebas y de los valores de delta CA correspondientes a los tiempos transcurridos desde las entregas de los buques hasta cada fecha de pruebas. A su vez estos valores de delta CA han sido calculados en función de los valores de delta Ks correspondientes a cada fecha de pruebas, tal como se ha explicado más arriba.

El procedimiento descrito debe ser considerado como suficientemente riguroso, ya que, de hecho, es independiente de la formulación detallada que se adopte para relacionar el coeficiente de rugosidad Ks con el factor de correlación CA.

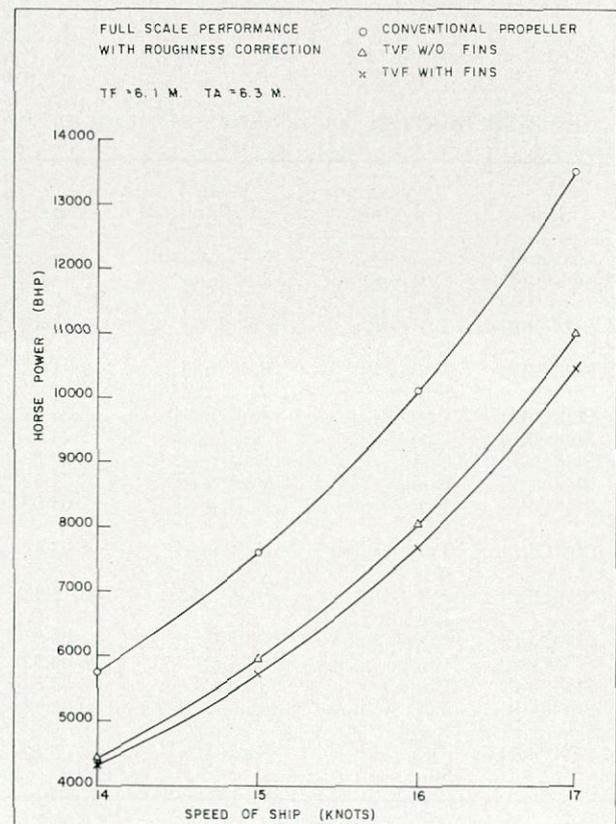


Figura 16.

Aceptando que los buques «Sokorri» y «Macaye» son idénticos y representan en realidad un único tipo de buque, en las figuras 16 a 18 se han representado los resultados obtenidos con este único tipo de buque en las condiciones de lastre, media carga y plena carga, primeramente equipado con un propulsor convencional y des-

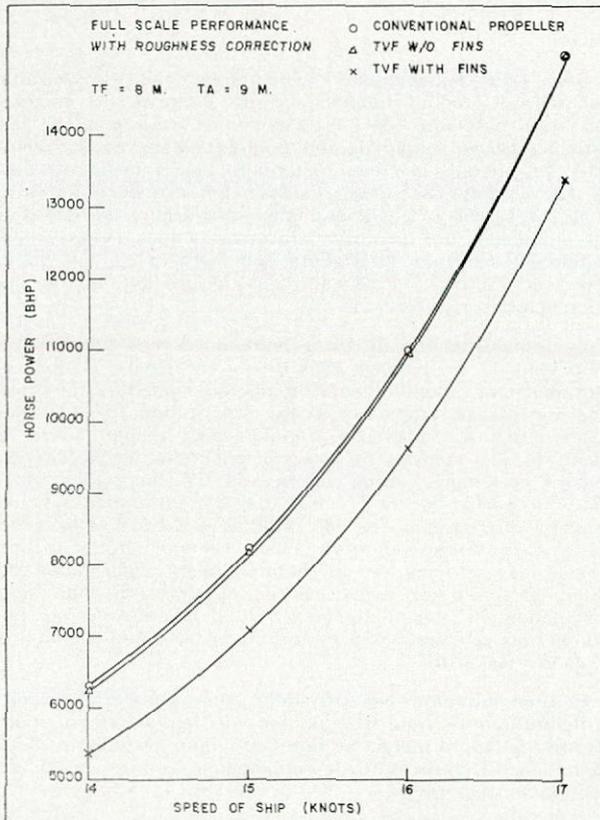


Figura 17.

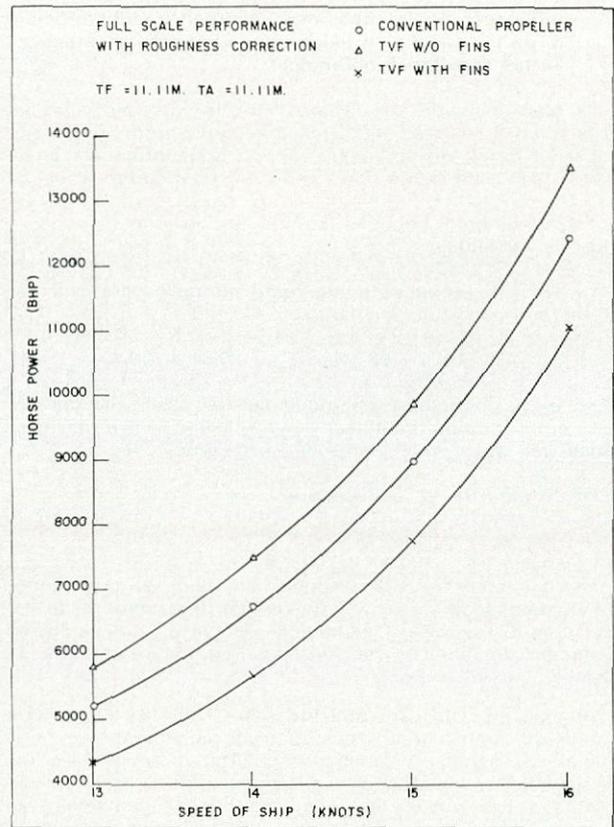


Figura 18.

pues con un propulsor TVF y tobera, y también con el mismo propulsor TVF y la misma tobera y además con aletas directoras de flujo, pero habiendo transformado todos los citados resultados en los correspondientes a condiciones ideales de pruebas con casco limpio y recién construido.

Tabla I

RESULTADOS DE LAS PRUEBAS DE VELOCIDAD REALIZADAS CON LOS BUQUES MACAYE Y SOKORRI

SHIP	Propulsion system	Load condition	Date	BHP	V	RPM	Ks
MACAYE	Conv.	Full load	9.09.82	9286	14.71	148.15	277
SOKORRI	TVF without fins	Full load	15.06.82	9228	14.59	143.75	201
SOKORRI	TVF with fins	Full load	13.11.82	8961	15.00	148.23	305
SOKORRI	TVF with fins	Full load	10.01.83	9809	15.07	152.17	346
SOKORRI	Conv.	Half load	15.04.82	8066	14.81	141.38	158
SOKORRI	Conv.	Half load	15.04.82	9360	15.54	148.40	158
SOKORRI	Conv.	Half load	15.04.82	10357	15.91	153.15	158
MACAYE	Conv.	Half load	15.09.82	10293	15.60	153.35	281
SOKORRI	TVF without fins	Half load	11.05.82	8075	14.86	141.45	176
SOKORRI	TVF without fins	Half load	11.05.82	10525	15.93	153.25	176
SOKORRI	TVF with fins	Half load	05.10.82	8007	14.95	142.4	279
MACAYE	Conv.	Ballast	11.03.81	10297	15.96	152	150
SOKORRI	Conv.	Ballast	26.03.82	9464	15.95	149	160
SOKORRI	Conv.	Ballast	26.03.82	11445	16.45	158	160
SOKORRI	TVF without fins	Ballast	20.05.82	10650	16.46	151.85	183
SOKORRI	TVF with fins	Ballast	20.08.82	10299	16.26	153.5	247

NOTA

Fin de la primera varada del «Macaye»: 31.07.82. Fin de la primera varada del «Sokorri»: 11.03.82.

Adicionalmente, en la tabla 1 se incluye un breve resumen de todos los datos obtenidos en las citadas pruebas de velocidad, realizadas con los buques «Macaye» y «Sokorri» en lastre, media carga y plena carga. Figuran en esta tabla las fechas y las potencias, velocidades y rpm medias de cada prueba. También se han incluido los coeficientes de rugosidad calculados para el casco en la fecha de cada prueba, aunque tales coeficientes tienen únicamente una significación indicativa, por tratarse de valores absolutos calculados según la fórmula propuesta por la ITTC-78. Debe recordarse a este respecto que en todos los cálculos precedentes solamente se han utilizado variaciones relativas de CA y de Ks, las cuales son mucho más fiables, como ya se ha explicado.

1.6. Coeficientes propulsivos de las diversas alternativas probadas a plena escala

En las tablas 2.1, 2.2 y 2.3 se incluyen los valores obtenidos para plena escala de los siguientes parámetros:

Factor de correlación CA, complemento a la unidad del coeficiente de estela efectiva, complemento a la unidad del coeficiente de succión, rendimiento del propulsor en aguas libres, efecto de escala en la estela y efecto de escala en la succión.

Debe explicarse que los valores de CA dados entre paréntesis en estas tablas han sido directamente obtenidos

RESUMEN DE LOS ANALISIS DE REGRESION

SHIP: SOKORRI

TA = 11.11 m.

TF = 11.11 m.

Tabla 2.1

Propulsion system	MCR percentage	Ideal sea trials cond. results			Results obtained from the regression analysis						
		BHP	V	RPM	$\eta_o$	CA . 10 <sup>3</sup>	eet	eeWITTC	eew	1 - t <sub>B</sub>	1 - w <sub>B</sub>
Conventional	80	9286	15.11	149.25	0.5099	0.575 (0.453)	1.048	1.0926	1.078	0.8239	0.6452
TVF without fins	80	9228	14.75	144.20	0.5428	0.453 (0.669)	0.873	1.0633	0.925	0.7479	0.6664
TVF with fins	80	8961	15.44	149.61	0.5962	0.614 (0.323)	1.064	1.0275	0.932	0.9644	0.7531

RESUMEN DE LOS ANALISIS DE REGRESION

SHIP: SOKORRI

TA = 9 m.

TF = 8 m.

Tabla 2.2

Propulsion system	MCR percentage	Ideal sea trials cond. results			Results obtained from the regression analysis						
		BHP	V	RPM	$\eta_o$	CA . 10 <sup>3</sup>	eet	eeWITTC	eew	1 - t <sub>B</sub>	1 - w <sub>B</sub>
Conventional (SOKORRI)	70	8066	14.92	141.74	0.5126	0.387 (0.354)	1.013	1.1165	1.089	0.7749	0.6140
	80	9360	15.63	148.69	0.5105	0.387 (0.254)	1.052	1.1165	1.073	0.8070	0.6106
	90	10357	16.02	153.53	0.5068	0.387 (0.240)	1.056	1.1165	1.064	0.8117	0.6093
Conventional (MACAYE)	90	10293	15.94	154.77	0.5146	0.598 (0.421)	1.065	1.1165	1.126	0.8168	0.6410
TVF without fins	70	8075	14.96	141.83	0.5933	0.424 (0.249)	1.013	1.0447	1.062	0.8103	0.7258
	90	10525	16.01	153.61	0.5798	0.424 (0.196)	1.030	1.0447	1.024	0.8286	0.7104
TVF with fins	70	8007	15.43	143.68	0.5938	0.595 (0.433)	1.010	1.0442	0.938	0.9130	0.7186

RESUMEN DE LOS ANALISIS DE REGRESION

SHIP: SOKORRI

TA = 6.3 m.

TF = 6.1 m.

Tabla 2.3

Propulsion system	MCR percentage	Ideal sea trials cond. results			Results obtained from the regression analysis						
		BHP	V	RPM	$\eta_o$	CA . 10 <sup>3</sup>	eet	eeWITTC	eew	1 - t <sub>B</sub>	1 - w <sub>B</sub>
Conventional (SOKORRI)	80	9464	15.98	149.23	0.5004	0.491 (0.338)	1.055	1.1536	1.165	0.7605	0.5828
	100	11445	16.52	158.34	0.4927	0.491 (0.428)	1.021	1.1536	1.158	0.7266	0.5855
Conventional (MACAYE)	90	10297	16.07	152.19	0.4867	0.470 (0.487)	0.994	1.1561	1.133	0.7142	0.5681
TVF without fins	90	10650	16.90	152.21	0.5503	0.537 (0.090)	1.112	1.0821	0.991	0.8260	0.6221
TVF with fins	90	10299	16.96	154.48	0.5809	0.647 (0.285)	1.075	1.0476	0.926	0.9148	0.6763

de los análisis de regresión, suponiendo que no hay efecto de escala en la succión.

Por el contrario, los valores de CA dados sin paréntesis en estas tablas han sido calculados en cada caso partiendo del valor de CA correspondiente al propulsor convencional con casco nuevo y limpio y del incremento debido al aumento de rugosidad sufrido por el casco según la fecha de cada prueba.

A continuación se han calculado los valores del complemento a la unidad del coeficiente de succión, que según lo explicado, es ahora diferente a plena escala, sobre la base en cada caso de una resistencia de remolque que incluye el citado valor de CA presentado sin paréntesis, y sobre la base de un empuje del propulsor deducido de las curvas características de aguas libres del mismo corregidas para plena escala, suponiendo, como siempre, que no hay efecto de escala en el rendimiento rotativo-relativo.

**1.7. Conclusiones obtenidas de los resultados de pruebas a plena escala**

1. Ha quedado probado más allá de toda duda que el concepto TVF funciona perfectamente a plena escala.
2. Los ahorros efectivos de potencia propulsora obtenidos con el sistema propulsor TVF, incluyendo aletas, en comparación con el propulsor convencional para las mismas velocidades, son los siguientes:

Lastre ... ..	24,0 %
Media carga ... ..	13,8 %
Plena carga ... ..	14,3 %

3. Ahora es posible combinar un propulsor con una tobera sin que la tobera sea rápidamente erosionada por torbellinos cavitantes de extremo de pala, con la condición de que se utilice un propulsor TVF en lugar de un propulsor convencional, ya que los torbellinos de extremo de pala no existen en los propulsores TVF.
4. Las placas de barrera montadas en los extremos de las palas de un propulsor TVF deben situarse preferiblemente en la cara de presión únicamente, y con esta ejecución un propulsor TVF puede ser instalado solo, es decir, sin tobera, aunque en tal caso el ahorro de potencia será menor.
5. Las correcciones que deben introducirse para plena escala, en las curvas características de aguas libres de un propulsor TVF, son mucho más importantes de lo que se había previsto inicialmente.
6. La interacción casco-tobera, en el caso de toberas altamente aceleradoras, se mejora sustancialmente mediante la instalación de aletas directoras de flujo, lo que significa que se pueden utilizar toberas más aceleradoras, con la condición de que se instalen, además, aletas.
7. Existen importantes efectos de escala en la interacción casco-tobera, cuya existencia ni siquiera se había sospechado anteriormente.
8. El estado actual del arte de los ensayos con modelos no es adecuado para ensayar toberas ni tampoco aletas, aunque las aletas mejoran en algunos casos la similitud con plena escala del comportamiento de la tobera en el campo del modelo.

**2. COMPORTAMIENTO A PLENA ESCALA DEL SEGUNDO SISTEMA DE PROPULSION TVF, MONTADO EN EL PETROLERO «RIO-TINTO»**

Debe mencionarse en primer lugar que el propulsor TVF instalado en este buque fue diseñado hace ya tres años, con excepción de las placas de barrera, las cuales fueron diseñadas de nuevo de acuerdo con la experiencia obtenida en el buque «Sokorri».

En cuanto a la tobera, debe decirse que su diseño ha sido realizado recientemente, ya que, en vista del comportamiento a plena escala de la tobera instalada en el buque «Sokorri», fue necesario reconsiderar completamente los criterios básicos de diseño a utilizar en el caso del petrolero «Río-Tinto».

En las figuras 19 y 20 pueden verse las posiciones relativas del propulsor convencional y del sistema propulsor TVF respecto al codaste en el «Río-Tinto». En la figura 20 se ve fácilmente que en este caso la distancia entre el borde de entrada de la tobera y el perfil de proa del codaste es mucho mayor, relativamente, que en el buque «Sokorri». También puede apreciarse que la longitud de la tobera en relación con su diámetro es mucho menor.

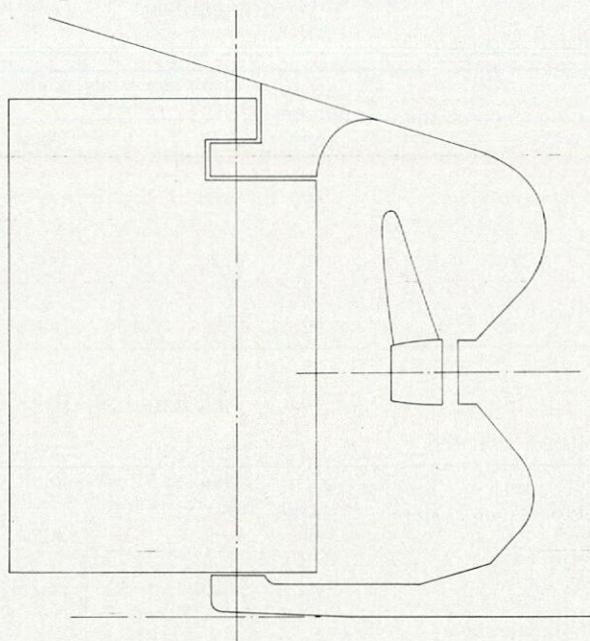


Figura 19.

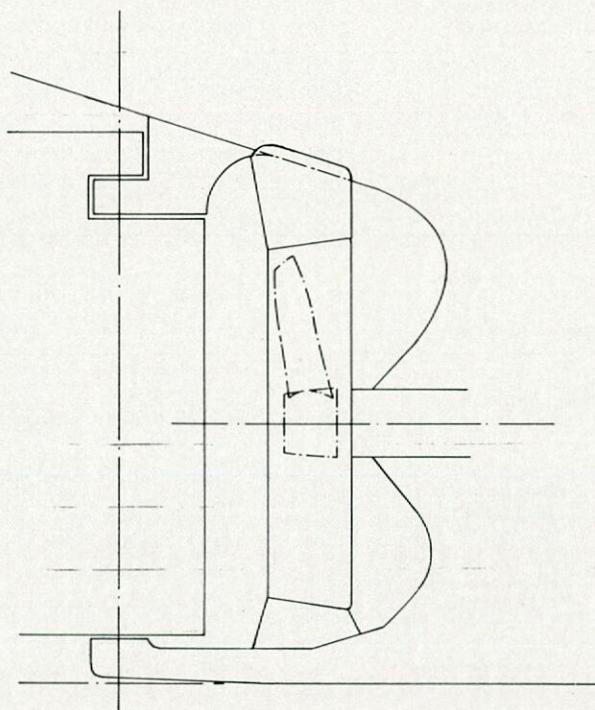


Figura 20.

Estas características estaban destinadas a mejorar la interacción casco-tobera, lo que se consiguió plenamente.

Las figuras 21 y 22 muestran esquemáticamente dos aspectos diferentes de la combinación propulsor-tobera. En la figura 23 se representa esquemáticamente la disposición de las aletas directoras de flujo, que también fueron probadas en este buque, aunque desde el principio se esperaba que la interacción casco-tobera fuera considerablemente mejor.

El programa de investigación a plena escala desarrollado sobre el petrolero «Río-Tinto» tenía como objetivo principal la confirmación en un buque de gran tamaño de los buenos resultados ya obtenidos en el buque «Sokorri» con el sistema propulsor TVF.

El programa de ensayos en el campo del modelo fue muy extenso y realizado principalmente en un único canal

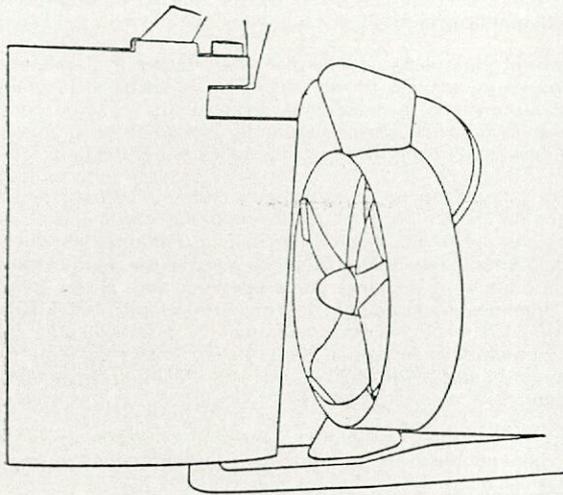


Figura 21.

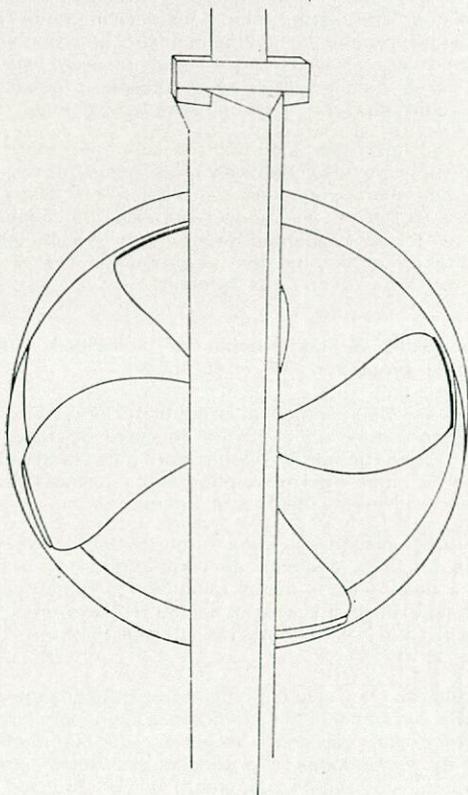


Figura 22.

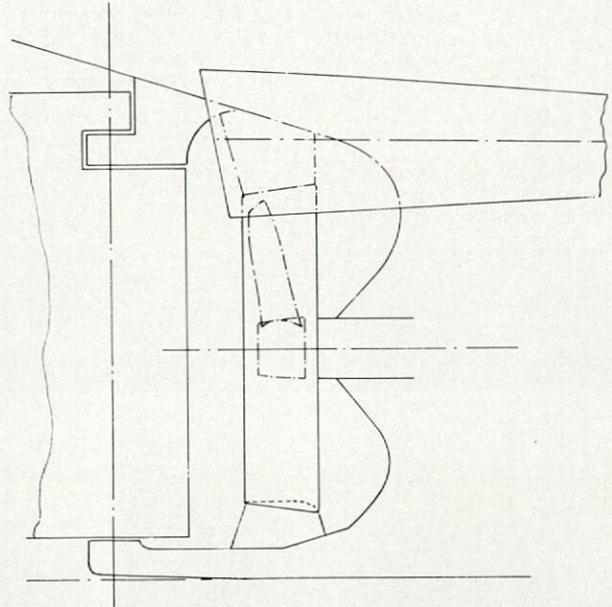


Figura 23.

de experiencias (canal número 2), aunque algunos de los ensayos fueron repetidos para su confirmación en otros dos canales.

**2.1. Extrapolación de los resultados obtenidos en el campo del modelo**

Las predicciones de potencia para las condiciones de lastre y plena carga, con el propulsor convencional y con el propulsor TVF y tobera, se muestran gráficamente en las figuras 24 y 25.

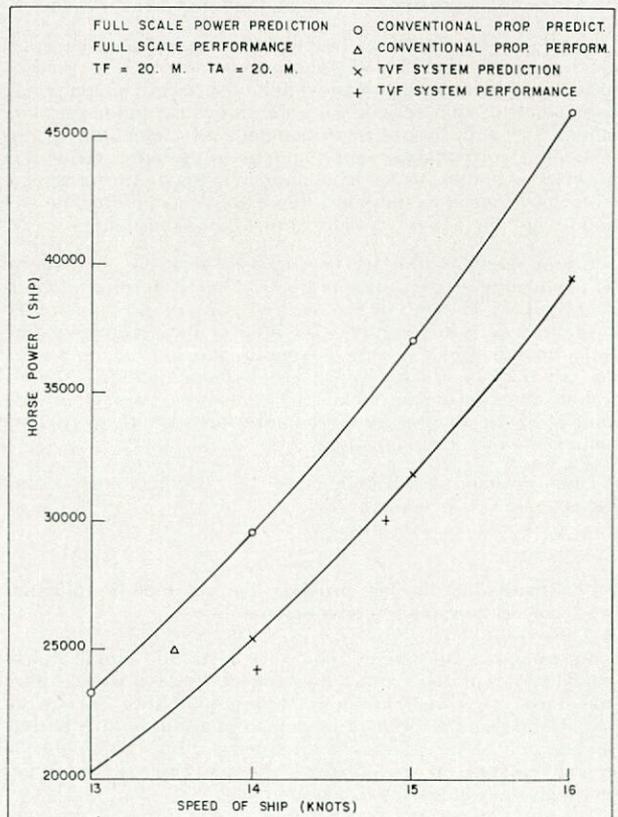


Figura 24.

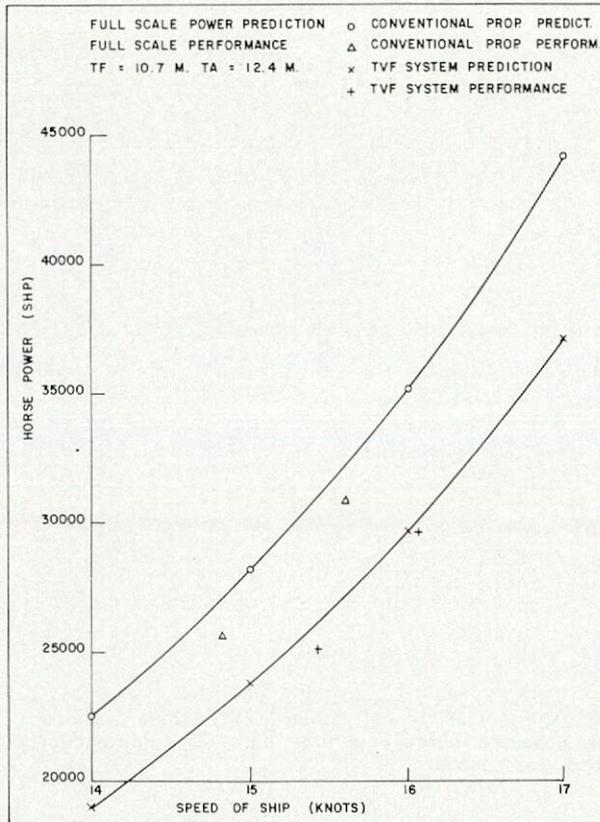


Figura 25.

Las predicciones relativas al sistema propulsor TVF fueron elaboradas mediante el mismo procedimiento de extrapolación desarrollado anteriormente por SATENA, pero debidamente corregido de acuerdo con los resultados de plena escala obtenidos en el buque «Sokorri».

Los factores de correlación CA utilizados para las predicciones del sistema TVF fueron exactamente los mismos usados para las predicciones del propulsor convencional. Esto significa que cuando se elaboraron las citadas predicciones, se supuso que la rugosidad del casco iba a permanecer, aproximadamente, constante durante todas las pruebas a plena escala. Los mencionados factores de correlación fueron estimados teniendo en cuenta que el buque no iba a ser pintado antes de las pruebas.

Como puede verse en las figuras 24 y 25, se esperaban reducciones de potencia del 17,1 por 100 en plena carga y del 15,75 por 100 en lastre, para el propulsor TVF y tobera, en comparación con el propulsor convencional. Debe mencionarse a este respecto que, por el contrario, las predicciones elaboradas por el canal número 2 mostraban ahorros de potencia muy pequeños para el propulsor TVF y la tobera, que eran inferiores al 4 por 100 en ambas condiciones de carga.

Debe señalarse también que las predicciones elaboradas para el propulsor TVF y tobera con aletas eran muy parecidas a las anteriores.

## 2.2. Resultados de las pruebas de velocidad realizadas con el propulsor convencional

Al principio se planeó que el casco del buque fuese granallado y pintado antes de cada serie de pruebas, pero más tarde se consideró que tal procedimiento, aparte de su altísimo coste, podría no ser suficientemente efectivo, ya que iba a ser extraordinariamente difícil conseguir la misma calidad de granallado y de acabado de la pintura en todas las sucesivas ocasiones.

Finalmente se decidió realizar todas las pruebas sin granallar previamente el casco y sin pintarlo para, en cam-

bio, proceder a su limpieza mediante chorro de agua a presión inmediatamente antes de cada serie de pruebas, complementando esa limpieza con algún rasquetado local donde fuese necesario. De esta manera, aparte de reducir extraordinariamente el coste del procedimiento, se esperaba que las variaciones relativas de la rugosidad del casco fueran pequeñas, a condición, naturalmente, de que el tiempo transcurrido entre dos series sucesivas de pruebas no fuera excesivamente largo.

Las mediciones de velocidad fueron realizadas por el Instituto Hidrográfico de la Marina, lo mismo que en el buque «Sokorri», por medio de un sistema de radio-localización de tipo Raydist. Las mediciones de potencia fueron realizadas por ASINAVE y por MARIN (NSMB), usando tres torsiómetros tipo Brolich en total.

Primeramente se efectuaron las pruebas en la condición de lastre, a dos regímenes diferentes de la planta propulsora, de aproximadamente 70 por 100 MCR y 85 por 100 MCR. Las condiciones de mar y tiempo fueron relativamente buenas.

Durante la cuarta corrida al 70 por 100 MCR al calado de plena carga ocurrió un accidente en la cámara de máquinas que produjo la inundación de la misma y, como consecuencia, fue necesario suspender todo el programa de pruebas. Esto sucedía el 10 de febrero de 1983.

Por esta razón no existen datos sobre el propulsor convencional al 85 por 100 MCR en plena carga, pero esta falta de datos no tiene importancia ninguna, ya que la curva potencia-velocidad a plena escala es prácticamente proporcional a la curva potencia-velocidad en el campo del modelo, al menos en la zona del 50 por 100 MCR al 90 por 100 MCR. Además, el nivel de potencia que debe ser estudiado más cuidadosamente en este caso está, por supuesto, alrededor del 70 por 100 MCR, o incluso por debajo.

Los resultados obtenidos a plena escala con el propulsor convencional están también representados en las figuras 24 y 25.

Los trabajos de reparación llevados a cabo en la cámara de máquinas, que fueron mucho más importantes de lo que se esperaba cuando se produjo la inundación de la misma, retrasaron muy considerablemente la ejecución de las pruebas de velocidad con el propulsor TVF y su tobera, de tal manera que transcurrieron, aproximadamente, tres meses entre estas nuevas pruebas y las pruebas realizadas con el propulsor convencional.

Este largo intervalo significó un aumento muy importante de la rugosidad del casco, a pesar de la nueva limpieza del mismo con agua a presión efectuada inmediatamente antes de las nuevas pruebas, de manera que este aumento de rugosidad afectó muy notablemente a los resultados obtenidos con el propulsor TVF y su tobera, como se explica más adelante.

## 2.3. Resultados de las pruebas de velocidad realizadas con el propulsor TVF y su tobera

Las pruebas de mar con el propulsor TVF y tobera, que se efectuaron entre el 7 y el 16 de mayo de 1983, empezaron con buen tiempo y buena mar, pero tanto el tiempo como la mar fueron empeorando progresivamente, hasta llegar a vientos de fuerza Beaufort-7.

Dado que pasaban los días y el tiempo no mejoraba, hubo que tomar la decisión de completar el programa de pruebas a pesar de las malas condiciones reinantes y aun sabiendo que sería necesario aplicar correcciones importantes para tener en cuenta los fuertes vientos y la mala mar.

Sin embargo, la reducción de potencia conseguida con el sistema propulsor TVF, en comparación con el propulsor convencional, tal como resultaba de las mediciones directas de velocidades y potencias, es decir, sin introducir ninguna corrección por viento o mar, fue de, aproximadamente, un 10 por 100, tanto en la condición de lastre como en la condición de plena carga.

RESUMEN DE LOS ANALISIS DE REGRESION

SHIP: RIO TINTO

TA = 20 m.

TF = 20 m.

Tabla 3.1

Propulsion system	MCR percentage	Ideal sea trials cond. results			Results obtained from the regression analysis						
		BHP	V	RPM	$\eta_p$	CA . 10 <sup>3</sup>	eet	eewITTC	eew	1 - t <sub>B</sub>	1 - w <sub>B</sub>
Conventional	70	24987	13.51	82.36	0.4490	0.786	1.0002	1.2132	1.0266	0.7849	0.4538
TVF w/o fins	70	24267	14.03	83.86	0.6626	0.760	1.0093	1.0785	1.0618	0.9523	0.7650
	85	30069	14.83	89.68	0.6590	0.851	0.9925	1.0758	1.0502	0.9374	0.7604
TVF with fins	70	25295	13.70	83.86	0.6671	1.050	0.9147	1.0867	1.0535	0.8812	0.7572
	85	30134	14.50	88.78	0.6632	1.055	0.9279	1.0837	1.0362	0.8947	0.7485

RESUMEN DE LOS ANALISIS DE REGRESION

SHIP: RIO TINTO

TA = 12.4 m.

TF = 10.7 m.

Tabla 3.2

Propulsion system	MCR percentage	Ideal sea trials cond. results			Results obtained from the regression analysis						
		BHP	V	RPM	$\eta_p$	CA . 10 <sup>3</sup>	eet	eewITTC	eew	1 - t <sub>B</sub>	1 - w <sub>B</sub>
Conventional	70	25563	14.82	82.96	0.4617	0.951	1.0003	1.2171	1.0260	0.7772	0.4218
	85	30841	15.60	88.02	0.4256	0.993	0.9997	1.2092	1.0062	0.7775	0.4133
TVF w/o fins	70	25092	15.43	84.02	0.6450	0.952	0.9999	1.1223	1.1038	0.9308	0.6773
	85	29656	16.06	89.07	0.6443	0.992	1.0000	1.1176	1.1288	0.9346	0.6956
TVF with fins	70	25113	15.10	83.65	0.6698	1.176	0.9318	1.1115	1.0303	0.8918	0.6728
	85	30854	15.90	89.41	0.6659	1.250	0.9246	1.1075	1.0292	0.8882	0.6770

RESUMEN DE LOS ANALISIS DE REGRESION

SHIP: RIO TINTO

TA = 20 m.

TF = 20 m.

Tabla 4.1

Propulsion system	MCR percentage	Ideal sea trials cond. results			Results obtained from the regression analysis						
		BHP	V	RPM	$\eta_p$	CA . 10 <sup>3</sup>	eet	eewITTC	eew	1 - t <sub>B</sub>	1 - w <sub>B</sub>
Conventional	70	24987	13.51	82.36	0.4490	0.786	1.0002	1.2132	1.0266	0.7849	0.4538
TVF w/o fins	70	24267	14.03	83.86	0.6361	1.116 (0.786)	1.1266	1.0571	1.0618	1.0629	0.7650
	85	30069	14.83	89.68	0.6330	1.158 (0.851)	1.1047	1.0544	1.0502	1.0435	0.7604
TVF with fins	70	25295	13.70	83.86	0.6252	1.299 (1.050)	1.0807	1.0493	1.0535	1.0411	0.7572
	85	30134	14.50	88.78	0.6202	1.341 (1.054)	1.0916	1.0462	1.0362	1.0526	0.7486

RESUMEN DE LOS ANALISIS DE REGRESION

SHIP: RIO TINTO

TA = 12.4 m.

TF = 10.7 m.

Tabla 4.2

Propulsion system	MCR percentage	Ideal sea trials cond. results			Results obtained from the regression analysis						
		BHP	V	RPM	$\eta_p$	CA . 10 <sup>3</sup>	eet	eewITTC	eew	1 - t <sub>B</sub>	1 - w <sub>B</sub>
Conventional	70	25563	14.82	82.96	0.4617	0.951	1.0003	1.2171	1.0260	0.7772	0.4218
	85	30841	15.60	88.02	0.4256	0.993	0.9997	1.2092	1.0062	0.7775	0.4133
TVF w/o fins	70	25092	15.43	84.02	0.6185	1.282 (0.951)	1.1093	1.0848	1.1039	1.0326	0.6773
	85	29656	16.06	89.07	0.6140	1.324 (0.992)	1.1062	1.0801	1.1288	1.0339	0.6957
TVF with fins	70	25113	15.10	83.65	0.6252	1.465 (1.176)	1.0886	1.0592	1.0303	1.0417	0.6728
	85	30854	15.90	89.41	0.6218	1.507 (1.250)	1.0754	1.0550	1.0292	1.0331	0.6770

En el programa de computador normalmente usado en SATENA para el análisis de las pruebas de mar (véase referencia 18), la influencia aislada del viento es evaluada por medio del método de Isherwood (véase referencia 17), y la influencia combinada del viento y de su estado de mar asociado es evaluada por medio del método de Aertssen (véase referencia 26).

Cuando el estado de la mar no corresponde con el viento existente, y éste es más fuerte, a la corrección de Aertssen debe añadirse una corrección suplementaria calculada por el método de Isherwood para tener en cuenta ese exceso del viento existente sobre el viento que teóricamente corresponde al estado de la mar (véanse también referencias 5 y 28).

Los resultados obtenidos con el propulsor TVF y tobera, después de aplicar las adecuadas correcciones por mar y viento, se han incluido en las figuras 24 y 25. Como puede verse, el propulsor TVF con tobera requiere un 14,5 por 100 menos de potencia en plena carga y un 15 por 100 menos de potencia en lastre que el propulsor convencional para una misma velocidad del buque.

Estos resultados no han sido, sin embargo, corregidos en absoluto por la influencia del aumento de rugosidad sufrido por el casco, durante el largo tiempo transcurrido entre las pruebas de mar realizadas con el propulsor convencional y las pruebas de mar efectuadas con el propulsor TVF y tobera.

Los coeficientes propulsivos y los efectos de escala asociados al propulsor convencional han sido recopilados en las tablas 3.1 y 3.2, así como también los asociados al sistema propulsor TVF, con y sin aletas (sin incluir corrección ninguna por aumento de rugosidad).

El efecto de escala en las curvas características de aguas libres del propulsor TVF ha sido obtenido bajo la condición de que el factor de correlación CA en lastre tenga un mismo valor con el propulsor convencional y con el propulsor TVF y tobera.

Debe explicarse que, al adoptar tal efecto de escala para las aguas libres del propulsor TVF, los valores que resultan para CA en plena carga son también idénticos en ambos casos, es decir, para el propulsor convencional y para el propulsor TVF, lo cual avala poderosamente la condición impuesta para el cálculo del repetido efecto de escala.

En la condición de lastre, y como puede verse en la tabla 3.2, la diferencia entre los valores del coeficiente de estela, correspondientes al propulsor TVF y al propulsor convencional, no es igual a la diferencia entre los valores del coeficiente de succión, correspondientes al propulsor TVF y al propulsor convencional.

Pero en la citada condición de lastre la circulación desarrollada alrededor de la tobera no puede producir ninguna separación de flujo en el cuerpo de popa del buque, por lo que la acción de la tobera resulta ser de una naturaleza esencialmente potencial, y entonces las diferencias citadas en el párrafo anterior deberían ser iguales.

Si se admite que las correcciones por mar y viento no han sido escasas, el hecho de que la variación del coeficiente de succión no sea igual a la variación del coeficiente de estela puede únicamente explicarse como una consecuencia de no haberse tenido en cuenta la influencia del aumento de rugosidad del casco.

Para conseguir que en los análisis de regresión la variación del coeficiente de succión sea igual a la variación del coeficiente de estela, es necesario aumentar el valor del factor de correlación CA desde 0,000951 hasta 0,001282. Este incremento de CA de 0,000331 representa, por tanto, la influencia del aumento de rugosidad experimentado por el casco durante los tres meses transcurridos desde las pruebas con el propulsor convencional hasta las pruebas con el propulsor TVF y tobera.

Diferenciando la ecuación (1), puede obtenerse una relación sencilla entre el incremento de CA y el incremento del coeficiente de rugosidad Ks, como sigue:

$$\Delta CA \cdot 10^3 = 105/3 (Ks/L)^{-2/3} \Delta Ks/L$$

Mediante esta expresión, y suponiendo que Ks varía linealmente con el tiempo, puede estimarse el incremento de CA que debería corresponder a las pruebas realizadas con el propulsor TVF y tobera y aletas, que se efectuaron 1,4 meses más tarde. El valor calculado así es 0,000183, mientras que en realidad el incremento de CA que se obtuvo por medio de análisis directos de regresión, para las citadas pruebas en relación con las anteriores, fue de 0,000224, lo que significa, por lo menos, que las suposiciones explicadas más arriba no son, en absoluto, optimistas y sugiere que el aumento de rugosidad sufrido por el casco entre las dos últimas pruebas fue proporcionalmente mayor, debido a la situación todavía más crítica del mismo, por haber sufrido más lavados con agua a presión y tener todavía menos pintura que le protegiera contra la corrosión.

Todo esto es, en cualquier caso, una clara confirmación de la enorme importancia que tuvo el aumento de rugosidad sufrido por el casco durante el largo tiempo transcurrido desde las primeras hasta las últimas pruebas del programa de experimentación a plena escala, desarrollado sobre el buque «Río-Tinto».

Los coeficientes propulsivos y los efectos de escala deducidos de los análisis de regresión, cuando se tienen en cuenta los aumentos más probables de rugosidad del casco, han sido recopilados en las tablas 4.1 y 4.2. Debe aclararse que los valores de los incrementos de CA calculados para las condiciones de lastre son los mismos que se han utilizado para las condiciones de plena carga.

En caso de que se tuviera en cuenta la influencia del aumento de rugosidad del casco, para el cálculo de los ahorros de potencia conseguidos con el propulsor TVF y tobera en comparación con el propulsor convencional, estos ahorros serían, por supuesto, mucho más altos.

Sin embargo, los autores preferirían no mencionar siquiera tales altos porcentajes de ahorro de potencia, primero porque los ahorros calculados sin tener en cuenta el aumento de rugosidad del casco entre pruebas son ya suficientemente importantes para demostrar, fuera de toda duda, la validez del concepto TVF y, segundo, porque no quieren entrar en controversia sobre el método de evaluación de la influencia del aumento de rugosidad del casco, lo que podría ensombrecer innecesariamente esta presentación del éxito del concepto TVF.

Estudiando los valores de los coeficientes de succión y de estela en plena carga en la tabla 4.1, para el propulsor convencional y para el propulsor TVF con tobera se llega a la conclusión de que la interacción casco-tobera fue suficientemente satisfactoria, por lo que la instalación de aletas directoras de flujo no parecía que fuese a mejorar significativamente el comportamiento del propulsor TVF con su tobera. Pero, sin embargo, las aletas fueron montadas realmente en el buque, con objeto de comprobar directamente en la práctica estas deducciones teóricas.

Antes de terminar todas estas consideraciones es obligatorio mencionar que, si se aceptan las correcciones derivadas de la influencia del aumento de rugosidad del casco, los valores de CA que resultan para el sistema propulsor TVF (sin aletas) son más bajos que los valores de CA correspondientes al propulsor convencional, lo que no tiene sentido, y ello significa que el efecto de escala adoptado para las curvas características de aguas libres del propulsor TVF es todavía demasiado conservador.

Los autores desean informar, finalmente, acerca de las predicciones hechas sobre el comportamiento del propulsor TVF sin tobera a plena escala, tanto en lastre como en plena carga.

Tales predicciones fueron elaboradas por comparación de los resultados en el campo del modelo, del propulsor convencional y del propulsor TVF montado sin tobera (para establecer una relación entre los respectivos coeficientes propulsivos) y sobre la base de los resultados a plena escala del propulsor convencional, teniendo también en cuenta, naturalmente, las curvas características de aguas libres del propulsor TVF, debidamente corre-

gidas, desde luego, para plena escala. Estas predicciones fueron hechas para el mismo estado de rugosidad que tenía el casco durante las pruebas efectuadas con el propulsor convencional, y se representan en forma gráfica

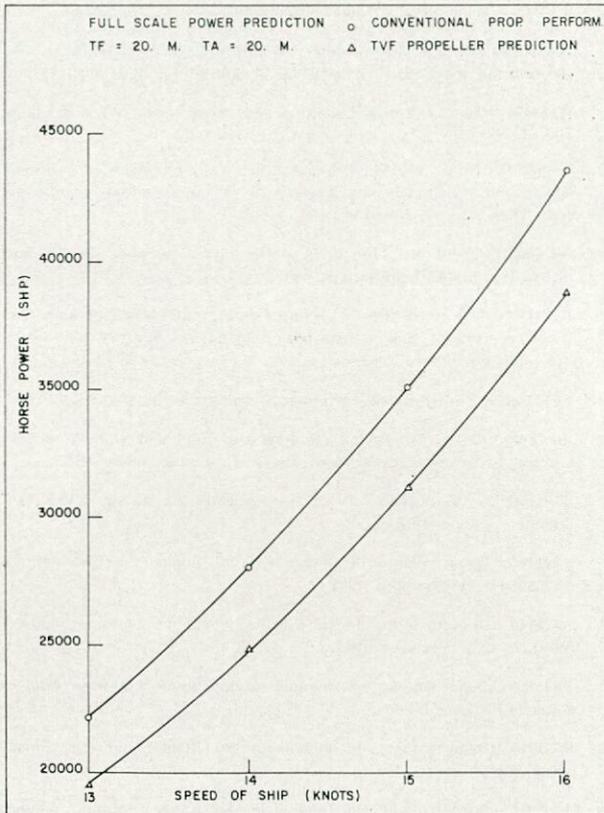


Figura 26.

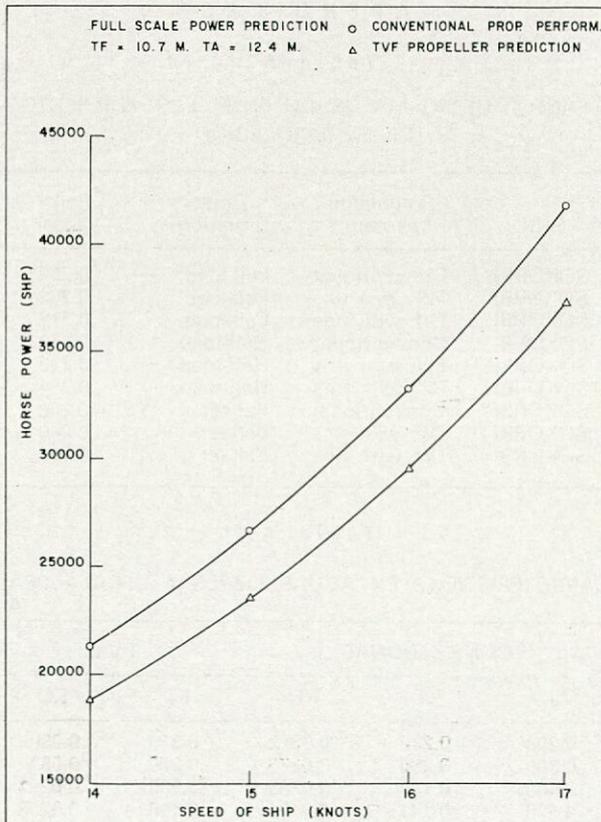


Figura 27.

en las figuras 26 y 27, donde también se han representado los resultados a plena escala del propulsor convencional.

Las mencionadas predicciones sobre el comportamiento del propulsor TVF sin tobera no pueden ser comparadas con los resultados obtenidos por el propulsor TVF con tobera en las correspondientes pruebas de mar, ya que, como se ha explicado repetidamente, la rugosidad del casco había aumentado sustancialmente cuando estas pruebas fueron realizadas. Si se aplica la adecuada corrección, resulta que el ahorro conseguido con el propulsor TVF sin tobera es, aproximadamente, el 50 por 100 del ahorro total con tobera.

**2.4. Resultados de las pruebas de velocidad realizadas con el propulsor TVF y su tobera y aletas directoras de flujo**

Estas pruebas fueron realizadas entre el 29 de junio y el primero de julio de 1983.

Si se ignora la influencia del aumento de rugosidad del casco los resultados obtenidos muestran ahorros de potencia respecto al propulsor convencional de un 8,1 por 100 en lastre y de un 3,5 por 100 en plena carga.

Los valores de CA obtenidos directamente de los correspondientes análisis de regresión indican que, efectivamente, hubo un fuerte aumento de la rugosidad del casco en relación con las pruebas precedentes y que fue incluso superior al deducido en función del aumento de rugosidad que se produjo entre la primera serie y la segunda serie de pruebas, como ya se ha indicado más arriba.

Los coeficientes propulsivos y los efectos de escala correspondientes a las pruebas con aletas se han recopilado en las tablas 3 y en las tablas 4, respectivamente, sin corrección y con corrección de rugosidad. El aumento de rugosidad considerado en las tablas 4.1 y 4.2 es proporcional al que existió entre las dos primeras series de pruebas y, como consecuencia, los valores de CA resultantes después de aplicar las correspondientes correcciones por rugosidad todavía indican la existencia de una mayor resistencia de remolque, que no se justifica por las aletas en sí mismas.

El valor de CA es relativamente un poco mayor en la condición de plena carga, lo que sugiere una interacción casco-tobera un poco peor en esa condición. Esta suposición queda confirmada porque, además, la diferencia entre las variaciones de los coeficientes de succión y de estela es también mayor en plena carga.

En cualquier caso, de todas las consideraciones y suposiciones que pueden hacerse a este respecto, parece perfectamente claro que las aletas produjeron un empeoramiento de la interacción casco-tobera, con la consecuencia de que el empuje neto proporcionado por la tobera fue menor, probablemente, a causa de que las aletas conducían una cantidad excesiva de agua hacia la tobera. Aparte de que, naturalmente, hubo un aumento neto de la resistencia de remolque debido a la superficie de fricción de las propias aletas.

Al terminar las pruebas con aletas el buque volvió a entrar en dique para limpiar y pintar el casco y para desmontar las aletas, de forma que el buque fue entregado de nuevo a sus armadores con el propulsor TVF y la tobera instalados, pero sin las aletas directoras de flujo.

**2.5. Conclusiones obtenidas de los resultados de pruebas a plena escala**

1. Se ha vuelto a demostrar que el concepto TVF funciona perfectamente a plena escala.
2. A pesar del importante aumento de rugosidad que había sufrido el casco, cuando se efectuaron las pruebas con el propulsor TVF y su tobera (sin aletas), el ahorro efectivo de potencia propulsora obtenido en comparación con el propulsor convencional ha sido de alrededor de un 15 por 100 en am-

bas condiciones de lastre y plena carga, sin tener en cuenta la influencia del citado aumento de rugosidad del casco.

3. El sistema TVF<sup>+</sup> de propulsión puede funcionar perfectamente sin aletas, con la única condición de que la tobera sea cuidadosamente diseñada y situada para evitar una mala interacción con el casco.
4. Las aletas directoras de flujo son únicamente necesarias en aquellas combinaciones casco-tobera que produzcan una mala configuración del flujo de popa bajo la succión del propulsor.

3. LISTA DE REFERENCIAS

1. PEREZ GOMEZ, Gonzalo: «Una innovación en el proyecto de hélices». Ingeniería Naval, diciembre 1976.
2. RUIZ-FORNELLS, Ramón: «Presentación de los propulsores TVF en POSIDONIA». Ingeniería Naval, septiembre 1979.
3. PEREZ GOMEZ, Gonzalo, y BAQUERIZO BRIONES, Ignacio: «Análisis de las contribuciones de Lerbs y de Morgan y Wrench sobre la teoría de las líneas sustentadoras, enmiendas a algunos de sus resultados y perfeccionamiento de las mismas». Ingeniería Naval, mayo 1978.
4. PEREZ GOMEZ, Gonzalo: «Fundamentos teóricos de los modernos procedimientos de proyecto de hélices». Publicado por la Asociación de Ingenieros Navales de Cartagena.
5. PEREZ GOMEZ, Gonzalo: «Conferencias sobre Teoría del Buque». Cátedra de Mecánica de Fluidos. Publicado por la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales.
6. MORGAN, W. B.; SILOVIC, V., and DENNY, S.: «Propeller lifting surface corrections». SNAME, Transactions 1968, Vol. 76.
7. PEREZ GOMEZ, Gonzalo; GONZALEZ LINARES, Francisco, y BAQUERIZO BRIONES, Ignacio: «Some Improvements of the traditional lifting line theory for ship propellers». International Shipbuilding Progress, julio 1980, Vol. 27.
8. PEREZ GOMEZ, Gonzalo, y BAQUERIZO BRIONES, Ignacio: «Utilidad de la ecuación de Poincaré para el proyecto y análisis de propulsores con valores finitos de la circulación en el núcleo y en los extremos de las palas». Ingeniería Naval, noviembre 1978.
9. PEREZ GOMEZ, Gonzalo; PEREZ ORGE, Secundino, y GARCIA IGLESIAS, Jesús y Francisco: «Cálculo de los coeficientes de sustentación y de los ángulos ideales de ataque de los perfiles Gutschke y Walchner». Ingeniería Naval, diciembre 1979.
10. PEREZ GOMEZ, Gonzalo: «Comentarios sobre algunos temas de interés en el campo de la Hidrodinámica aplicada al buque». Ingeniería Naval, febrero 1978.
11. ITTC-78 Proceedings, editados por M. W. C. Oosterveld, The Netherlands Ship Model Basin, Wageningen, Holanda.
12. BRARD, R., y AUCHER, M.: «Resistance a la marche, sillage, suction et effect d'échelle sur la propulsion». ATMA, 1969.
13. MINSAAS, K.: «Design of propellers in ducts of given shapes». NSFI, Publication n.º 115.
14. MINSAAS, K.: «The design of large ducted propellers for optimum efficiency and manoeuvrability». RINA, Symposium on Ducted Propellers, verano 1973.
15. TANIGUCHI, K., y TAMURA, K.: «Study on the flow pattern around the stern of large full ships». Mitsubishi Technical Review, Tokyo, febrero 1977.
16. RUIZ-FORNELLS, Ramón; PEREZ GOMEZ, Gonzalo, y BAQUERIZO BRIONES, Ignacio: «Evolución de los propulsores TVF: proceso de diseño y primeros resultados experimentales». Ingeniería Naval, mayo 1981.
17. RUIZ-FORNELLS, Ramón; PEREZ GOMEZ, Gonzalo, y BAQUERIZO BRIONES, Ignacio: «Fuel savings from a new type of propeller». Lloyd's World of Shipping Conference, Hong-Kong, octubre 1981. Marine Propulsion, diciembre 1981/enero 1982.
18. PEREZ GOMEZ, Gonzalo; GONZALEZ LINARES, Francisco, y PEREZ ORGE, Secundino: «Análisis de las pruebas de velocidad de los

buques con auxilio del ordenador». Conferencia presentada en EX-PONAVAL, mayo 1978. Revista Elcano, junio-julio 1978.

19. AESA. Informe del Departamento Técnico Central. «Pasado, presente y futuro de los propulsores TVF». Junio 1982.
20. SNAME. «Principles of Naval Architecture». 1967.
21. TOWNSIN, R. L.; MOSS, Betty; WYNNE, J. B., y WHYTE, I. M.: «Monitoring the speed performance of ships». NECIES, abril 1975.
22. TOWNSIN, R. L.: «Botton condition and speed loss». WEGEMT Summer School, 1981.
23. TOWNSIN, R. L.; BYRNE, T. D.; MILNE, A., y SVENSEN, T.: «Speed, power and roughness: the economics of outer bottom maintenance». RINA, Spring Meeting 1980.
24. GRIGSON, C. W. B.: «The drag coefficients of a range of ship surfaces, II». RINA, Transactions 1982.
25. TOKUNAGA, K., y BABA, K.: «Approximate calculation of ship frictional resistance due to surface roughness». Soc. N. A. Japan, Vol. 152, noviembre 1982.
26. AERTSSEN, G.: «Service performance and trials at sea». 12th ITTC.
27. ISHERWOOD, R. M.: «Wind resistance of merchant ships». Vickers Limited Ship Model Experiment Tank, St. Albans, enero 1972.
28. BERLEKOM, W. B. van: «Involuntary speed loss at sea». WEGEMT Summer School, 1978.
29. SATENA, Departamento de Ingeniería del Buque. Informe número 80002.08-H1, septiembre 1982.
30. SATENA, Departamento de Ingeniería del Buque. Informe número 80002.08-H2, noviembre 1982.
31. SATENA, Departamento de Ingeniería del Buque. Informe número 80002.08-H3, enero 1983.
32. SATENA, Departamento de Ingeniería del Buque. Informe número 80002.08-H4, enero 1983.
33. SATENA, Departamento de Ingeniería del Buque. Informe número 80002.09-H1, enero 1983.

A P E N D I C E S

Tabla A.1

FACTOR DE FORMA USADO EN EL PROCEDIMIENTO DE EXTRAPOLACION

SHIP	Propulsion system	Draft situation	Form factor
SOKORRI	Conventional	Full-load	0.282
SOKORRI	TVF w/o fins	Full-load	0.282
SOKORRI	TVF with fins	Full-load	0.312
SOKORRI	Conventional	Half-load	0.240
SOKORRI	TVF w/o fins	Half-load	0.240
SOKORRI	TVF with fins	Half-load	0.254
SOKORRI	Conventional	Ballast	0.260
SOKORRI	TVF w/o fins	Ballast	0.240
SOKORRI	TVF with fins	Ballast	0.220

Tabla A.2

CARACTERISTICAS EN AGUAS LIBRES A ESCALA REAL

	CONVENTIONAL			TVF	
	J	KT	KQ	KT	KQ
0.200	0.280	0.0312	0.315	0.0363	
0.300	0.236	0.0275	0.279	0.0331	
0.400	0.189	0.0236	0.239	0.0297	
0.500	0.141	0.0194	0.196	0.0258	
0.600	0.093	0.0149	0.146	0.0210	

Tabla A.3.1

## RESULTADOS DIRECTOS OBTENIDOS DE LAS PRUEBAS DE MAR

SHIP	Date	Propulsion system	TF	TA	% power	Run	Course	Depth	Sea state	V	BHP	RPM
MACAYE	81.03.11	Conventional	6.1	6.3	90	1	340	20	B.2	16.16	10150	152
MACAYE	81.03.11	Conventional	6.1	6.3	90	2	160	20	B.2	15.80	10367	152
MACAYE	81.03.11	Conventional	6.1	6.3	90	3	340	20	B.2	16.07	10303	152
SOKORRI	82.03.26	Conventional	6.1	6.3	80	1	290	50	B.2	16.31	9512	150
SOKORRI	82.03.26	Conventional	6.1	6.3	80	2	110	50	B.2	15.59	9415	148
SOKORRI	82.03.26	Conventional	6.1	6.3	100	1	290	50	B.2	16.85	11633	159
SOKORRI	82.03.26	Conventional	6.1	6.3	100	2	110	50	B.2	16.01	11266	157
SOKORRI	82.03.26	Conventional	6.1	6.3	100	3	290	50	B.2	16.84	11386	158
SOKORRI	82.03.26	Conventional	6.1	6.3	100	4	110	50	B.2	16.11	11496	158
SOKORRI	82.04.15	Conventional	8	9	70	1	270	500	B.3	15.01	8036	141.3
SOKORRI	82.04.15	Conventional	8	9	70	2	90	500	B.3	14.51	8089	141.2
SOKORRI	82.04.15	Conventional	8	9	70	3	270	500	B.3	15.21	8051	141.8
SOKORRI	82.04.15	Conventional	8	9	80	1	90	500	B.3	14.95	9494	148.5
SOKORRI	82.04.15	Conventional	8	9	80	2	270	500	B.3	16.12	9270	148.5
SOKORRI	82.04.15	Conventional	8	9	80	3	90	500	B.3	14.95	9408	148.1
SOKORRI	82.04.15	Conventional	8	9	90	1	270	500	B.3	16.40	10308	153.3
SOKORRI	82.04.15	Conventional	8	9	90	2	90	500	B.3	15.47	10434	153.1
SOKORRI	82.04.15	Conventional	8	9	90	3	270	500	B.3	16.31	10251	153.1
SOKORRI	82.05.11	TVF w/o fins	8	9	70	1	270	500	B.2	14.38	8094	141.7
SOKORRI	82.05.11	TVF w/o fins	8	9	70	2	90	500	B.2	15.35	8097	141.4
SOKORRI	82.05.11	TVF w/o fins	8	9	70	3	270	500	B.2	14.36	8010	141.3
SOKORRI	82.05.11	TVF w/o fins	8	9	90	1	90	500	B.2	16.19	10534	153.6
SOKORRI	82.05.11	TVF w/o fins	8	9	90	2	270	500	B.2	15.67	10512	153
SOKORRI	82.05.11	TVF w/o fins	8	9	90	3	90	500	B.2	16.17	10542	153.4
SOKORRI	82.05.20	TVF w/o fins	6.1	6.3	90	1	160	14	B.2	16	10613	152.2
SOKORRI	82.05.20	TVF w/o fins	6.1	6.3	90	2	340	11.6	B.2	16.6	10855	152
SOKORRI	82.05.20	TVF w/o fins	6.1	6.3	90	3	160	31.3	B.2	16.65	10275	151.2
SOKORRI	82.06.15	TVF w/o fins	11.11	11.11	80	1	90	125	B.2	14.35	9240	143.6
SOKORRI	82.06.15	TVF w/o fins	11.11	11.11	80	2	270	140	B.2	14.76	9185	143.7
SOKORRI	82.06.15	TVF w/o fins	11.11	11.11	80	3	90	228	B.2	14.50	9301	144

Tabla A.3.2

## RESULTADOS DIRECTOS OBTENIDOS DE LAS PRUEBAS DE MAR

SHIP	Date	Propulsion system	TF	TA	% power	Run	Course	Depth	Sea state	V	BHP	RPM
SOKORRI	82.08.20	TVF with fins	6.1	6.3	90	1	160	22	B.3	16.05	10345	153.2
SOKORRI	82.08.20	TVF with fins	6.1	6.3	90	2	340	16.5	B.3	15.98	10328	153.9
SOKORRI	82.08.20	TVF with fins	6.1	6.3	90	3	160	19.5	B.3	16.32	10276	153
SOKORRI	82.08.20	TVF with fins	6.1	6.3	90	4	340	21	B.3	16.67	10245	153.9
MACAYE	82.09.09	Conventional	11.11	11.11	80	1	180	76	B.2	14.29	9009	146.3
MACAYE	82.09.09	Conventional	11.11	11.11	80	2	360	91	B.2	15.24	9161	147.8
MACAYE	82.09.09	Conventional	11.11	11.11	80	3	180	82	B.1	14.29	9460	149.2
MACAYE	82.09.09	Conventional	11.11	11.11	80	4	360	76	B.1	15.00	9514	149.3
MACAYE	82.09.15	Conventional	8	9	90	1	180	92	B.1	15.20	10270	153
MACAYE	82.09.15	Conventional	8	9	90	2	360	90	B.1	15.82	10364	153.6
MACAYE	82.09.15	Conventional	8	9	90	3	180	88	B.1	15.33	10191	153
MACAYE	82.09.15	Conventional	8	9	90	4	360	88	B.1	16.05	10348	153.8
SOKORRI	82.10.05	TVF with fins	8	9	70	1	90	350	B.3	15.35	7960	142.4
SOKORRI	82.10.05	TVF with fins	8	9	70	2	270	190	B.4	14.55	8054	142.4
SOKORRI	82.11.13	TVF with fins	11.11	11.11	80	1	216	80	B.3	15.12	9083	148.6
SOKORRI	82.11.13	TVF with fins	11.11	11.11	80	2	36	85	B.3	14.80	8839	147.7
SOKORRI	82.11.13	TVF with fins	11.11	11.11	80	3	216	75	B.3	15.26	9082	148.9

Tabla A.4

## RESULTADOS CORREGIDOS DE LAS PRUEBAS DE MAR

(Condiciones ideales de pruebas)

SHIP	Date	Propulsion system	TF	TA	% power	V	BHP	RPM
MACAYE	81.03.11	Conventional	6.1	6.3	90	16.07	10297	152.19
SOKORRI	82.03.26	Conventional	6.1	6.3	80	15.98	9464	149.23
SOKORRI	82.03.26	Conventional	6.1	6.3	100	16.52	11445	158.34
SOKORRI	82.04.15	Conventional	8	9	70	14.92	8066	141.74

SHIP	Date	Propulsion system	TF	TA	% power	V	BHP	RPM
SOKORRI	82.04.15	Conventional	8	9	80	15.63	9360	148.69
SOKORRI	82.04.15	Conventional	8	9	90	16.02	10357	153.53
SOKORRI	82.05.11	TVF w/o fins	8	9	70	14.96	8075	141.83
SOKORRI	82.05.11	TVF w/o fins	8	9	90	16.01	10525	153.61
SOKORRI	82.05.20	TVF w/o fins	6.1	6.3	90	16.90	10650	152.21
SOKORRI	82.06.15	TVF w/o fins	11.11	11.11	80	14.75	9228	144.20
SOKORRI	82.08.20	TVF with fins	6.1	6.3	90	16.96	10299	154.48
MACAYE	82.09.09	Conventional	11.11	11.11	80	15.11	9286	149.25
MACAYE	82.09.15	Conventional	8	9	90	15.94	10293	154.77
SOKORRI	82.10.05	TVF with fins	8	9	70	15.43	8007	143.68
SOKORRI	82.11.13	TVF with fins	11.11	11.11	80	15.44	8961	149.61

Tabla B.1

FACTOR DE FORMA USADO EN EL PROCEDIMIENTO DE EXTRAPOLACION

Propulsion system	Draft situation	Form factor
Conventional	Full-load	0.380
TVF w/o fins	Full-load	0.365
TVF with fins	Full-load	0.350
Conventional	Ballast	0.390
TVF w/o fins	Ballast	0.390
TVF with fins	Ballast	0.400

Tabla B.2

CARACTERISTICAS EN AGUAS LIBRES A ESCALA REAL

CONVENTIONAL			TVF	
J	KT	KQ	KT	KQ
0.1	0.266	0.0259	0.338	0.0342
0.2	0.228	0.0230	0.300	0.0308
0.3	0.188	0.0198	0.259	0.0272
0.4	0.146	0.0163	0.215	0.0233
0.5	0.103	0.0125	0.170	0.0192
0.6	0.056	0.0083	0.124	0.0147
0.7	0.004	0.0034	0.075	0.0098

Tabla B.3

RESULTADOS DIRECTOS OBTENIDOS DE LAS PRUEBAS DE MAR

Date	Propulsion system	TF	TA	%	Run	Course	Depth	Sea state	Relative speed	Wind direct.	V	BHP	RPM
83.02.09	Conventional	10.7	12.4	70	1	285	+500	B.2	30kn	45°	14.55	25746	83.32
83.02.09	Conventional	10.7	12.4	70	2	105	+500	B.2	24kn	70°	14.91	25876	83.01
83.02.09	Conventional	10.7	12.4	70	3	285	+500	B.2	26kn	40°	14.78	26085	83.59
83.02.09	Conventional	10.7	12.4	70	4	105	+500	B.2	28kn	80°	14.90	26103	83.05
83.02.09	Conventional	10.7	12.4	85	1	285	+500	B.2	22kn	30°	15.47	31544	88.71
83.02.09	Conventional	10.7	12.4	85	2	105	+500	B.2	8kn	90°	15.80	31633	88.61
83.02.09	Conventional	10.7	12.4	85	3	285	+500	B.2	36kn	50°	15.39	31609	88.83
83.02.09	Conventional	10.7	12.4	85	4	105	+500	B.2	40kn	85°	15.73	31675	87.78
83.02.10	Conventional	20	20	70	1	285	+500	B.3	38kn	55°	13.12	26229	83.37
83.02.10	Conventional	20	20	70	2	105	+500	B.2	12kn	90°	13.98	26333	83.82
83.02.10	Conventional	20	20	70	3	285	+500	B.2	34kn	55°	12.95	26307	83.21
83.05.10	TVF w/o fins	10.7	12.4	70	2	105	+500	B.5	20kn	90°	15.13	25596	84.26
83.05.10	TVF w/o fins	10.7	12.4	70	3	285	+500	B.5	36kn	5°	14.83	24971	83.03
83.05.10	TVF w/o fins	10.7	12.4	70	4	105	+500	B.5	20kn	45°	15.39	25335	84.05
83.05.15	TVF w/o fins	10.7	12.4	85	2	105	+500	B.3	18kn	30°	16.36	30994	89.14
83.05.15	TVF w/o fins	10.7	12.4	85	3	285	+500	B.5	46kn	0°	14.89	31127	90.07
83.05.15	TVF w/o fins	10.7	12.4	85	4	105	+500	B.5	20kn	90°	16.54	31239	89.05
83.05.12	TVF w/o fins	20	20	70	2	105	+500	B.4	22kn	45°	13.97	25931	85.06
83.05.12	TVF w/o fins	20	20	70	3	285	+500	B.5	37kn	45°	13.61	25863	84.84
83.05.12	TVF w/o fins	20	20	70	4	105	+500	B.3	10kn	10°	14.26	25818	84.93
83.05.13	TVF w/o fins	20	20	85	1	285	+500	B.3	24kn	30°	14.23	30515	89.68
83.05.13	TVF w/o fins	20	20	85	2	105	+500	B.2	14kn	10°	15.03	31031	90.18
83.05.13	TVF w/o fins	20	20	85	3	285	+500	B.4	40kn	0°	14.44	30975	89.98
83.06.29	TVF with fins	10.7	12.4	70	4	285	+500	B.3	24kn	30°	14.80	25908	84.23
83.06.29	TVF with fins	10.7	12.4	70	5	105	+500	B.3	11kn	40°	14.89	25810	84.28
83.06.29	TVF with fins	10.7	12.4	70	6	285	+500	B.4	37kn	0°	14.86	25740	84.08
83.06.29	TVF with fins	10.7	12.4	70	7	105	+500	B.4	14kn	10°	15.27	25834	84.39
83.06.30	TVF with fins	10.7	12.4	85	4	285	+500	B.3	30kn	0°	15.44	31389	89.66
83.06.30	TVF with fins	10.7	12.4	85	5	105	+500	B.2	16kn	10°	15.96	31225	89.67
83.06.30	TVF with fins	10.7	12.4	85	6	285	+500	B.3	30kn	0°	15.50	31358	89.60
83.06.30	TVF with fins	10.7	12.4	85	7	105	+500	B.2	13kn	0°	15.85	31200	89.75
83.07.01	TVF with fins	20	20	70	1	285	+500	B.2	24kn	0°	13.67	25832	83.97
83.07.01	TVF with fins	20	20	70	2	105	+500	B.2	13kn	0°	13.55	25755	84.06
83.07.01	TVF with fins	20	20	70	3	285	+500	B.3	32kn	0°	13.48	25868	84.04
83.07.01	TVF with fins	20	20	70	4	105	+500	B.4	3kn	0°	13.84	25848	84.25
83.07.01	TVF with fins	20	20	85	1	105	200	B.4	1kn	0°	14.82	31250	89.49
83.07.01	TVF with fins	20	20	85	2	285	200	B.3-4	38kn	0°	13.81	31318	89.48

Tabla B.4

## RESULTADOS CORREGIDOS DE LAS PRUEBAS DE MAR

Date	Propulsion system	TF	TA	%	Run	Course	V	SHP	RPM
83.02.09	Conventional	10.7	12.4	70	1	285	14.55	24418	82.11
83.02.09	Conventional	10.7	12.4	70	2	105	14.91	25876	83.09
83.02.09	Conventional	10.7	12.4	70	3	285	14.78	25452	83.06
83.02.09	Conventional	10.7	12.4	70	4	105	14.90	26103	83.12
83.02.09	Conventional	10.7	12.4	85	1	285	15.47	31544	88.80
83.02.09	Conventional	10.7	12.4	85	2	105	15.80	31633	88.68
83.02.09	Conventional	10.7	12.4	85	3	285	15.39	29538	85.16
83.02.09	Conventional	10.7	12.4	85	4	105	15.73	31675	87.86
83.02.10	Conventional	20	20	70	1	285	13.12	23405	80.70
83.02.10	Conventional	20	20	70	2	105	13.98	26333	83.90
83.02.10	Conventional	20	20	70	3	285	12.95	23878	80.92
83.05.10	TVF w/o fins	10.7	12.4	70	2	105	15.18	25597	84.39
83.05.10	TVF w/o fins	10.7	12.4	70	3	285	15.55	24718	83.76
83.05.10	TVF w/o fins	10.7	12.4	70	4	105	15.44	25335	84.18
83.05.15	TVF w/o fins	10.7	12.4	85	2	105	16.43	30994	89.29
83.05.15	TVF w/o fins	10.7	12.4	85	3	285	15.61	28196	88.90
83.05.15	TVF w/o fins	10.7	12.4	85	4	105	16.59	31239	89.18
83.05.13	TVF w/o fins	20	20	70	2	105	14.06	24808	84.30
83.05.13	TVF w/o fins	20	20	70	3	285	13.90	23221	83.06
83.05.13	TVF w/o fins	20	20	70	4	105	14.27	25818	85.01
83.05.13	TVF w/o fins	20	20	85	1	285	14.37	29310	89.04
83.05.13	TVF w/o fins	20	20	85	2	105	15.03	31031	90.26
83.05.13	TVF w/o fins	20	20	85	3	285	14.88	28902	89.14
83.06.29	TVF with fins	10.7	12.4	70	4	285	14.86	24926	83.21
83.06.29	TVF with fins	10.7	12.4	70	5	105	14.90	25810	84.36
83.06.29	TVF with fins	10.7	12.4	70	6	285	15.32	24238	82.82
83.06.29	TVF with fins	10.7	12.4	70	7	105	15.29	25834	84.48
83.06.30	TVF with fins	10.7	12.4	85	4	285	15.81	30502	89.90
83.06.30	TVF with fins	10.7	12.4	85	5	105	15.96	31225	89.74
83.06.30	TVF with fins	10.7	12.4	85	6	285	15.88	30484	88.77
83.06.30	TVF with fins	10.7	12.4	85	7	105	15.85	31200	89.82
83.07.01	TVF with fins	20	20	70	1	285	13.67	25296	83.58
83.07.01	TVF with fins	20	20	70	2	105	13.55	25755	84.12
83.07.01	TVF with fins	20	20	70	3	285	13.81	24651	83.54
83.07.01	TVF with fins	20	20	70	4	105	13.86	25848	84.35
83.07.01	TVF with fins	20	20	85	1	105	14.84	31250	89.59
83.07.01	TVF with fins	20	20	85	2	285	14.15	29018	87.97

## NOTA DE LOS AUTORES

Desde que fue presentado este trabajo en el ISSHES-83 hasta el momento de publicarse su versión en castellano en «Ingeniería Naval», se han tenido los datos de funcionamiento en servicio del buque «Río-Tinto», de cuyo análisis se desprende que el ahorro de potencia conseguido con el propulsor TVF y su tobera ha sido, en efecto, superior al 20 por 100, tal como se indicaba en la contestación a la contribución del Dr. Tanibayashi, para el caso de que se tuviese en cuenta la influencia del aumento de rugosidad experimentado por el casco entre las pruebas con el propulsor convencional y las pruebas con el propulsor TVF y tobera.

Los citados resultados del buque «Río-Tinto» han sido publicados en un trabajo titulado «Resultados en servicio del sistema tobera-propulsor TVF y sus aspectos económicos para nuevas construcciones y buques existentes», presentado en la Sexta Conferencia Internacional de Propulsión Marina, celebrada en el Café Royal, de Londres, el pasado mes de marzo. Como puede verse en el mismo, el ahorro obtenido en servicio puede estar entre un 21 y un 25 por 100, según los diversos procedimientos de análisis utilizados («The Motor Ship», marzo 1984).

Durante todo este tiempo se ha progresado notablemente en el conocimiento del comportamiento de los propulsores TVF en general, habiéndose llegado a la conclusión de que un propulsor TVF puede funcionar perfecta-

mente sin necesidad de asociarse a una tobera, y sin que por ello se produzca una disminución excesiva en su propio rendimiento de aguas libres.

Esto es particularmente importante en el caso de buques de líneas muy llenas en el cuerpo de popa, en los que es difícil conseguir una buena interacción de la tobera con el casco sin aletas, y también en el caso de buques con escasos huecos de la hélice respecto al codaste, en los que resulta difícil encontrar espacio suficiente para la instalación de una tobera.

El perfecto funcionamiento de un propulsor TVF sin tobera ni aletas ha sido ya demostrado a plena escala, precisamente en el buque «Sokorri», en el que recientemente se ha instalado un propulsor TVF de nuevo diseño en las citadas condiciones, como última fase del programa experimental llevado a cabo sobre el mismo en relación con los propulsores TVF. El ahorro de potencia obtenido a plena escala respecto al propulsor convencional es del orden del 13 por 100, tanto en lastre como en plena carga. En el reconocimiento efectuado al regreso de un viaje a la Argentina, este nuevo propulsor TVF del buque «Sokorri» ha sido encontrado en perfectas condiciones y sin la menor huella de erosiones de cavitación de ningún tipo.

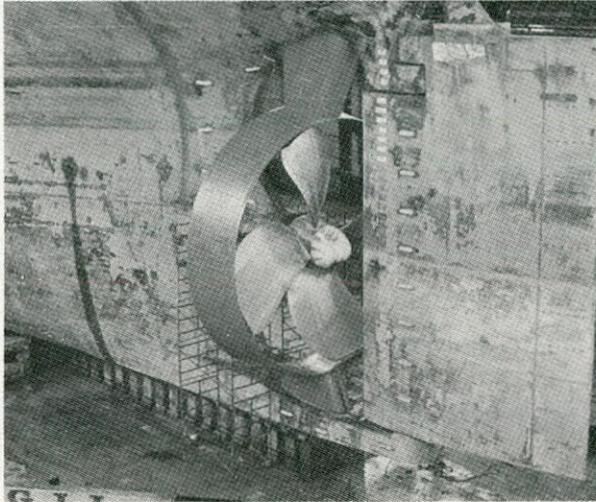
El próximo buque que se equipará con un sistema TVF de propulsión será el petrolero «Munguía», de 330.000 TPM. Debido a que en este buque resultaba difícil la instalación de una tobera en la apertura del codaste, se mon-

tará en breve en el mismo un propulsor TVF de seis palas sin tobera ni aletas. Este propulsor TVF está actualmente en proceso de fabricación en la factoría de NAVALIPS y ha sido recientemente desmoldeado con un peso en bruto de fundición de 103 Tm., lo que le hace ser el mayor propulsor fundido en el mundo hasta ahora. El ahorro de potencia esperado para este propulsor TVF respecto al

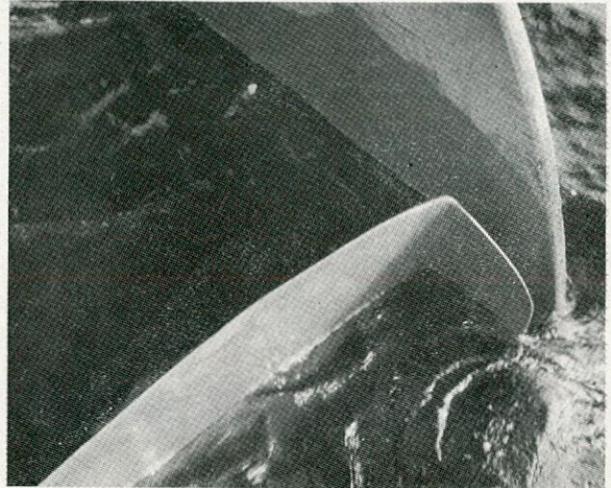
propulsor convencional equivalente es del orden del 18 por 100.

**Nota de la Redacción:**

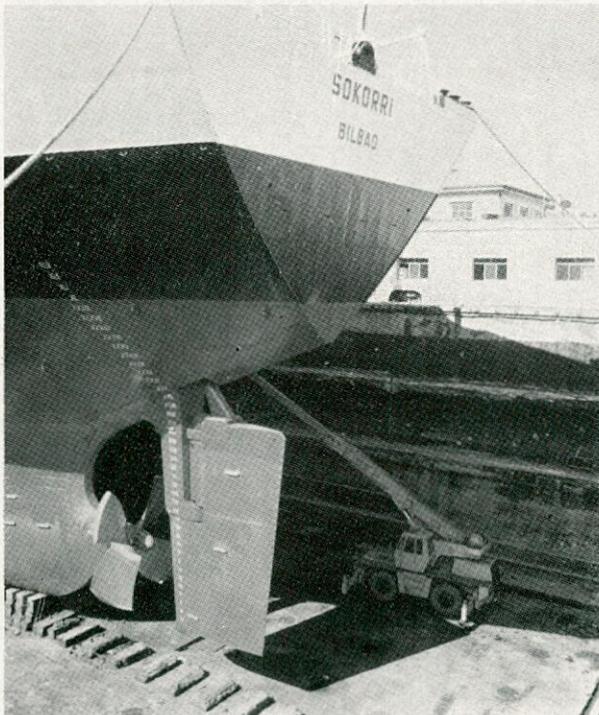
Por la longitud de este trabajo, la discusión a que dio lugar se publicará en el próximo número.



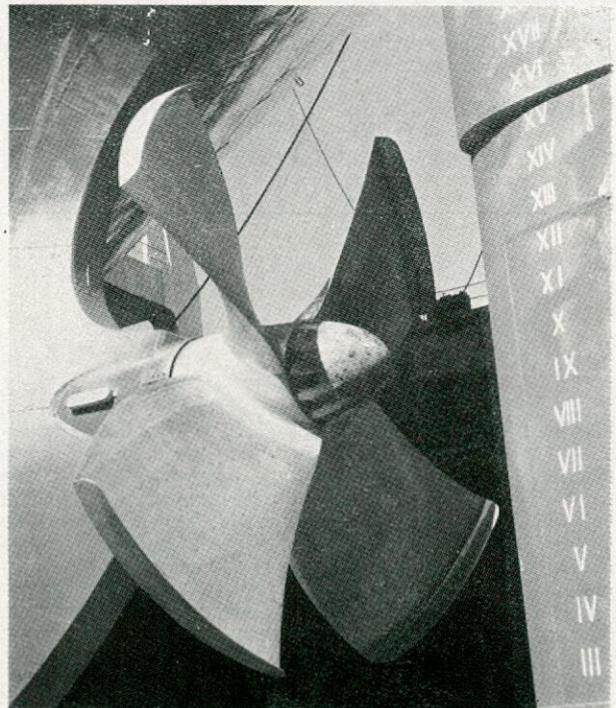
Buque «Río-Tinto». Propulsor TVF y tobera.



Buque «Río-Tinto». Detalle de una pala del propulsor TVF y del borde de salida de la tobera.



Buque «Sokorri». Propulsor TVF sin tobera ni aletas (ver «Nota de los Autores» final).



Buque «Sokorri». Propulsor TVF sin tobera ni aletas. Figura 28.

# La reducción de la velocidad y el ahorro energético (\*)

Manuel Medina Fernández. Dr. Ing. Naval

## RESUMEN

Muchas compañías navieras han reaccionado ante la crisis del petróleo y la recesión económica reduciendo la velocidad de sus buques.

Esta reacción general fue acompañada, sólo excepcionalmente, por el establecimiento de un sistema serio de recogida de datos para el control y análisis de la velocidad del buque, consumo de combustible y condiciones de carga y navegación.

El autor de este trabajo propone que, considerando el buque como una «máquina», el rendimiento energético anterior puede calcularse de la misma manera que el posterior.

Para estos fines se proponen tres coeficientes: «coste energético» (c), «rendimiento energético» (e) y «elasticidad de la función ahorro de combustible/velocidad del buque».

Estos coeficientes fueron recogidos y calculados por el autor de los datos reales de diferentes tipos de buques españoles. Dado que los resultados muestran que la reducción de velocidad no fue siempre seguida de un ahorro de energía, se concluye que utilizando la velocidad como un medio de ahorrar energía, solamente se obtendrán resultados parciales si no se acompañan de los cálculos sencillos de los coeficientes mencionados anteriormente, a partir de datos fiables de situaciones de carga y navegación.

## INDICE

1. INTRODUCCION.
2. LOS COSTES DE COMBUSTIBLE EN LA EXPLOTACION DEL BUQUE.
3. LA EFICIENCIA ENERGETICA DEL TRANSPORTE MARITIMO.
4. EVOLUCION DE LAS VELOCIDADES DE NAVEGACION Y DEL CONSUMO ENERGETICO.
  - 4.1. La reducción de la velocidad de servicio.
  - 4.2. La elasticidad de la función velocidad del buque/coste energético.
5. CONCLUSIONES.
6. AGRADECIMIENTO.
7. REFERENCIAS.

## ABSTRACT

Many shipping companies have reacted to the oil crisis and the economic recession by lowering their ship speeds.

This general reaction was only exceptionally accompanied by the setting up of a serious system for data gathering control and analysis of ship speed, fuel consumption and cargo and sailing conditions.

The author of this paper suggests that by considering the ship as a «machine», the former's energetic performance could be calculated the same way as the latter's.

For this purpose, three ratios are put forward: the «energetic cost» (c), the «energetic performance» (e), and the «fuel savings/ship speed elasticity» ( ).

These ratios were gleaned and calculated by the author from the actual data logs of different types of Spanish ships.

Since the results show speed reducing was not always followed by energy savings, this paper concludes that using ship speed as an energy-saving tool will only achieve partial results if not accompanied by the simple calculation of the above-mentioned ratios from reliable cargo and sailing data.

## 1. INTRODUCCION

Este trabajo es un pequeño resumen parcial de la investigación que está realizando el autor sobre «VELOCIDADES OPTIMAS EN BUQUES EXISTENTES EN FUNCION DE LA VARIACION DE LOS DISTINTOS COMPONENTES DEL COSTE DE EXPLOTACION, ESPECIALMENTE EL COMBUSTIBLE», bajo la dirección del catedrático de Explotación del Buque de la E. T. S. de Ingenieros Navales de España, don Javier Pinacho, y que está patrocinada por el Colegio Oficial de Ingenieros Navales de España.

El tema que aquí se presenta se basa en el análisis de los datos operacionales de varias flotas de buques de diversos tipos y tamaños de armadores españoles. El enfoque de este trabajo es el de la influencia de la velocidad del buque en su consumo energético.

El buque es una «máquina» que se diseña y se utiliza para realizar un «trabajo»: transportar por mar unas toneladas de carga. Y, como toda «máquina», consume una energía para realizar su «trabajo». Aquí analizamos precisamente la influencia que tiene la velocidad del buque en su consumo energético, teniendo en cuenta que, a su

(\*) Trabajo presentado al ISSHES-83.

vez, la velocidad influye en la capacidad de transporte del buque.

Para cuantificar este análisis el autor propone unos coeficientes que denomina «coste energético» y «rendimiento energético» del buque.

Al concentrarse este trabajo en la influencia de la velocidad del buque en los aspectos energéticos de la explotación del buque, no se desarrollan aquí los análisis de velocidades económicas y velocidades rentables (referencias 1, 2 y 3), que incorporan los factores de costes fijos y precios de fletes, en los que intervienen variables como los costes del capital, situación del mercado naviero, etc., que sólo están relacionados de forma indirecta con el coste de la energía.

Sin embargo, con objeto de situar la importancia del coste energético dentro del conjunto de los costes de explotación del buque, el autor presenta inicialmente la evolución del componente energético dentro del coste total operacional de distintos tipos de buques.

2. LOS COSTES DE COMBUSTIBLE EN LA EXPLOTACION DEL BUQUE

En las tablas 1 a 4 se presenta la variación, en el breve periodo de tres años, de 1979 a 1981, de la estructura de los costes de operación de cuatro buques que pertenecen a una misma naviera. Es decir, que en todos los buques se han empleado criterios homogéneos de aplicación e imputación de los costes.

Los cuatro buques estudiados son los siguientes:

	Buque 1	Buque 2
Tipo . . . . .	Petrolero	Petrolero
Tamaño . . . . .	173.000 TPM	103.000 TPM
Año de construcción . . . . .	1976	1970
Tráfico . . . . .	Golfo México/España	Golfo México/España
	Buque 3	Buque 4 *
Tipo . . . . .	Asfaltero	Productos refinados
Tamaño . . . . .	9.000 TPM	3.300 TPM
Año de construcción . . . . .	1975	1971
Tráfico . . . . .	Tenerife/Península	Península

Como puede observarse, se trata de buques que, aun siendo de distintas edades (entre los tres y cinco años y los nueve y diez años), durante el periodo analizado se encuentran en su fase de óptima utilización desde el punto de vista técnico.

El resumen de la evolución de sus estructuras de costes, en tanto por ciento, en los años 1979 y 1981 es el siguiente:

Tabla 1  
BUQUE 1: PETROLERO DE 173.000 TPM

	1979	1981
1. Costes de capital . . . . .	37,24	24,51
2. Costes de combustible . . . . .	36,28	47,32
3. Gastos de puerto, carga y descarga . . . . .	8,36	8,47
4. Costes de personal . . . . .	10,39	11,31
5. Gastos de reparaciones y mantenimiento . . . . .	2,10	1,65
6. Seguros, administración y varios . . . . .	5,62	6,73
TOTAL . . . . .	100	100

Teniendo en cuenta que los costes de capital, en valores absolutos, se mantuvieron prácticamente constantes entre esos dos años, se observa la importancia del crecimiento de los costes de combustible. En valores absolutos los costes de combustible crecieron un 82 por 100, pese a que las toneladas por milla se redujeron en más de un 29 por 100.

Tabla 2  
BUQUE 2: PETROLERO DE 103.000 TPM

	1979	1981
1. Costes de capital . . . . .	28,59	16,94
2. Costes de combustible . . . . .	31,08	39,13
3. Gastos de puerto, carga y descarga . . . . .	7,22	12,98
4. Costes de personal . . . . .	16,35	15,30
5. Gastos de reparaciones y mantenimiento . . . . .	11,31	6,28
6. Seguros, administración y varios . . . . .	5,44	9,36
TOTAL . . . . .	100	100

En valores absolutos los costes de combustible aumentaron en este buque, entre 1979 y 1981, en un 112 por 100, mientras que las toneladas por milla navegadas sólo aumentaron en un 54 por 100.

Tabla 3  
BUQUE 3: ASFALTERO DE 9.000 TPM

	1979	1981
1. Costes de capital . . . . .	17,86	18,80
2. Costes de combustible . . . . .	15,21	28,01
3. Gastos de puerto, carga y descarga . . . . .	11,75	6,46
4. Costes de personal . . . . .	33,33	31,57
5. Gastos de reparaciones y mantenimiento . . . . .	16,54	3,95
6. Seguros, administración y varios . . . . .	5,30	11,20
TOTAL . . . . .	100	100

Se observa que, pese a la profunda diferencia existente entre la estructura de costes de este buque y la de los dos anteriores, una mayor importancia de los costes de personal y los de reparaciones y mantenimiento, la importancia del coste de combustible ha aumentado, a pesar del aumento coyuntural del capítulo de «varios» en 1981. En términos reales los costes de combustible aumentaron en un 196 por 100, mientras que las toneladas por milla aumentaron tan sólo en un 30 por 100.

Tabla 4  
BUQUE 4: TRANSPORTE DE PRODUCTOS REFINADOS DE 3.300 TPM

	1979	1981
1. Costes de capital . . . . .	16,27	13,73
2. Costes de combustible . . . . .	9,95	18,81
3. Gastos de puerto, carga y descarga . . . . .	8,40	8,05
4. Costes de personal . . . . .	32,97	42,43
5. Gastos de reparaciones y mantenimiento . . . . .	29,05	4,29
6. Seguros, administración y varios . . . . .	3,35	12,68
TOTAL . . . . .	100	100

También en este buque se observa un mayor peso de los costes de personal y la incidencia puntual de los gastos de reparaciones en 1979. Mientras que el peso relativo del coste de combustible casi se ha duplicado en dos años, los costes absolutos crecieron en más de un 52 por 100 y las toneladas por milla se mantuvieron prácticamente constantes: disminuyeron un 2 por 100.

### 3. LA EFICIENCIA ENERGETICA DEL TRANSPORTE MARITIMO

Los comentarios realizados a las estructuras de los costes de explotación de los cuatro buques estudiados ponen ya de relieve la necesidad de relacionar los costes de combustible de un buque con las toneladas de cargas transportadas y con las toneladas por milla recorridas.

En efecto, el buque es un medio de transporte que permite llevar una carga desde un lugar a otro. Concebido como una «máquina de transportar» y que, como toda máquina, consume una cierta cantidad de energía para realizar su trabajo, es lógico plantearse la medida de su rendimiento.

Mientras el rendimiento térmico de un motor nos mide la relación entre la energía química contenida en el combustible que consume y la energía mecánica —en CV o en KW hora— que nos proporciona, el rendimiento del buque podemos medirlo relacionando las toneladas de combustible consumido con las toneladas de carga transportadas.

Es cierto que un buque consume combustible no sólo para su propulsión, sino que también la maquinaria auxiliar consume combustible para suministrar todos los servicios complementarios necesarios para la navegación e incluso, en muchos casos, para la carga y descarga.

Sin embargo —y aun cuando también en el ámbito de los equipos auxiliares pueden obtenerse ahorros de combustible significativos—, el autor propone considerar únicamente el combustible consumido por la maquinaria principal.

Dos son los coeficientes con los que puede medirse la eficiencia energética del buque:

- El «coste energético» = Kg. de combustible consumido/millas navegadas.
- El «rendimiento energético» = Kg. de combustible consumido/Tn.  $\times$  milla  $\times 10^3$  navegadas.

El motivo de expresar el combustible consumido por la maquinaria principal en kilogramos y no en toneladas se debe al deseo de manejar cifras más sencillas.

La razón de proponer dos conceptos distintos: coste energético y rendimiento energético y, por lo tanto, los coeficientes para medir la eficiencia del buque, es la de considerar que no siempre el buque puede transportar carga útil al realizar su trabajo; por ejemplo, el retorno en lastre de los petroleros, o bien sólo puede transportar una parte de su capacidad disponible; por ejemplo, durante las escalas intermedias de un buque de línea regular.

Es cierto que tanto un concepto como otro pueden parecer excesivamente groseros como medida de la eficiencia operativa del buque y que, desde luego, no pueden compararse, desde el punto de vista académico ni del rigor científico, con los de RFR, «required freight rate», y ECT, «economic cost of transport», que proponen Benford y Scher (referencia 4), donde intervienen el coste del buque y el coste del dinero junto a los costes de explotación del buque y su capacidad de transporte en toneladas.

Sin embargo, la experiencia del autor, después de examinar numerosas hojas de ruta de buques de diferentes navieras, aconseja el empleo de coeficientes más sencillos y fáciles de calcular en el control energético del transporte marítimo. Por lo menos durante una etapa

inicial, hasta que se consiga hacer habitual la recogida de datos sobre el consumo de combustible de los buques y las principales variables que en este consumo influyen, y se generalice una mentalidad de control energético a todos los niveles operativos de las flotas.

La simple aplicación de estos coeficientes a los datos de explotación de los cuatro buques estudiados nos mostrará sorprendentes resultados.

### 4. EVOLUCION DE LAS VELOCIDADES DE NAVEGACION Y DEL CONSUMO ENERGETICO

#### 4.1. La reducción de la velocidad de servicio

Comparemos los datos de navegación de los cuatro buques en 1977 y en 1981.

Las hojas de ruta del petrolero de 173.000 TPM indican:

	Buque 1	
	1977	1981
1. Días de navegación ... ..	313	229
2. Millas navegadas ... ..	118.378	64.600
3. Velocidad media (nudos) ... ..	15,76	11,75
4. Toneladas transportadas ... ..	1.001.521	844.996
5. Toneladas $\times$ milla ( $10^3$ ) ... ..	9.795.619	5.135.623
6. Consumo combustible (Tn.) ... ..	44.386	24.769

La crisis del petróleo, la segunda OPEP y la generalizada crisis económica que tiene lugar entre los dos años analizados se refleja en una menor utilización de este petrolero y en la adopción de una menor velocidad de navegación: cuatro nudos menos para reducir el consumo de combustible. Sin embargo, en la tabla 5 vemos que esta reducción de velocidad ha sido ligeramente insuficiente y no se ha conseguido mantener el rendimiento energético del buque.

Tabla 5

	Buque 1	
	1977	1981
7. Velocidad media (nudos) ... ..	15,76	11,75
8. Coste energético (Kg/milla) ... ..	375	383
9. Rendimiento energético (Kg/Tn $\times$ milla $\times 10^3$ ) ... ..	4,53	4,83

El petrolero de 103.000 TPM realizó las siguientes navegaciones:

	Buque 2	
	1977	1981
1. Días de navegación ... ..	299	235
2. Millas navegadas ... ..	100.240	45.350
3. Velocidad media (nudos) ... ..	13,97	8,04
4. Toneladas transportadas ... ..	807.312	858.810
5. Toneladas $\times$ milla ( $10^3$ ) ... ..	4.903.036	2.304.773
6. Consumo combustible (Tn.) ... ..	22.244	13.725

También reflejan estos datos la gravedad de la crisis del transporte marítimo y también aquí se actuó reduciendo drásticamente la velocidad de servicio del petrolero: casi seis nudos. Pero igualmente la tabla 6 muestra que no se consiguió mantener el rendimiento energético del buque:

**Tabla 6**

	Buque 2	
	1977	1981
7. Velocidad media (nudos) ... ..	13,97	8,04
8. Coste energético (Kg/milla) ...	222	303
9. Rendimiento energético (Kg/Tn × × milla × 10 <sup>3</sup> ) ... ..	4,53	5,95

El asfaltero de 9.000 TPM mantuvo, sin embargo, en estos años el mismo nivel de actividad, pero reduciendo también su velocidad de navegación:

	Buque 3	
	1977	1981
1. Días de navegación ... ..	222	212
2. Millas navegadas ... ..	59.817	50.281
3. Velocidad media (nudos) ... ..	11,23	9,88
4. Toneladas transportadas ... ..	242.920	187.291
5. Toneladas × milla (10 <sup>3</sup> ) ... ..	202.759	204.493
6. Consumo combustible (Tn.) ... ..	3.860	3.542

Esta ligera disminución de la velocidad, poco más de un nudo en los tráficos Tenerife/Península, permitió mejorar el rendimiento energético del buque, como se observa en la tabla 7:

**Tabla 7**

	Buque 3	
	1977	1981
7. Velocidad media (nudos) ... ..	11,23	9,88
8. Coste energético (Kg/milla) ...	64,53	70,44
9. Rendimiento energético (Kg/Tn × × milla × 10 <sup>3</sup> ) ... ..	19,04	17,32

No se consiguió esta mejora en el petrolero de productos refinados de 3.300 TPM, dedicado al cabotaje peninsular, a pesar de reducir la velocidad media de navegación en más de tres nudos:

	Buque 4	
	1977	1981
1. Días de navegación ... ..	194	224
2. Millas navegadas ... ..	57.052	48.709
3. Velocidad media (nudos) ... ..	12,25	9,06
4. Toneladas transportadas ... ..	143.951	118.138
5. Toneladas × milla (10 <sup>3</sup> ) ... ..	82.047	67.489
6. Consumo combustible (Tn.) ... ..	1.342	1.284

Como indican, una vez calculados, en la tabla 8 los coeficientes energéticos:

**Tabla 8**

	Buque 4	
	1977	1981
7. Velocidad media (nudos) ... ..	12,25	9,06
8. Coste energético (Kg/milla) ...	23,52	26,36
9. Rendimiento energético (Kg/Tn × × milla × 10 <sup>3</sup> ) ... ..	16,35	19,02

Estos resultados muestran la necesidad de un seguimiento continuo e individualizado de cada uno de los buques de la flota para establecer en cada viaje su velocidad de servicio, dadas las extraordinarias diferencias que tiene la elasticidad de la función velocidad/rendimiento energético en cada buque.

Esta diferente elasticidad se debe, en primer lugar, a las características hidrodinámicas del buque y a las curvas de consumo específico de su planta propulsora y, en segundo lugar, a la situación de carga (calado y trimado) en que navega el buque y a las condiciones de viento y mar que encuentra durante su singladura.

**4.2. La elasticidad de la función velocidad del buque/coste energético**

Con objeto de analizar el distinto comportamiento de la función de elasticidad del consumo energético respecto a la velocidad de servicio, eliminando el enmascaramiento producido por el empleo de datos anuales medios en los cuatro buques anteriores, el autor estudió, viaje a viaje, las hojas de ruta correspondientes a viajes en lastre de los siguientes petroleros:

	Año de construcción	TPM
Buque 5 ... ..	1969	97.000
Buque 6 ... ..	1971	151.000
Buque 7 ... ..	1978	173.000
Buque 8 ... ..	1980	300.000

Desafortunadamente, no se han recogido en todas las hojas de ruta correspondientes a viajes en carga las toneladas que transportaba el buque, por lo que el autor no pudo calcular los coeficientes energéticos correspondientes a los viajes en carga.

Los buques han estado navegando en cada momento a las velocidades que se les fijan desde el Departamento Central de Flota, teniendo en cuenta las necesidades de abastecimiento de las distintas refinerías. Es decir, que la explotación de la flota se ha hecho en cada momento en función de la demanda de transporte y no en función de la economía del transporte.

Esto tiene como consecuencia que, a diferencia de lo observado en los cuatro buques anteriores, no se ha producido un descenso de las velocidades de navegación a lo largo del tiempo, sino que éstas han oscilado de forma significativa, como se observa en la tabla 9, aunque con tendencia a la baja:

**Tabla 9**

**VELOCIDADES MEDIAS EN LASTRE (NUDOS)**

	Buque 5	Buque 6	Buque 7	Buque 8
1980	14,13	1978 14,53	1979 14,83	1981 15,51
1981	13,96	1979 13,83	1980 14,76	1982 12,77
1982	13,91	1981 14,31	1981 15,31	
			1982 13,18	

Esta naviera establece las velocidades de sus buques en cada momento a través de un complejo programa de ordenador, que no podemos explicar aquí, en el que interviene un elevado número de variables. Las velocidades que se calculan son, lógicamente, las que optimizan el problema general de transporte que resuelve el programa y no las que sólo minimizan el coste energético.

Con objeto de determinar la elasticidad de la función velocidad de navegación/consumo de combustible se ordenaron de menor a mayor las velocidades «v» a que navegaron en lastre estos buques y se ajustaron estadísticamente los costes energéticos «c» = Kg. de combustible/milla para obtener el coeficiente «α» de elasticidad:

$$\alpha = \frac{dc}{dv}; \quad dc = \alpha \cdot dv$$

que indica el ahorro de combustible que puede obtenerse al reducir la velocidad navegando en lastre.

Los resultados obtenidos mostraron que este coeficiente varía con la velocidad, por lo que no puede considerarse constante para cada buque y aceptarse la fórmula aproximada  $\alpha = c/v$ ;  $c = \alpha \cdot v$ .

En la tabla 10 se resumen los valores medios obtenidos para este coeficiente correspondientes a las velocidades, de las que se disponía de varias lecturas en las hojas de ruta.

**Tabla 10**

COEFICIENTE  $\alpha$  DE ELASTICIDAD CONSUMO/VELOCIDAD. BUQUE EN LASTRE

Buque 5	Buque 6
14 nudos = 1,8	14 nudos = 20 14,5 nudos = 0,5
Buque 7	Buque 8
14,5 nudos = 3,3 15,5 nudos = 0,6	13,5 nudos = 1,4 16,2 nudos = 0,4

$\alpha$  = Reducción del coste energético en Kg/milla al reducir la velocidad en 0,1 nudos.

Como puede observarse, los valores varían considerablemente de un buque a otro en la zona de velocidades bajas y son muy similares en la zona de velocidades altas.

En todos los casos el coeficiente de reducción del consumo al reducir la velocidad disminuye conforme aumenta la velocidad.

El autor debe hacer notar, sin embargo, que estos valores sólo tienen utilidad metodológica y orientativa por cuanto que el número de lecturas es reducido desde el punto de vista estadístico.

**5. CONCLUSIONES**

La reducción de la velocidad de servicio de los buques para obtener una disminución de los costes de explotación ha sido una herramienta ampliamente utilizada por los armadores.

Es preciso, sin embargo, encuadrarla dentro del cuadro general de explotación de la flota, pues, a pesar del espectacular incremento del coste energético en el transporte

marítimo, hay que considerar también los niveles de fletes y de ocupación que puede tener la flota.

Una reducción de velocidad debe ir siempre acompañada de la puesta en marcha de un sistema de recogida, control y explotación de datos que permita calcular los coeficientes de:

- Coste energético del buque: combustible consumido por milla navegada.
- Rendimiento energético del buque: combustible consumido por tonelada  $\times$  milla transportada.
- Elasticidad de la función ahorro energético/velocidad del buque.

Puesto que solamente así podrá conocerse en cada momento si los ahorros de combustible que se obtienen compensan el mayor precio del menor combustible consumido.

Es necesario que cada vez más los armadores establezcan en sus flotas esta captación y análisis de datos de navegación, de forma que puedan estudiarse por los ingenieros navales las significativas diferencias que tienen las funciones velocidad en servicio, situación de carga y consumo de combustible en las condiciones reales de explotación del buque, para así poder optimizar las formas hidrodinámicas del buque y las características de su planta propulsora.

**6. AGRADECIMIENTO**

Sin la entusiasta colaboración del ingeniero naval Ignacio Díaz Espada, de CEPESA, este trabajo no hubiera podido elaborarse.

También resultó imprescindible la buena acogida que los ingenieros navales Miguel Pardo, de ENPETROL, y Gerardo Pardo, de CEPESA, dispensaron al autor y la valiosa cooperación del ingeniero naval Javier González, de ENPETROL.

El autor quiere también destacar el extraordinario interés y esfuerzo que está dedicando a esta línea de investigación la cátedra de don Javier Pinacho, de la ETSIN de Madrid, y agradecer el patronazgo del COIN de España.

**7. REFERENCIAS**

1. PINACHO, Javier: «Tráfico marítimo». Fondo Editorial de Ingeniería Naval. Madrid, 1978, págs. 271-276 y 384.
2. CASAS, Jesús, y O'DOGHERTY, Pascual: «Consideraciones hidrodinámicas en la explotación económica de los buques». XVIII Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval, 1979.
3. CHORRO, Rosendo: «Variaciones sobre un tema de optimación en la explotación de un buque». III Congreso Iberoamericano de Ingeniería Naval, 1982.
4. BENFORD, Harry, y SCHER, Robert: «Some aspects of fuel economy in bulk carrier design and operation». University of Michigan, 1980.

# Estimación del riesgo del impacto del agua durante el proyecto del buque (\*)

M. Huther (\*\*)

Dr. N. KET (\*\*)

## RESUMEN

Los armadores están considerando, desde hace algunos años, el ahorro de energía durante la explotación del buque.

Parámetros importantes en el comportamiento del buque y la posible velocidad son el macheteo (slamming) y el embarque de agua.

El trabajo, después de una revisión general de los métodos de predicción publicados, describe los métodos utilizados por el Bureau Veritas para predecir las condiciones marineras de un buque de altura con respecto a los impactos de las olas.

El método presentado está basado en una aproximación probabilística propuesta por Kawakami y Tanaka, que permite la predicción en una mar irregular de las tensiones producidas por las vibraciones longitudinales mediante las funciones acumulativas de probabilidad en mares regulares y las frecuencias de observación de los estados del mar.

El método ha sido introducido en una cadena de programas de ordenador utilizados normalmente para los cálculos del comportamiento en la mar. Se analizan las aplicaciones a buques y la correlación con los resultados de ensayos en canal.

Por último, presenta las posibles áreas de aplicaciones al proyecto del buque, análisis de capacidad operacional, sistemas de vigilancia del buque, preparaciones de remolque.

## 1. INTRODUCCION

Los cambios que se han producido en el mercado de petróleo durante los últimos diez años han tenido influencia sobre los procedimientos de proyecto de un buque. En la actualidad, no se considera sólo la resistencia estructural y la capacidad de carga de un buque. El coste del combustible ha llegado a ser una parte importante de los costes de explotación, por lo que los armadores y, por lo tanto, los proyectistas están considerando el ahorro de energía. La investigación correspondiente ha conducido a mejoras en las formas del casco, análisis de los ensayos de modelos, propulsión y condiciones de navegación. Por ejemplo, trabajos y ensayos recientes realizados sobre petroleros con lastre segregado han demostrado que puede obtenerse una disminución importante de resistencia mediante el uso de muy poco

## ABSTRACT

Owners from some years ago are looking into energy saving during ship operation.

Important parameters in ship behaviour and possible ship speed are slamming and shipping of green water.

The Paper after a general review of published methods of prediction describes the BUREAU VERITAS means used to predict seaworthiness condition of ocean going ships with respect to wave impacts.

The presented method is based on a probabilistic approach proposed by KAWAKAMI and TANAKA which allows the long term prediction of whipping moment stresses through the short term cumulative probability functions and sea states observation frequencies.

The method has been introduced in a classical commonly used chain of computer programmes for ship behaviour on waves calculation. Applications to ships and correlation with model basin measurements are analysed.

At the end, the Paper presents the possible areas of applications to ship design, operational capability analysis, ship monitoring systems, towing preparations.

lastre y grandes trimados positivos. También, el desarrollo de sistemas de vigilancia, que proporcionan datos sobre el comportamiento real del buque en las olas y, por consiguiente, permiten que navegue en sus condiciones óptimas, aparece prometedor en el futuro para el ahorro de energía.

Durante la etapa preliminar del proyecto se usan con mucha frecuencia modelos económicos con el fin de definir las mejores dimensiones del buque. Tales modelos consideran varios parámetros, pero la velocidad media del buque es uno de los más importantes. Esta velocidad es función de los posibles estados de la mar y ha de ser estimada lo mejor posible.

En todos los casos mencionados es necesaria la estimación de los movimientos del buque en las olas para comprobar sus posibilidades. Siempre, el riesgo de macheteo y embarque de agua es un parámetro importante. Este riesgo tiene una influencia directa sobre la máxima velocidad posible del buque, puesto que, si no se respeta

(\*) Trabajo presentado al ISSHES-83.

(\*\*) Bureau Veritas. Francia.

el límite aceptable, puede dar lugar a daños graves, de los que pueden encontrarse casos, fácilmente, en los informes sobre accidentes en buques.

La predicción del impacto de las olas ha sido considerada desde hace bastante tiempo y los resultados de los métodos propuestos se han criticado con mucha frecuencia, principalmente por los Ingenieros Navales implicados en los cálculos de estructuras. Hay que confesar que los métodos son relativamente complejos y cuando se estiman las presiones, éstas son de poco uso para el Proyectista. La razón no es el nivel de presiones, muy alto pero de acuerdo con las medidas, sino el bajo nivel de conocimiento con respecto a las estimaciones de la respuesta estructural cuando las cargas son impulsos de corta duración.

Sin embargo, los análisis del riesgo del impacto del agua y la respuesta estructural global son útiles durante el proyecto como base de comparación entre varias formas o condiciones operacionales para ajustar el buque respecto a su capacidad de comportamiento en las olas o para determinar la aceptabilidad de las condiciones de carga.

Un gran número de autores han publicado trabajos sobre el tema considerado, citándose en las referencias [1 a 20] una lista de las principales publicaciones. En general se consideran tres cargas diferentes.

El primer fenómeno considerado ha sido el choque que se produce cuando el fondo de la proa, después de emerger, vuelve a entrar en el agua con la observación del impacto conocido como macheteo de fondo (bottom slamming). Se observan presiones locales elevadas que dan lugar a vibraciones en el casco (whipping).

El segundo fenómeno se observa cuando ocurren grandes movimientos relativos agua-proa, pudiendo producirse un impacto de la ola sobre el abanico de la proa. Las presiones son de magnitud inferior, pero actúan sobre una gran superficie y también pueden inducir una vibración fuerte. Este tipo de impacto se denomina macheteo de proa (slapping o bow flare slamming).

El último corresponde a la inmersión y caída de grandes masas de agua sobre la cubierta de proa, denominado embarque de agua. Este fenómeno es seguramente el menos analizado, debido a las dificultades presentadas por la discontinuidad del líquido.

El trabajo pretende presentar un método no demasiado sofisticado que se adapte bien a ser introducido en una cadena de programas de ordenador de la teoría clásica de rebanadas para el cálculo del movimiento del buque.

2. DESCRIPCION DEL METODO

Kawakami y Tanaka [20] propusieron un método para predecir las vibraciones de la viga-casco debido al impacto del agua, prescindiendo de su tipo. El método supone que las características estadísticas de las vibraciones pueden deducirse a partir del impacto de las olas (macheteo del fondo o de la proa, embarque de agua). Aunque los orígenes de las cargas son diferentes, la vibración transitoria es similar. El fenómeno se describe mediante la función de densidad de probabilidad de Rayleigh generalizada, propuesta por Voznensenskiy.

La función de densidad de probabilidad de la vibración se deduce a partir de la del macheteo de fondo, macheteo de proa o embarque de agua. El método no es totalmente analítico, puesto que las características temporales de la presión de impacto no pueden obtenerse por cálculo. Estos datos se determinan previamente a partir de ensayos con modelos.

2.1. Ecuaciones básicas

Según Kawakami [20], las características estadísticas de la vibración pueden aproximarse mediante la distribución de probabilidad de Rayleigh generalizada.

$$f(x) = n \left\{ \Gamma \left( 1 + \frac{1}{n} \right) \right\}^n x^{n-1} \exp \left\{ -\Gamma \left( 1 + \frac{1}{n} \right) x \right\} \quad [1]$$

- x = X/μ
- x = momento flector de la vibración (aleatorio)
- μ = valor medio de X
- n = orden de probabilidad
- Γ = función gamma de orden n.

la desviación estandar σ está dada por:

$$\sigma/\mu = \left\{ \Gamma \left( 1 + \frac{2}{n} \right) - \left\{ \Gamma \left( 1 + \frac{1}{n} \right) \right\}^2 \right\}^{1/2} / \Gamma \left( 1 + \frac{1}{n} \right) \quad [2]$$

y la distribución de probabilidad acumulativa es:

$$F(x) = \exp \left\{ - \left\{ \Gamma \left( 1 + \frac{1}{n} \right) x \right\}^n \right\} \quad [3]$$

Si la relación σ/μ se conoce, n puede determinarse por interpolación de la ecuación [2], que permite el cálculo de la distribución en mares regulares mediante la ecuación [3].

Los valores de σ y μ de la vibración se calculan a partir de la relación entre el nivel de vibración y la presión del impacto. El cálculo de la vibración se realiza por medio de una representación como viga del casco del buque. El buque se divide en un número adecuado de bloques, como se muestra en la figura 1.

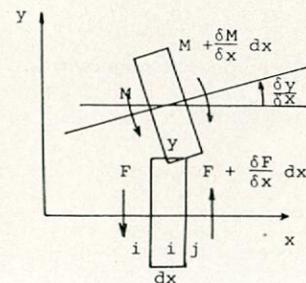
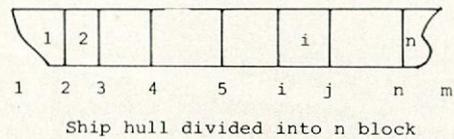


Fig. 1.—División del casco y notaciones.

En general, es suficiente un número de 20 bloques. El primer paso del cálculo es la determinación de las frecuencias libres. Con las notaciones de la figura 1, el equilibrio de un bloque está dado por la ecuación siguiente:

$$m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} - \left( \frac{mEI}{KGA} + \rho I \right) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2 \partial t^2} + \frac{m \rho I}{KGA} \frac{\partial^4 y}{\partial t^4} = 0 \quad [4]$$

siendo ρI<sub>r</sub> = momento de inercia de la masa por unidad de longitud, con relación a un eje normal al plano (x, z).

m = masa por unidad de longitud (incluida la masa añadida).

E = módulo de Young.

I = momento de inercia de la sección del casco del buque.

- A = área de la sección del casco del buque.
- K = relación del esfuerzo cortante medio al esfuerzo cortante en el eje neutro.

Teniendo en cuenta la separación de las variables x y t, por ejemplo:

$$y(x, t) = y(x) e^{i\omega t} \quad [5]$$

y la solución posible para y(x), se puede escribir la siguiente relación:

$$D_{nm} = A_n A_{n-1} \dots A_1 D_{11} \quad [6]$$

donde  $D_{mn} = \begin{bmatrix} Y \\ dy \\ dx \\ M \\ S \end{bmatrix}_{nm}$

- A = matriz función de las características de la viga
- n = número del bloque (fig. 1)
- m = n + 1 (sección última del bloque n).

Las frecuencias libres se obtienen haciendo que el determinante de la matriz  $A_n \dots A_1$  sea igual a cero.

$$|A_n A_{n-1} \dots A_1| = 0$$

El detalle del cálculo de  $A_a$  e  $Y_{ij}$  se da en el Anexo 1.

Si consideramos la condición de extremo libre de la viga-buque:

$$M_{11} = M_{nm} = S_{11} = S_{nm} = 0$$

se puede calcular:

$$Y_{11}, Y_{nm}, \left(\frac{dy}{dx}\right)_{11}, \left(\frac{dy}{dx}\right)_{nm}$$

y, por consiguiente, las deformaciones normalizadas de los modos  $y_i(x)$ .

Para calcular la respuesta de la vibración se utilizan las ecuaciones de Lagrange. El movimiento forzado o vibración en un modo particular i está dado por la ecuación:

$$q_i(t) y_i(x) \quad [7]$$

donde  $q_i$  es la coordenada generalizada.

La respuesta total es:

$$y(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} q_i(t) y_i(x) \quad [8]$$

En la práctica, para el cálculo de la vibración, son necesarios un pequeño número de modos. El programa de ordenador admite 5 modos, aunque el primer modo es, en general, suficiente para una estimación aceptable.

El momento flector y la fuerza cortante pueden representarse de la misma manera

$$M(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} q_i(t) M_i(x) \quad [9]$$

$$S(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} q_i(t) S_i(x)$$

$M_i$  y  $S_i$  se obtienen a partir de la ecuación [6].

La carga impulsiva se representa por medio de la función  $F(x, t)$ .

Usando las ecuaciones de Lagrange aplicadas al sistema viga-buque, la coordenada generalizada  $q_i(t)$  puede calcularse en función de las características de la viga,  $F(x, t)$  e  $y_i(x)$ . En este cálculo es necesario introducir un coeficiente de amortiguamiento N.

El detalle del cálculo de  $q_i$  se da en el Anexo 2.

## 2.2. Características estadísticas de la vibración

El objetivo del cálculo es determinar  $\sigma$  y  $\mu$  del momento flector de la vibración con respecto a la carga impulsiva.

Usando los resultados de ensayos con modelos, la presión a lo largo del tiempo está representada por

$$\varepsilon(e) = at e^{-at+1} \quad [10]$$

El cuerpo de proa se divide en rebanadas y la presión se supone constante e igual a  $p(x_n)$  en cada rebanada de longitud  $\Delta x_n$ .

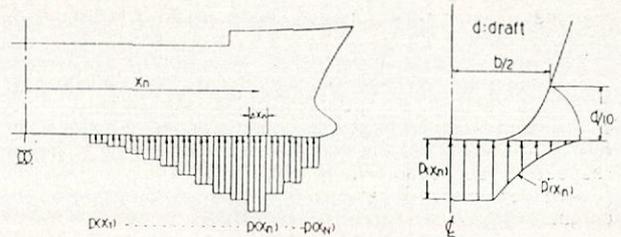


Fig. 2.—Distribuciones de la presión en el fondo.

Considerando la notación de la figura 2, la fuerza en la rebanada n está dada por:

$$F(x_n, t) = \left\{ \frac{2}{p(x_n)} \int_0^{b/2} p'(x_n) ds \right\} p(x_n) \Delta x_n \varepsilon(t)$$

que puede escribirse también de la forma:

$$F(x_n, t) = p(x_n) g(x_n) \varepsilon(t) \quad [11]$$

Introduciendo la ecuación [11] en la fórmula de  $q_i$ , que se da en el Anexo 2, se puede escribir:

$$q_i(t) = A_i(t) \sum_{n=1}^N p(x_n) q(x_n) y_i(x_n) \quad [12]$$

Para calcular  $\sigma$  y  $\mu$  de la distribución estadística del momento de la vibración es necesario determinar el  $\sigma_i$  y  $\mu_i$  de la distribución de  $q_i$  con respecto a la distribución característica de  $p(x_n)$ .

$$\mu_i = E[q_i(t)]$$

$$\sigma_i^2 = E\left\{q_i^2(t)\right\} - \mu_i^2 \quad [13]$$

Las ecuaciones [13] pueden calcularse a partir de la función de densidad de probabilidad conjunta de la presión del impacto

$f[p(x_1) \dots p(x_N)]$  y:

$$\mu_i = \int p(x_1) \dots \int p(x_N) A_i(t) \sum_{n=1}^N p(x_n) g(x_n) y_i(x_n) f[p(x_1) \dots p(x_N)] x_1 dp(x_1) x_N dp(x_N) \quad [14]$$

La dificultad proviene de  $f[p(x_1) \dots p(x_N)]$  que no se conoce claramente. Los autores del método [20] proponen una aproximación establecida de la correlación entre los cálculos y las medidas de ensayos con modelos. Se han introducido los factores de correlación  $C_\mu$  y  $C_\sigma$ ,

para que:

$$\begin{aligned} \mu_i &= C_\mu \mu_i^* \\ \sigma_i &= C_\sigma \sigma_i^* \end{aligned} \quad [15]$$

con:

$$\mu_i^* = A_i(t) \sum_{n=1}^N g(x_n) y_i(x_n) E[p(x_n)]$$

y:

$$\sigma_i^{*2} = A_i(t) \sum_{j=1}^N \sum_{k=1}^N g(x_j) g(x_k) y_i(x_j) y_i(x_k) E[p(x_j) p(x_k)] + A_i^2(t) \sum_{j=1}^N g^2(x_j) y_i^2(x_j) E[p^2(x_j)] - \mu_i^2$$

**2.3. Características de la distribución de presión**

Las presiones impulsivas, según se ha expuesto, pueden tener tres orígenes diferentes para los que han de ser consideradas distribuciones estadísticas diferentes.

Para el macheteo de fondo (slamming) se usará la distribución dada por Ochi

$$f[p(x_j)] = \frac{1}{\rho K_j R_{v_j}} \exp \left\{ -\frac{p(x_j)}{\rho K_j R_{v_j}} + \frac{d_j^2}{2R_{r_j}^2} \right\} \quad [16]$$

donde:

- $\rho$  = densidad del agua
- $R_{v_j}^2$  = varianza de la velocidad relativa en  $x_j$
- $R_{r_j}^2$  = varianza del movimiento relativo en  $x_j$
- $d_j$  = calado de la sección  $j$
- $K_j$  = coeficiente experimental de impacto

y por consiguiente:

$$E[p(x_j)] = \rho K_j R_{v_j}^2 \exp \left\{ -\frac{d_j^2}{2R_{r_j}^2} \right\}$$

$$E[p(x_j) p(x_k)] = \rho^2 K_j K_k R_{v_j}^2 R_{v_k}^2 \exp \left\{ -\frac{d_j}{2R_{r_j}^2} - \frac{d_k}{2R_{r_k}^2} \right\}$$

$$E[p^2(x_j)] = 2\rho^2 K_j^2 R_{v_j}^4 \exp \left\{ -\frac{d_j}{dR_{r_j}^2} \right\}$$

Para el macheteo de proa (slapping), usando el método propuesto por Ochi y considerando la fórmula de la presión.

$$p = KV^2 \cos \beta \quad [18]$$

y hallando

$$f(p) = \frac{1}{2KR_v \cos \beta} \exp \left\{ -\frac{p}{2KR_v \cos^2 \beta} \right\} \quad [19]$$

donde:

- $K$  = coeficiente de presión que aparece en la ecuación [18]
- $R_v^2$  = varianza de la velocidad relativa
- $\beta$  = ángulo de la superficie del casco con respecto a la superficie de aguas tranquilas,

y siguiendo el mismo método que para el macheteo de fondo se puede calcular

$$E[p(x_j)], E[p(x_j) p(x_k)], E[p^2(x_j)]$$

El embarque de agua se considera que ocurre cuando el movimiento relativo excede al francobordo efectivo de la sección del buque:

$$Z_r > f_c \quad [20]$$

El movimiento relativo  $Z_r$  puede expresarse con respecto al movimiento relativo calculado linealmente utilizando

la teoría de rebanadas, al que se añade una corrección para tener en cuenta el oleaje:

$$Z_r = Z + C_d \dot{Z} = Z (1 + C_d \omega_e) \quad [21]$$

donde:

- $C_d$  = coeficiente para el oleaje dinámico
- $\omega_e$  = frecuencia angular del movimiento del buque.

A partir de datos experimentales, la presión del impacto del agua se expresa por:

$$p = K(Z_r - f_c) \quad [22]$$

La función de densidad de probabilidad de  $p$  se deduce a partir de la densidad de probabilidad del movimiento relativo:

$$f(p) = f(Z) \frac{dZ}{dp} \quad [23]$$

que permite calcular como antes  $E[p]$  ... cuando se considera que:

$$f(Z) = \frac{Z}{R_r^2} \exp \left\{ -\frac{Z}{2R_r^2} \right\} \quad [24]$$

Pero  $E[p]$  y  $E[p^2]$  pueden obtenerse directamente de  $Z$ , como se indica a continuación. Si llamamos  $R$  a la desviación estandar de  $Z_r$ :

$$R = R_r + C_d R_v \quad [25]$$

$$E[p] = K \cdot E[Z_r - f_c] = K \int_{f_c}^{\infty} (Z_r - f_c) \frac{Z_r}{R^2} \exp \left\{ -\frac{Z_r}{2R} \right\} dZ_r$$

$$\text{ó } E[p] = \sqrt{2R} \left\{ \frac{1}{2} \sqrt{\pi} - \int_0^{f_c/\sqrt{2}} e^{-t^2} dt \right\} \quad [26]$$

$$E[p^2] = K^2 E[(Z_r - f_c)^2] = K^2 \int_{f_c}^{\infty} (Z_r - f_c)^2 \frac{Z_r}{R^2} \exp \left\{ -\frac{Z_r}{2R} \right\} dZ_r$$

**2.4. Predicción del momento de la vibración (whipping)**

Cuando se conoce  $E[p]$  puede calcularse  $\mu_i$  a partir de la ecuación [15] e integrando la ecuación [1] se obtiene la distribución acumulativa del momento flector de la vibración expresada por:

$$F(x) = \exp \left\{ -\Gamma \left( 1 + \frac{1}{n} \right) X^n \right\} \quad [28]$$

Para el modo  $i$ ,  $X = M_i / \mu_i$  es el momento flector correspondiente debido a la vibración. La mar irregular es la suma de una serie de estados de mar regulares, por lo que el primer paso es calcular el  $M_i$  sobre una base de mares regulares. El momento flector máximo en un estado de mar fijo se supone normalmente que corresponde a un nivel de probabilidad de  $1/N$  donde:

$$N = \frac{1800}{2\pi} \cdot \frac{R_v}{R_r} \quad [28]$$

$R_v$  y  $R_r$  se determinan en la perpendicular de proa.  $N$  corresponde aproximadamente al número de olas encontradas por el buque durante treinta minutos. El valor de  $n$  está dado por la ecuación [2].

El momento de la vibración del modo  $i$  está dado, entonces, por

$$M_i = \mu_i (\text{Log } N)^{1/n} / \Gamma \left( 1 + \frac{1}{n} \right) \quad [29]$$

El momento flector en la mar irregular se calcula combinando los diversos niveles calculados sobre los estados de mar seleccionados y las condiciones de navegación del buque, teniendo en cuenta las probabilidades de la observación.

3. APLICACION

El método descrito ha sido introducido en la cadena de programas de ordenador del cálculo del movimiento del buque en la ola, basado en la teoría de rebanadas. Las mismas rebanadas se consideran para los cálculos del movimiento del buque de la vibración. Los diferentes pasos del cálculo se describen a continuación.

3.1. Pasos del cálculo

El primer paso corresponde a los programas clásicos de arquitectura naval para calcular el momento flector en aguas tranquilas, por ejemplo, descripción de las formas y cargas del buque y cálculo del equilibrio de éste en aguas tranquilas.

A continuación se calculan las frecuencias libres de la viga-buque, para lo que se requiere la introducción del área e inercia de la sección de la estructura obtenidas mediante programas clásicos de verificación del módulo de la sección. Se calculan los esfuerzos de flexión y cortantes, y, también, es necesaria la masa añadida del buque. Se obtienen a partir de los programas que se usan para el movimiento del buque o, en este caso, la frecuencia de vibración. Pero la masa añadida es sólo un porcentaje de la masa total de la sección y se introduce una simplificación considerando el nivel límite cuando las frecuencias aumentan.

Las frecuencias libres y las formas de la deformación de cada modo se calculan mediante el método de la matriz, según se describe en el párrafo 2.1.

Cuando se conoce la masa de agua añadida, se realiza el cálculo de los movimientos del buque utilizando la teoría de rebanadas. Los cálculos permiten determinar las funciones de transferencia del movimiento y velocidad relativos a lo largo de la eslora del buque. En general se considera sólo una velocidad del buque y varias longitudes y alturas de la ola para obtener una representación suficientemente aproximada de las funciones de transferencia.

A continuación se elige un conjunto de estados de mar, representado cada uno de ellos por una función de densidad espectral de energía, como la de Pierson-Moskowitz o la fórmula I.S.S.C. El espectro de la respuesta se calcula para poder determinar la desviación estandar del movimiento y velocidad relativos de las secciones consideradas. Se calcula el riesgo de la presión impulsiva, así como las características estadísticas de la presión, teniendo en cuenta el coeficiente experimental y las ecuaciones del párrafo 2.3.

También se calculan las características de la respuesta transitoria debida a un impacto unitario, cuyo histograma se ha introducido.

Estas características asociadas con las características estadísticas de presión permiten calcular, utilizando las ecuaciones del párrafo 2.2., el valor medio y la desviación estandar de cada modo del momento de la vibración considerada.

Conociendo el valor medio  $\mu$  y la desviación estandar  $\sigma$ , se determina, por interpolación, el orden  $n$  de la función de densidad de probabilidad generalizada (ecuación 2). A continuación se calcula, para cada modo, el momento máximo de la vibración y, sumando, el momento máximo de la vibración para cada estado de la mar. A cada estado de la mar se asocia una probabilidad de suceso que permite el cálculo del momento máximo de la vibración en la mar irregular. Este cálculo requiere el uso de la distribución de probabilidad del momento de la vibración dada por la ecuación [27]. El método es el mismo que se usa para el cálculo de los movimientos o momento flector del buque en las olas.

La extensión del programa para el cálculo de la vibración representa aproximadamente unas mil líneas Fortran.

3.2. Ejemplo de cálculo

El método ha sido aplicado a un petrolero, cuyas caracte-

terísticas principales, en la condición de carga considerada, son las siguientes:

Eslora (Lpp) ... ..	356,00 m.
Manga (B) ... ..	55,45 m.
Puntal (D) ... ..	20,75 m.
Calado medio (Tm) ... ..	6,10 m.
Calado en proa (Tpr) ... ..	0,30 m.
Calado en popa (Tpp) ... ..	11,90 m.
Desplazamiento ( $\Delta$ ) ... ..	77.452 t.
Distancia del centro de gravedad desde la perpendicular de popa (L.C.G.) ... ..	138,32 m.
Radio longitudinal de giro (kyy) ... ..	105,07 m.
Altura del centro de gravedad sobre la base (KG) ... ..	13,16 m.
Altura metacéntrica (GM) ... ..	32,83 m.
Periodo natural de balance (T $\Phi$ ) ... ..	8,7 seg.
Periodo natural de cabeceo (To) ... ..	10,9 seg.

El momento de inercia de la sección media del buque es 1.147,52 m<sup>4</sup>, y su distribución a lo largo de la eslora del buque se ha estimado mediante el uso de la curva sintética de la figura 3.

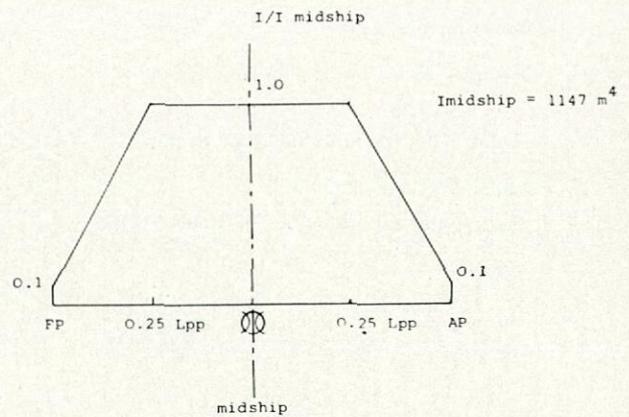


Fig. 3.—Distribución del momento de inercia.

Las frecuencias naturales calculadas son iguales a 0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 2,4 Hz desde el modo 1 al modo 5. Los movimientos del buque se calculan para una velocidad de 12 nudos con 13 ángulos de enfilación. Para cada valor de la velocidad y enfilación, se han considerado 15 longitudes de ola para calcular el movimiento del buque y por interpolación 50 longitudes de ola para el análisis del espectro. Las características estadísticas han sido calculadas usando 8 espectros de energía I.S.S.C. con 1 m. de

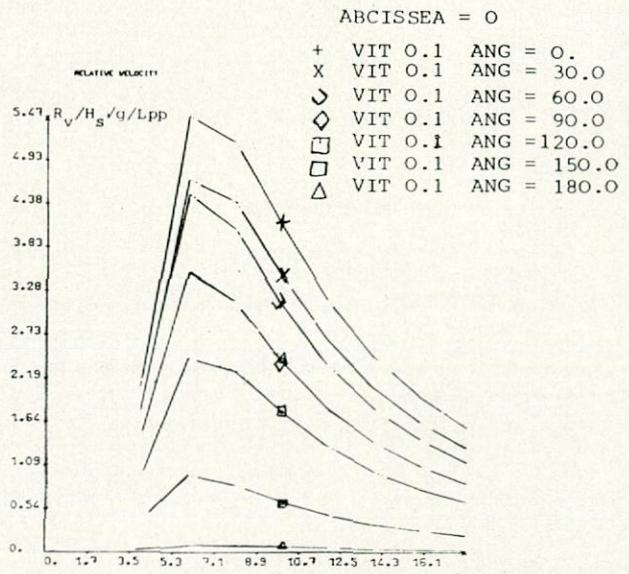


Fig. 4.—Desviación standard de la velocidad relativa en la perpendicular de proa  $R_v/H_s \sqrt{g/L_{pp}}$ .

altura significativa y 8 períodos aparentes de 4 a 18 seg. en saltos de 2 seg.

El cálculo permite la determinación de la probabilidad de salida del agua, de que se exceda la velocidad crítica  $V_c^2 = 0,085 Lpp$  y del macheteo de fondo. Por lo tanto se pueden obtener los valores de las desviaciones estandar  $R_r$  y  $R_v$  del movimiento y velocidad relativos. La figura 4 muestra  $R_v$  en función del estado de la mar.

La predicción en mares irregulares ha sido realizada usando la tabla de observaciones del Atlántico Norte. El momento flector de la vibración en la mar irregular se representa en la figura 5.

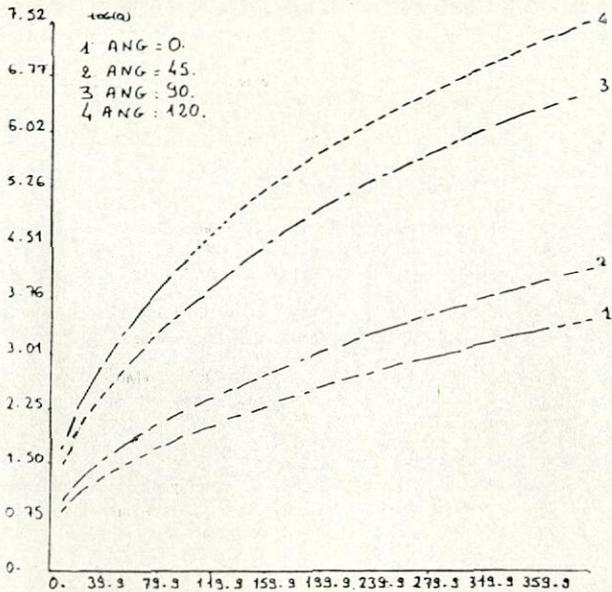


Fig. 5.—Momento de la vibración, en mar irregular, en la cuaderna media, en función del nivel de probabilidad y del ángulo de enfilación. Velocidad, 12 nudos.

El tiempo total para el cálculo representa menos de una hora de ordenador IBM 5341. El tiempo necesario para la preparación y análisis de los resultados representa aproximadamente dos semanas-hombre.

3.3. Comparación con los ensayos de modelos

El estudio experimental del comportamiento del buque con relación al macheteo de fondo (slamming) ha sido realizado con un modelo de madera a escala 1:70 del buque considerado. Las pruebas se han realizado en la condición de carga usada en el cálculo anterior y se han determinado las siguientes variables: las frecuencias naturales del modo de flexión, forma del modo vibratorio, movimiento del buque, movimiento relativo, distribución de presión a lo largo del fondo en proa y el momento de la vibración.

En la figura 6, se comparan los resultados de los ensayos con los del cálculo del movimiento relativo en la perpendicular de proa.

Es aceptable considerar que la condición de carga de calado cero en proa presenta alguna dificultad en la determinación de la masa añadida y amortiguamiento de la ola en el cuerpo de proa del buque.

Las medidas han proporcionado los valores siguientes, expresados a escala real para los primeros modos naturales: 0,83; 2,3; 3,2 Hz.

Por tanto, la correlación entre las medidas y cálculos de la frecuencia natural es muy pobre. Pero este hecho

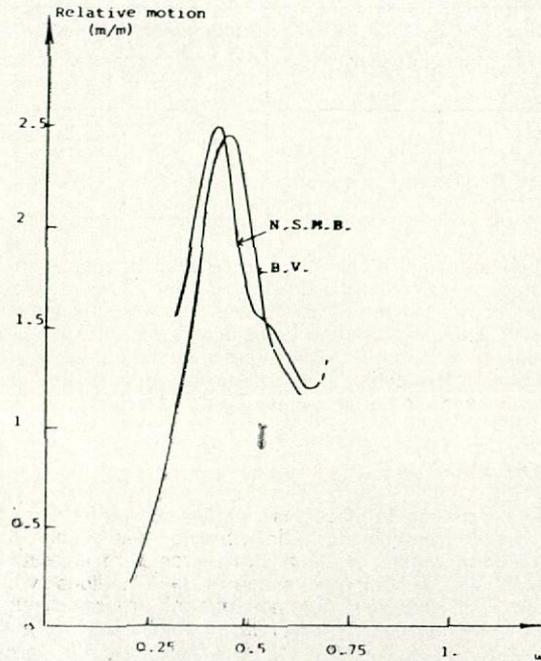


Fig. 6.—Correlación entre movimientos relativos en la perpendicular de proa, medidos y calculados.

puede explicarse parcialmente por la imposibilidad de reducir a escala la propiedad estructural del casco del buque. La misma observación puede formularse para el coeficiente de amortiguamiento.

De las medidas efectuadas se ha obtenido que el intervalo medio en el nivel de la mitad de la máxima presión de impacto, representado a escala según la Ley de Froude, es de aproximadamente 0,05 seg., por lo que el incremento de tiempo de la máxima presión debería ser del orden de 0,01 seg. Este valor se aproxima al que se ha usado en nuestro programa de ordenador. Las presiones de impacto se determinan utilizando los coeficientes de presión deducidos de los ensayos. La figura 7 muestra que los resultados de los cálculos y ensayos relativos a una mar aleatoria de  $H_s = 7,5$  m. y  $T_{ma} = 10$  seg. son del mismo orden.

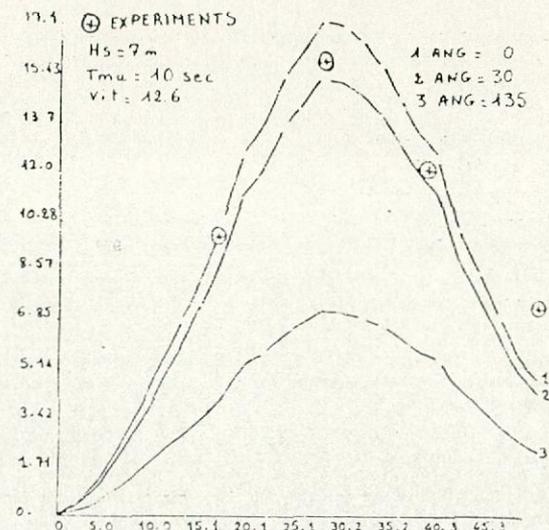


Fig. 7.—Distribución de la presión en el fondo de proa en función del ángulo de enfilación.

La comparación de la posibilidad del macheteo de fondo se muestra en la tabla siguiente:

Estado del mar	Probabilidad de macheteo	
	Calculada	Medida
Hs = 3 m.; Tma = 7 seg.	24 %	31 %
Hs = 7,5 m.; Tma = 10 seg.	71 %	72 %

El momento de la vibración en la sección media se ha medido para mar aleatoria de Hs = 7,5 m. y Tma = 10 seg. El valor de la amplitud media es de aproximadamente  $6,0 \times 10^5$  T.m. cuando el valor calculado es  $9,0 \times 10^5$  T.m. Los valores no son próximos, pero no hay que esperar una buena correlación a causa de las dificultades para realizar la semejanza de la flexibilidad estructural.

4. CONCLUSION

Se ha presentado una descripción del método y del programa de predicción de la vibración (whipping). Los datos experimentales no son suficientes para un estudio detallado de la comparación entre las medidas y los cálculos. Sin embargo, creemos que el programa puede usarse al menos para estudiar la influencia de diferentes parámetros, tales como el calado (condición de carga), velocidad del buque, ángulo de enfilación y estado de la mar, en el comportamiento del buque con respecto al impacto del agua.

Puede utilizarse para establecer un diagrama que dé la velocidad del buque y ángulo de enfilación en función de los estados de la mar con los que el buque navegará sin que se produzca impacto de la ola o sin que exceda de un número dado de golpes por hora.

RECONOCIMIENTO

Los cálculos del buque han sido realizados por un Grupo de Trabajo y los ensayos con modelo se han llevado a cabo en el N.S.M.B. Los autores expresan su agradecimiento al Grupo de Investigación Cooperativa del N.S.M.B. y en particular a Mr. Oosterveld y Mr. Blok, por su autorización para utilizar los resultados. También quieren expresar su agradecimiento a Mr. Kawakami y Mr. Tanaka por su cooperación durante el desarrollo del estudio.

REFERENCIAS

- TOWNSEND H. H.: «Observations of ship damage over the past century» S.N.A.M.E. Ship structures symposium Washington D.C. Oct. 6.8.1975.
- CECIL E. L., Jr.: «Impact loads on the hull of YP 110 (Ex PT8) during rough water trials». David Taylor Model Basin Report C. 96 March 1948.
- GREENSPON J. E.: «Sea test of the U.S.C.G.C. Unimark Part 3 Pressure strains and deflection of the bottom plating incident to slamming». David Taylor Model Basin Report 978 March 1956.
- CHUANG S. L.: «Experimental investigation of dynamic interaction between rectangular elastic plate and fluid during flat bottom slamming». N.S.R.D.C. Report 2411 June 1967.
- OCHI, M. K. and MOTTOR L. E.: «Prediction of slamming characteristics and hull responses for ship design». Trans S.N.A.M.E. Vol. 81 1973.
- JONES N.: «Slamming damage». Journal of Ship Research Vol. 17 N.º 2 1973.
- MC CALLUM: «The strenght of fast cargo». R.I.N.A. Spring Meeting 1974.
- JASPER N. H. and BIRMINGHAM J. T.: «Strain and motions of U.S.S. Essex (CVA 9) during storms near Cap Horn». D.T.M.B. Report 1916 August 1958.
- MACLEAN W. M. and LEWIS E. V.: «Further analysis of slamming stress on S.S. Wolverine State». Webb Institute of Naval Architecture Report 10.17. 1970.

- KUMAKURA Y., NAGANO T., OKUMOTO Y. and TANIDA K.: «Stress and motions measurements on the container ships Japanese in service». I.H.I. Review Vol. 14 N.º 6 1974.
- KUWAI T.: «Wave induced force exciting hull vibration and its response». Trans. West Japan Society of Naval Architects N.º 44 M35 47 1972.
- LEIBOWITZ R. C.: «A method for predicting slamming forces and response on a ship hull». D.T.M.B. Report 1691 Sept. 1963.
- ANDREW J. N.: «A method for computing the response of a ship to a transient force». D.T.M.B. Report 1544 1968.
- KLINE R. G. and CLOUGH R. W.: «The dynamic response of ship's hull as influenced by proportion, arrangement Loading and structural stiffness». S.N.A.M.E. Spring Meeting July 1967.
- KAPLAN P. and SARGENT T. P.: «Further studies of compter simulation of slamming and other wave. Induced vibratory structural loading on ship in waves». Ship structure Committee Report 231 1972.
- ST DENIS M. and FRESH S.: «The effect of ship stiffness upon the structural response of a cargo ship to an impulse load». S.S.C. Report 186 1968.
- NAGAI T., OHTAKA K. and OHJI M.: «On the transient vibration of beam attached with local vibration system». Trans. West Japan Society of Naval Architects N.º 33 1967.
- R. E. D. BISHOP, W. G. PRICE, P. K. Y. TAM: «On the dynamic slamming». R.I.N.A. Spring Meeting 1978.
- YAMAMOTO Y., FUJINO M., T. FUKASAWA: «Motion and longitudinal strength of a ship in head sea and the effects of non linearities».
- KAWAKAMI M.: «Advanced Course of ship vibration». KAWAKAMI M., TANAKA T.: «Stochastic prediction of whipping vibration of very high speed ship due to slamming». Ten West Japanese Society of Naval Architects N.º 56 August 1978.
- BATES N. K.: «Minimum freeboard requirements for dry fore-redecks, a design procedure». S.N.A.M.E./STAR symposium Houston 1979.
- BALES N. K., WATKINS R. M.: «Validity of analytical predictions of deck wetness for an offshore supply vessel in following waves». D.T.N.S.R.D.C. Report SPD 726 01 1976.
- OLIVIER J. C., VAN MATER P. R. Jr.: «Vevelopment of an analytical technique for predicting deck wetness». Giannotti and Ass. Report 78 030 01 1981.
- OLIVIER J. C.: «Methodology for the prediction of deck wetness». Giannotti and Ass.

ANEXO I

Cálculo de las frecuencias libres de la viga buque

Refiriéndose a la figura 1, puede escribirse la siguiente ecuación:

$$\frac{m\delta^2y}{\delta t^2} + EI \frac{\delta^4y}{dx^4} - \left( \frac{mEI}{KGA} + \rho l \right) \frac{\delta^4y}{\delta x^2 \delta t^2} + \frac{m\rho l}{KGA} \frac{\delta^4v}{\delta t^4} = 0 \tag{1.1}$$

(ecuación [4], párrafo 2.1)

La solución puede escribirse por la ecuación [5] como sigue:

$$y(x) = C_1 \text{sen } K_1x + C_2 \text{cos } K_1x + C_3 \text{sh } K_2x + C_4 \text{ch } K_2x$$

donde:

C<sub>1</sub>, C<sub>2</sub>, C<sub>3</sub>, C<sub>4</sub> son constantes de integración

$$K_1 = (k_1 + \sqrt{k_1^2 - k_2^2})^{1/2} \tag{1.3}$$

$$K_2 = (-k_1 + \sqrt{k_1^2 - k_2^2})^{1/2}$$

y

$$k_1 = \frac{1}{2} \frac{\omega^2}{EI} \left( \frac{mEI}{KGA} + \rho I \right)$$

$$k_2 = \frac{\omega^2}{EI} \left( \frac{\pi \rho I_r}{kGA} \omega^2 - m \right) \quad [1.4]$$

Para realizar el cálculo,  $y(x)$  es la suma de las desviaciones correspondientes a la flexión y esfuerzo cortante.

$$y = y_B + y_S$$

obteniéndose las siguientes ecuaciones:

$$\frac{dy_B}{dx} = a \frac{dy}{dx} + a \frac{d^3y}{dx^3}$$

$$M = dy + c \frac{d^2y}{dx^2} \quad [1.5]$$

$$S = e \frac{dy}{dx} + f \frac{d^3y}{dx^3}$$

donde M es el momento flector y S la fuerza cortante, a, b, c, d, e y f son características estructurales definidas como sigue:

$$a = \frac{EAI/kGA - kGA/\omega^2 \rho}{I_r - kGA/\omega^2 \rho} \quad b = \frac{EI/\omega^2 \rho}{I_r - kGA/\omega^2 \rho} \quad C = EI \quad [1.6]$$

$$d = \frac{\omega^2 m EI}{KGA} \quad e = \frac{EAI + kGAI}{I_r - kGA/\omega^2 \rho} \quad f = \frac{kGA/\omega^2 \rho}{I_r - kGA/\omega^2 \rho}$$

Introduciendo la ecuación [1.2] en las ecuaciones [1.5] y escribiendo:

$$D_{ii} = \begin{bmatrix} y_{ii} \\ \left(\frac{dy}{dx}\right)_{ii} \\ M_{ii} \\ S_{ii} \end{bmatrix} \quad D_{ij} = \begin{bmatrix} y_{ij} \\ \left(\frac{dy}{dx}\right)_{ij} \\ M_{ij} \\ S_{ij} \end{bmatrix} \quad C_i = \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \end{bmatrix} \quad [1.7]$$

se obtiene:

$$C_i = B_i D_{ii} \quad [1.8]$$

$$D_{ij} = B_j C_i$$

Por consiguiente:

$$D_{ij} = B_j B_i D_{ii} = A_i D_{ii}$$

La notación es tal que  $j = i + 1$  e  $i$  es el número de la sección. Yendo desde la sección 1 a la  $n$  (con  $m = n + 1$ ) el equilibrio de la viga-buque está dado por:

$$D_{nm} = A_n A_{n-1} \dots A_2 A_1 D_{11} \quad [1.9]$$

donde:

$$A_i = B_j B_i \text{ dados por las ecuaciones [1.2], [1.5] y [1.8].}$$

Las frecuencias libres se obtienen haciendo:

$$|A_n A_{n-1} \dots A_2 A_1| = 0$$

ANEXO 2

Cálculo de las coordenadas generalizadas de Lagrange

La ecuación de Lagrange del movimiento es:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial P}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = \frac{\partial w}{\partial q_i} \quad [2.1]$$

donde:

- $q_i$  = coordenada generalizada  $i$
- T = energía cinética
- P = energía potencial

D = función de disipación  
w = trabajo de las fuerzas externas,

que están dadas por las fórmulas siguientes:

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L m \left( \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \right)^2 dx$$

$$P = \frac{1}{2} \int_0^L EI \left( \frac{\partial^2 y_B}{\partial x^2} \right)^2 dx + \frac{1}{2} \int_0^L KGA \left( \frac{\partial y_S}{\partial x} \right)^2 dx$$

$$D = \frac{1}{2} \int_0^L N \left( \frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 dx \quad [2.2]$$

$$w = \int_0^L F(x, t) y dx$$

donde:

- m = masa por unidad de longitud
- I = momento de inercia de la sección
- A = área de la sección
- k = relación del esfuerzo cortante medio al esfuerzo cortante máximo.
- N = coeficiente de amortiguamiento
- F = fuerza impulsiva
- L = eslora del buque
- E = módulo de Young
- G = módulo de cizalla
- y = desviación total
- $Y_R$  = desviación de tensión
- $Y_S$  = desviación de cizalla

El cálculo de las frecuencias libres permite determinar las diversas deformaciones de los modos libres. El modo normal adimensional  $i$  está dado por  $Y_i(x)$ . La deformación forzada puede escribirse como:

$$y(x, t) = \sum_1^{\infty} q_i(t) Y_i(x) \quad [2.3]$$

Introduciendo la relación [2.3] en la ecuación [2.2.] y, después, los resultados en la ecuación [2.1] se obtiene:

$$\ddot{q}_i \int_0^L m Y_i^2 dx + \dot{q}_i \int_0^L N Y_i^2 dx + q_i \int_0^L \left\{ EI \left( \frac{d^2 Y_{Bi}}{dx^2} \right)^2 + kGA \left( \frac{dY_{Si}}{dx} \right)^2 \right\} dx = \int_0^L F(x, t) Y_i dx \quad [2.4]$$

con la notación:

$$\alpha_i^2 = \int_0^L m Y_i^2 dx \quad 2 \gamma_i = \frac{1}{\alpha_i} \int_0^L N Y_i^2 dx \quad [2.5]$$

$$\lambda_i^2 = \frac{1}{\alpha_i} \int_0^L \left\{ EI \left( \frac{d^2 Y_{Bi}}{dx^2} \right)^2 + kGA \left( \frac{dY_{Si}}{dx} \right)^2 \right\} dx$$

La ecuación [2.4] puede escribirse:

$$\ddot{q}_i + 2 \gamma_i \dot{q}_i + \lambda_i q_i^2 = \frac{1}{\alpha_i} \int_0^L F(x, t) Y_i dx \quad [2.6]$$

Teniendo en cuenta que  $\dot{q}_i = 0$ ,  $\ddot{q}_i = 0$  para  $t = 0$ , la solución es:

$$q_i(t) = \frac{1}{\alpha_i \nu_i} \int_0^t e^{-\gamma_i(t-z)} \text{sen } \nu_i(t-z) \left[ \int_0^L F(x, t) Y_i(x) dx \right] dz \quad [2.7]$$

donde:

$$\nu_i = \sqrt{\lambda_i^2 - \gamma_i^2}$$

## BARCOS

### BUQUE TIPO DIQUE

En el astillero de Helsinki, de Valmet, ha sido entregado recientemente, al armador soviético Soviet Danube Shipping Company, el buque nodriza de transporte de barcazas «Boris Polevoy», de 8.800 TPM, que mantendrá un servicio de línea en las áreas del Mar Negro, Mediterráneo y Mar Rojo, distribuyendo y recogiendo las barcazas procedentes de la amplia red de los distintos ríos para los dos buques de altura de 38.000 TPM del tipo Seabee que Valmet entregó en 1978-79 para la flota soviética. El nuevo buque del tipo dique ha sido proyectado y construido totalmente en el citado astillero y un buque gemelo será entregado en el próximo otoño.

Valmet ha estado desarrollando intensamente los sistemas de manejo de barcazas para satisfacer las necesidades tanto del tráfico oceánico como los problemas del transporte en aguas interiores, intentando integrarlos de la forma más eficiente y económica. El sistema completo de transporte de barcazas desarrollado por Valmet incluye diferentes tipos de barcazas, varios modelos de buques nodriza, buques alimentadores, remolcadores empujadores y también una terminal de carga patentada, la VLP (Valmet Lighter Port).

Las barcazas son manejadas por un remolcador empujador de 440 kW, que fue entregado con el buque. Los empujadores son construidos por el astillero Valmetin Laivateollisuus, filial de Valmet. Está previsto que efectúen su servicio junto con los buques nodriza y también son adecuados para el transporte por río y uso en puerto. Normalmente, un remolcador está acoplado a dos barcazas con cables, cuya tensión se mantiene constante mediante cilindros hidráulicos. Dispone de dos hélices-timón, accionadas por motores diesel de 300 HP (220 kW) cada uno, resultando la mejor maniobrabilidad posible para el

conjunto remolcador/barcaza. Todas las operaciones del empujador son controladas a distancia desde un puente de gobierno elevable.

Los grandes buques nodriza de altura entregados anteriormente son cargados elevando las barcazas con una plataforma elevadora sobre las tres cubiertas del buque. Los nuevos buques alimentadores del tipo de dique abierto pueden cargarse directamente desde el muelle o en el mar. Cuando la carga se efectúa en el mar, el buque puede ser lastrado o deslastrado con la ayuda de dos bombas de lastre de 1.500 m<sup>3</sup>/h. de capacidad y después de alcanzar el calado requerido las barcazas pueden entrar o salir flotando. Las barcazas son llevadas hasta su posición mediante troles operados por chigres. Durante el deslastrado las barcazas se mantienen en su posición por medio de chigres especiales. La bodega de carga, con forma de U, de 125 m. de eslora y 24,5 m. de manga, tiene una superficie libre de cubierta de 3.000 m<sup>2</sup>, suficiente para transportar seis barcazas Danube o doce barcazas LASH. La puerta de popa estanca también actúa como rampa para las cargas ro-ro. Puede transportar más de 500 contenedores de 20' en tres capas y también cargas a granel y madera.

Gracias a la gran capacidad de las bombas, el tiempo de lastrado y deslastrado es de sólo doce horas. Estas operaciones pueden efectuarse en una zona de fondeo abrigada sin necesidad de entrar en puerto, con lo que se evitarán, posiblemente, los elevados derechos portuarios.

Está propulsado por dos motores diesel de velocidad media Wartsila-Vasa, tipo 9R32, de nueve cilindros y 5.560 kW, que accionan sendas hélices de paso controlable a través de reductores. La energía eléctrica es suministrada por dos generadores de 800 kW acoplados a los ejes de los motores principales o por dos diesel-alternadores de



400 kW. Los motores principales, así como la restante maquinaria y bombas, son controlados a distancia desde el puente.

Las dos hélices y los dos timones le dan una excelente capacidad de evolución. También tiene instalada una hélice en proa de 80 kW.

En la superestructura, situada en proa, además de los alojamientos para 42 personas, comedores, cámaras y salones, se han instalado biblioteca, laboratorio fotográfico, sala de oficinas, sauna con piscina y una amplia sala de deportes.

Las características principales de estos buques son:

Eslora total ... ..	158,9 m.
Eslora entre perpendiculares ... ..	141,2 m.
Manga ... ..	31,0 m.
Puntal ... ..	15,5 m.
Calado máximo ... ..	4,4 m.
Calado máximo sumergido ... ..	9,3 m.
Peso muerto ... ..	8.800 t.
Volumen de la bodega de carga ... ..	31.000 m <sup>3</sup>
Carga máxima en cubierta ... ..	8,0 t/m <sup>2</sup>
Capacidad de barcasas Danube Sea ... ..	6
Capacidad de barcasas LASH ... ..	12
Capacidad de contenedores de 20' ... ..	513
Velocidad ... ..	13,4 nudos
Tripulación ... ..	32

## ASTILLEROS

### ACTIVIDAD DE LOS ASTILLEROS NACIONALES DURANTE EL MES DE MARZO DE 1984

#### NUEVOS CONTRATOS

**Astilleros Armón.**—«BANUSO-4», «BANUSO-5», «BANUSO-6» y «BANUSO-7». Cuatro camaroneros de 150 TRB y 85 TPM. Armador: Banuso Fisheries Ltd., de Nigeria. Motor propulsor: Caterpillar, tipo 3412D, de 450 BHP a 1.800 rpm.

Pesquero de 140 TRB y 106 TPM. Armador: Ramón Durán Rey, de España. Motor propulsor: Barreras/Deutz, tipo AB-8M-528, de 460 BHP a 750 rpm.

**Astilleros del Atlántico.**—Dos cargueros polivalentes de 1.540 TRB y 3.100 TPM. Armador: Marítima Acamar, S. A., de España. Motor propulsor: Echevarría/B&W, tipo 8S28LU, de 1.950 BHP a 750 rpm.

**Astilleros Gondán.**—Pesquero de arrastre de 495 TRB y 700 TPM. Armador: José Pereira Alvares, de España. Motor propulsor: A.B.C., tipo DZC, de 1.450 BHP a 750 rpm.

**Astilleros y Talleres Celaya.**—Pesqueros de arrastre y cerco de 110 TRB y 42 TPM. Armador: Mohammed Abdul Rahman Attar, de Arabia Saudita. Motor propulsor: Caterpillar, tipo 3508TA, de 565 BHP a 1.200 rpm.

Tres remolcadores de 425 TRB y 300 TPM. Armador: The Ports Authority, de Arabia Saudita. Cada buque irá propulsado por dos motores Deutz, tipo SBV9M628, de 2.250 BHP a 1.000 rpm.

#### BOTADURAS

**Astilleros de Huelva.**—«REMOLCANOSA CIEN». Suministro a plataformas de perforación de 1.490 TRB y 1.850 TPM. Armador: Remolcadores Nosa Terra, S. A. (REMOLCANOSA), de España. Irá propulsado por dos motores SACM-AGO de 4.390 BHP a 1.000 rpm.

**Astilleros y Talleres Celaya.**—«KENZA II». Pesquero de arrastre por popa de 350 TRB y 328 TPM. Armador: Mako Fisheries, de Marruecos. Motor propulsor: Volund, tipo DMTK-830, de 1.160 BHP a 425 rpm.

**Construcciones Navales P. Freire.**—«AL MOBARAK», «AL MOTAWAKIL» y «AL MOWAFK». Tres pesqueros con-

geladores de 324 TRB y 315 TPM. Armador: Omnium Marocaine de Peche (O. M. P.), de Marruecos. Motor propulsor: Barreras/Deutz, tipo SBA8M-528, de 1.160 BHP a 900 revoluciones por minuto.

**Construcciones Navales Santodomingo.**—«TARAJI». Pesquero congelador de 325 TRB y 450 TPM. Armador: Omnium Marocaine de Peche (O. M. P.), de Marruecos. Motor propulsor: Barreras/Deutz, tipo SBA8M-528, de 1.160 BHP a 900 rpm.

Dos pesqueros congeladores de 328 TRB y 385 TPM. Armador: Ste. Atlantique d'Explot. Mtme. (SAETMA), de Marruecos. Motor propulsor: Barreras/Deutz, tipo SBA8M-528, de 1.160 BHP a 900 rpm.

#### PRUEBAS OFICIALES/ENTREGAS

**Astilleros Armón.**—«BANUSO-3». Camaronero congelador de arrastre de 120 TRB y 60 TPM. Armador: Banuso Fisheries Ltd., de Nigeria. Características principales: eslora total, 24 m.; eslora entre perpendiculares, 19,5 m.; manga, 6,95 m.; puntal, 3,45 m., y calado, 3 m. Motor propulsor: Caterpillar, tipo 3412DIT, de 450 BHP a 1.800 rpm. Capacidad de bodega: 75 m<sup>3</sup>.

**Astilleros Gondán.**—«BAIACU», «ABROTEA», «GAROU-PA» y «MERO». Cuatro pesqueros de cerco de 136 TRB y 119 TPM. Armador: Empresa Nacional de Abastecimiento Técnico-Material a Industria de Pesca (ENATIP), de Angola. Características principales: eslora total, 26 m.; eslora entre perpendiculares, 22,5 m.; manga, 6,5 m.; puntal, 3,25 m., y calado, 2,69 m. Motor propulsor: Guascor, tipo E318TA-SP, de 500 BHP a 1.800 rpm. Capacidad de bodega: 146 m<sup>3</sup>.

**Astilleros Ojeda y Aniceto.**—«PEDRO MENENDEZ UNO». Ganguil de 486 TRB y 1.087 TPM. Armador: Junta del Puerto y Ría de Avilés, de España. Características principales: eslora total, 50,3 m.; eslora entre perpendiculares, 48,4 m.; manga, 10 m.; puntal, 4,5/4 m., y calado, 3,4 m. Motor propulsor: Pegaso-Guascor, tipo E212T, de 2×360 BHP a 1.800 rpm. Capacidad de bodega: 500 m<sup>3</sup>.

**Astilleros y Talleres Celaya.**—«KENZA I». Pesquero de arrastre por popa de 350 TRB y 328 TPM. Armador: Mako Fisheries, de Marruecos. Características principales: eslora total, 39,9 m.; eslora entre perpendiculares, 33,5 m.; manga, 8,6 m.; puntal, 6,2/4,1 m., y calado, 3,55 m. Motor propulsor: Volund, tipo DMTK-830, de 1.160 BHP a 425 rpm. Capacidad de bodega: 380 m<sup>3</sup>.

**Astilleros y Talleres Ferrolanos.**—«GAMBA» y «MALECO». Pesquero de cerco de 120 TRB y 109 TPM. Armador: Empresa Nacional de Abastecimiento Técnico-Material a Industria de Pesca (ENATIP), de Angola. Características principales: eslora total, 26 m.; eslora entre perpendiculares, 22,5 m.; manga, 6,5 m.; puntal, 3,25 m., y calado, 2,7 m. Motor propulsor: Guascor, tipo E-318-TSP, de 500 BHP a 1.800 rpm. Capacidad de bodega: 135 m<sup>3</sup>.

**Astilleros y Talleres del Noroeste.**—«PATRIA». Granelero de 82.666 TRB y 166.000 TPM. Armador: Dimos Maritime Corp., de Liberia. Características principales: eslora total, 290 m.; eslora entre perpendiculares, 280 m.; manga, 46 m.; puntal, 24,3 m., y calado, 17 m. Motor propulsor: Aesa/B&W, tipo 7L90GFC A, de 31.500 BHP a 97 rpm. Capacidad de bodegas: 184.000 m<sup>3</sup>.

**Construcciones Navales Santodomingo.**—«TAWHID». Pesquero congelador de 325 TRB y 450 TPM. Armador: Omnium Marocaine de Peche (O. M. P.), de Marruecos. Características principales: eslora total, 39,4 m.; eslora entre perpendiculares, 33 m.; manga, 8,5 m.; puntal, 6,15/4,1 metros, y calado, 3,5 m. Motor propulsor: Barreras/Deutz, tipo SBA8M-528, de 1.160 BHP a 900 rpm. Capacidad de bodega: 370 m<sup>3</sup>.

**Juliana Constructora Gijonesa.**—«ABEDUL». Maderero de 5.750 TRB y 8.150 TPM. Armador: Navicón, S. A. Características principales: eslora total, 119,75 m.; eslora entre perpendiculares, 110 m.; manga, 18,5 m.; puntal, 9,5 metros, y calado, 7,4 m. Motor propulsor: Aesa/Werkspoor, tipo TM-410. Capacidad de bodega: 10.600 m<sup>3</sup>.

**REAL DECRETO SOBRE FINANCIACION DE BUQUES**

Se ha publicado en el «Boletín Oficial del Estado» el Real Decreto 1.000/1984, de 11 de abril, sobre medidas de carácter financiero de apoyo a la demanda de buques mercantes.

Parece oportuno señalar que esta disposición tiene un cierto carácter transitorio, dado que, por un lado, se limita a prorrogar las condiciones de crédito que han regido para los armadores nacionales durante los años 1982 y 1983 y, por otro, se deja a salvo la posibilidad de acogerse a las medidas que se prevean en las correspondientes disposiciones que regulen el Plan de Reconversión del Sector Naval.

Asimismo destaca que el Real Decreto sólo se refiere a buques mercantes, ya que en el preámbulo se dejan fuera los pesqueros, que se regirán por condiciones específicas que establecerá el Ministerio competente. Su texto es el siguiente:

«Por Real Decreto 730/1982, de 28 de marzo, se dictaron disposiciones estableciendo las condiciones de los préstamos a conceder a los armadores nacionales para la construcción, transformación y grandes reparaciones de buques mercantes o de pesca, así como artefactos y plantas flotantes, durante los años 1982 y 1983.

Como quiera que las circunstancias de la demanda han evolucionado muy desfavorablemente en el período considerado, continúa siendo necesario mantener las condiciones de financiación que en la disposición mencionada se establecían, excepto en lo que se refiere a buques de pesca, para los que el Ministerio de Agricultura, Pesca y Alimentación establecerá, en su momento, condiciones específicas.

A estos efectos, a propuesta de los Ministros de Industria y Energía, de Economía y Hacienda y de Transportes, Turismo y Comunicaciones, previa deliberación del Consejo de Ministros en su reunión del día 11 de abril de 1984,

**DISPONGO:**

Artículo 1.º 1. Durante el año 1984 serán de aplicación las disposiciones del Real Decreto 730/1982, de 26 de marzo, sobre medidas de carácter financiero de apoyo a la demanda de buques, excepto en lo que se refiere a buques pesqueros, que se acogerán a las condiciones que en su día se establezcan.

2. No obstante, las medidas que por el presente Real Decreto quedan prorrogadas se entienden sin perjuicio de las que, en su caso, prevean las correspondientes disposiciones que regulen el Plan de Reconversión del Sector Naval, de acuerdo con la normativa establecida en el Real Decreto-ley 8/1983, de 30 de noviembre, sobre Reconversión y Reindustrialización.

Art. 2.º Donde se menciona el Ministerio de Economía y Comercio deberá entenderse Ministerio de Economía y Hacienda.

Art. 3.º Se faculta a los Ministerios de Industria y Energía, de Economía y Hacienda y de Transportes, Turismo y Comunicaciones para dictar, en el ámbito de sus respectivas competencias, las normas necesarias para el cumplimiento y desarrollo del presente Real Decreto.

Art. 4.º El presente Real Decreto entrará en vigor el día de su publicación en el «Boletín Oficial del Estado».

**LA CONSTRUCCION NAVAL MUNDIAL EN EL PRIMER TRIMESTRE DE 1984**

Según las estadísticas del Lloyd's Register of Shipping correspondientes al primer trimestre de 1984, la cartera de pedidos de los astilleros mundiales ha disminuido en 1.165.131 TRB durante ese período, quedando en 31.454.246 TRB (ver «Ingeniería Naval» marzo de 1984). Se prevé que más del 89 por 100 de dicho tonelaje se entregará antes del final de 1985 (casi el 50 por 100 en 1984).

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

El número total de buques comenzados ha sido de 451, con 4.497.674 TRB (3.961.554 TRB en el trimestre anterior); el número de buques botados ha sido de 465, con 4.236.227 TRB (3.988.908 TRB en el trimestre anterior), y el número de buques entregados 512, con 4.439.213 TRB (3.130.411 TRB en el trimestre anterior).

Los mayores incrementos en las carteras de pedidos han correspondido a Corea del Sur, Brasil y Argentina, mientras que se han registrado reducciones sustanciales en Japón, China, Suecia y Reino Unido.

**CARTERA DE PEDIDOS AL 1 DE ABRIL DE 1984**

P A I S E S	Núm.	TRB
Japón ... ..	767	13.643.796 (— 382.955)
Corea del Sur ... ..	201	4.715.505 (+ 97.951)
Brasil ... ..	73	1.619.569 (+ 116.045)
China ... ..	83	1.545.203 (— 181.616)
Polonia ... ..	121	1.254.811 (— 45.317)
España ... ..	154	1.154.811 (— 54.216)
Dinamarca ... ..	63	754.446 (— 14.886)
Alemania Occidental ... ..	85	530.830 (— 25.774)
Francia ... ..	39	527.343 (— 15.060)
Reino Unido ... ..	54	494.425 (— 120.532)
Rumania ... ..	17	457.306 (— 3.000)
Finlandia ... ..	37	420.230 (— 22.092)
India ... ..	58	398.160 (— 2.870)
Alemania Oriental ... ..	32	389.888 (— 81.949)
Suecia ... ..	18	387.780 (— 148.850)
Estados Unidos ... ..	130	379.244 (— 98.551)
Argentina ... ..	28	340.877 (+ 9.516)
Italia ... ..	64	288.803 (— 57.694)
Total mundial ... ..	2.671	31.454.246 (— 1.165.131)

Los 1.567 buques en construcción alcanzan la cifra de 14.836.523 TRB, que es inferior en 23.828 TRB a la cifra del trimestre anterior, y los 1.174 buques no comenzados alcanzan la cifra de 16.617.723 TRB, que supone una disminución de 1.141.303 TRB con relación al trimestre anterior.

Los petroleros y otros buques tanques representan el 15 por 100 de la cartera de pedidos, los graneleros el 56,3 por 100 y los cargueros el 17,7 por 100, mientras que los portacontenedores representan el 45,8 por 100 de los cargueros.

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

Entre los buques interesantes entregados figuran los petroleros «Tokai Maru», de 238.400 TPM y 138.984 TRB, construido en Japón, y «British Success», de 109.000 TPM y 66.034 TRB, que es el último de una serie de cuatro construidos en el Reino Unido para armadores nacionales; los transportes de gas licuado «LNG 564», de 133.000 metros cúbicos, construido y registrado en Suecia, y el «Senshu Maru» y «Kotowaka Maru», de 125.000 metros cúbicos, construidos y registrados en Japón; el portacontenedores «Laust Maersk», de 40.366 TRB, gemelo del «Regina Maersk» y que es el segundo de cuatro que se construyen en Dinamarca para el mercado nacional; los ro-ros «Barber Tampa» y «Barber Texas», de 28.287 TRB, que son los dos primeros de la serie de tres que se construyen en Corea del Sur para el armador Barber Blue Sea Line y para ser registrados en Noruega; el buque multipropósito/petrolero/transporte de cargas pesadas «Dyvi Teal», de 32.101 TPM, que es el último de una serie de cuatro —dos construidos en Samsung y los otros dos en Noruega—, y tres de los seis cargueros refrigerados de 12.187-12.783 TRB para Salenrederierna; el buque de pasa-

jeros «Sea Goddess 1», de 32.500 TRB, construido en Finlandia para registro en Noruega; el «Sunderland Venture», de 8.996 TRB, que es el último de la serie del tipo SD14s, que ha construido Austin & Pickersgill; el portacontenedores de 32.500 TRB «Bo Johson», construido en Japón para el consorcio Eurosal, que será registrado en Suecia y hará el servicio en la ruta desde Europa a la costa occidental de Suráfrica.

#### BUQUES ENTREGADOS EN EL PRIMER TRIMESTRE DE 1984

P A I S E S	Núm.	TRB
Japón	235	2.794.523
Corea del Sur	19	204.171
Dinamarca	12	175.167
Reino Unido	12	165.960
China	7	151.967
Suecia	5	150.844
Finlandia	8	83.460
Alemania Occidental	17	81.967
España	25	71.180
Rusia	42	66.036
Polonia	13	64.123
Brasil	4	63.011
Italia	5	59.043
Noruega	15	54.039
Bulgaria	3	47.704
Francia	6	34.817
Total mundial	512	4.439.213

#### PROPUESTA DE SUBSIDIOS EN ESTADOS UNIDOS

El presidente de la Comisión de Marina Mercante de la Cámara de Representantes ha presentado una proposición de ley con la intención de reponer el Subsidio Diferencial de Construcción (CDS), que se podrá traducir en subvenciones compensatorias a la construcción. En su momento tuvieron por objeto animar a los armadores americanos a encargar los buques destinados al comercio internacional en astilleros nacionales. Representaba el 50 por 100 del coste de construcción, pero hace tres años que el CDS había desaparecido como consecuencia de la política de economías instaurada por la Administración Reagan en 1981.

En la introducción de su proposición de ley se explica que desde hace tres años se está discutiendo sobre propuestas de reemplazo, pero todavía no se ha concretado nada. Se justifica en el interés nacional, que exige el mantenimiento de un mínimo de astilleros en condiciones de movilización. El documento reconoce, sin embargo, que en el pasado el CDS no ha bastado para proporcionar trabajo suficiente a los astilleros americanos.

## TRAFICO MARITIMO

#### EL MERCADO DE NUEVAS CONSTRUCCIONES

Según el informe del mes de marzo de los agentes RS Platou A/S, después de dos meses en los que el interés por buques nuevos se había reducido, la demanda se ha paralizado totalmente en el mes de marzo. No se han registrado más que tres pedidos de petroleros en todo el mundo durante el primer trimestre del año, dos de 45.000 TPM y uno de 60.000 TPM, y los tres para reemplazar otros buques.

En cuanto a graneleros, ha habido un interés algo mayor, pero, excepto algunas unidades de tamaño medio en Japón, la mayoría han sido para armadores del país y verdaderamente pocos han llegado a convertirse en contratos. En cualquier caso, teniendo en cuenta opciones precedentes, sólo se tiene noticia de nuevos pedidos para cuatro buques de más de 50.000 TPM y ninguno para buques combinados.

Se ha cumplido un año desde que Sanko puso en marcha un importante programa de construcción, que se concretó en 123 contratos para buques de tonelaje medio. La bajada de los precios que se había observado a finales de 1982 y principios de 1983 ha llevado al convencimiento de que se había tocado fondo. La actividad de Sanko, unida a las primicias de la recuperación económica de Estados Unidos, deberían suscitar tal interés por las nuevas construcciones, que los astilleros coreanos y japoneses vieron la oportunidad de aumentar los precios entre el 5 y el 10 por 100. Sin embargo, lo que se ha apreciado es un nuevo descenso de los precios, que ha producido una cierta decepción, pudiendo decirse que el nivel alcanzado se sitúa por debajo de los buques para Sanko.

No obstante, el encarecimiento del yen frente al dólar puede tener alguna repercusión sobre los precios, sin que esta influencia pueda ser tan marcada como en el pasado, dado que los japoneses no tienen una situación tan preponderante sobre el mercado. Cara a la agresiva competencia de los astilleros coreanos, que dependen en un 90 por 100 de su capacidad de exportación, los constructores japoneses pueden sentirse satisfechos del apoyo que les presta el mercado nacional, que les permite mantener el empleo sin estar obligados a entrar en competencia con los coreanos.

## REUNIONES Y CONFERENCIAS

#### A G E N D A

#### XVIth International Congress of Theoretical and Applied Mechanics (ICTAM)

19-25 de agosto de 1984. Lyngby, Dinamarca

Se presentarán trabajos sobre los siguientes temas: «Estudios de las propiedades de medios multicomponentes»; «Interacción ola-estructura marina», y «Desarrollo del comportamiento caótico en sistemas dinámicos».

Para información dirigirse a Executive Secretary of ICTAM, Technical University of Denmark, Building 404, DK-2800 Lyngby, Denmark.

#### Fifth International Conference on Computer Applications in the Automation of Shipyard Operation and Ship Design

16-20 de septiembre de 1984. Trieste, Italia

Esta conferencia tratará de la aplicación de los ordenadores en el proyecto del buque y la automatización de la producción en el astillero desde el punto de vista del flujo de información y la automatización de los procesos de producción. Se prestará atención a la integración en el proyecto y procesos de producción de la información obtenida de los buques en servicio y también a la utilización de los ordenadores a bordo.

Quienes deseen presentar trabajos deben enviar, antes del 30 de junio próximo, un resumen con la descripción del trabajo, su aplicación, resultados y, si es posible, las conclusiones.

Para información dirigirse a The International Programme Committee, ICCAS 85, Data Processing Department, Italcantieri S.p.A., Corso Cavour 1, 34100 Trieste, Italia.

#### Marine Insurance and Maritime Law Training Course

18-28 de septiembre de 1984. Londres

Para información dirigirse a Richards Hogg International Adjusters, 12-13 Essex Street, London WC2R 3AA, England.

#### International Inland Waterways Conference and Trade Show

20-22 de septiembre de 1984. Louisville, Kentucky

Para información dirigirse a Jerry Harper, Conference Coordinator, The Inland Waterways Educational Services Inc., 818 West Main Street, Louisville, KY 40202.

#### TDG8 - 8 th International Symposium on the Transport and Handling of Dangerous Goods by Sea and Associated Modes

23-27 de septiembre de 1984. Habana, Cuba

Está organizado por el Ministerio de Transportes de

Cuba, la International Maritime Organization (IMO) y la International Cargo Handling Coordination Association (ICHCA).

Estará dividido en seis sesiones que tratarán sobre regulaciones nacionales e internacionales; intermodalidad de cargas peligrosas; adiestramiento y respuesta de emergencia; cargas peligrosas a granel; manejo de cargas peligrosas en puerto, y polución y responsabilidad.

Para información dirigirse a Francisco Hernández Milian, Conference Organizer, Apartado 16.046 Zona 16, Habana, Cuba.

#### Seventh Ship Control Systems Symposium

24-27 de septiembre de 1984. Bath, Reino Unido

El tema del simposio será: Últimos desarrollos en los sistemas de control de buques, con especial énfasis sobre los problemas prácticos asociados con la implementación de sistemas digitales.

Para información dirigirse a Seventh Ship Control Systems Symposium, Ministry of Defence, B Block, Foxhill, Bath, BA1 5AB, Inglaterra.

#### International Symposium on Marine Salvage

1-3 de octubre de 1984. New York

Se presentarán trabajos sobre los siguientes temas: Desarrollos en el remolque de rescate; ingeniería oceánica; disminución de la contaminación; y aspectos de operación legales, compensatorios y técnicos del salvamento marino.

Para información adicional dirigirse a C. S. Truog, Maritime Association, 17 Battery Place, Suite 1006, New York, NY 1004.

#### Ship Structure Symposium'84

15-16 de octubre de 1984. Arlington, Virginia

Está copatrocinado por la SNAME y la Interagency Ship Structure Committee (SSC).

Este simposio es el cuarto que se celebra copatrocinado por estas dos sociedades. Los tres anteriores, «Ship Structure Symposium», «Ship Vibration Symposium» y «Extreme Loads Response Symposium», se celebraron en 1975, 1978 y 1981, respectivamente.

Su propósito es reunir a los diversos representantes de la comunidad marítima, incluidos armadores, operadores, constructores, proyectistas, investigadores, gobiernos y sociedades de clasificación para discutir diversos aspectos de las estructuras de los buques. Se presentarán unos 20 trabajos, que tratarán sobre los siguientes temas: definición de las cargas, evaluación de la respuesta, propiedades de los materiales, requisitos de fabricación, fiabilidad, criterios y métodos de proyecto, y comportamiento en servicio.

Para 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.

#### International Heavy Lift Conference & Exhibition

5-6 de noviembre de 1984. Singapore

Se presentarán trabajos sobre asuntos técnicos, legales, financieros y de seguros, junto con las perspectivas del mercado y operaciones portuarias y de carga.

Para información adicional dirigirse a Mr. Dag Pike, Convention Director, 51 Lower Street, Stroud GL5 2HT, Gloucestershire, UK.

#### GASTECH 84

6-9 de noviembre de 1984. Amsterdam

Es la 10.ª conferencia y exposición internacional que se celebra sobre el transporte de LNG/LPG. Habrá siete sesiones, en las que se presentarán trabajos relacionados con los siguientes temas: suministros de gas mundial; producción y tráfico de LPG; seguridad y adiestramiento; transporte, tecnología y operaciones; documentación comercial y contratos; terminales y almacenamiento de gas licuado; y transporte de combustible gaseoso.

Para información dirigirse a Gastech Secretariat, 2 Station Road, Rickmansworth, Herts WD3 1QP, England.

#### Conference on Advanced Electric Propulsion for the Marine and offshore Industries

Noviembre de 1984

En esta conferencia, que está patrocinada por The Institute of Marine Engineers, se presentarán trabajos sobre los siguientes temas: «Propulsión eléctrica avanzada», «Motores superconductores», «Sistemas de inducción lineal», «Aplicaciones en buques rompehielos», «Posicionamiento dinámico» y «Conductores de thyristores».

Para mayor información dirigirse a R. G. Boddie, Technical Manager, The Institute of Marine Engineers, 76 Mark Lane, London EC 3R 7JN.

#### Maritime Alaska'84

26-29 de noviembre de 1984. Anchorage

Durante esta conferencia se efectuará un análisis de los servicios marítimos y operaciones portuarias.

Para información dirigirse a Brenda Melteff, University of Alaska Sea Grant, 59U University Ave., Suite 102, Fairbanks, Alaska, 99701.

#### III Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica y VII Congreso Nacional sobre la Teoría de Máquinas y Mecanismos

18-20 de diciembre de 1984

Organizados por la Sociedad Española de Ingeniería Mecánica y la Comisión Española de la IFTMM, su objetivo es promover el desarrollo de la Ingeniería Mecánica, tanto en sus aspectos de la investigación básica como en aquellos otros que se refieren a la tecnología aplicada.

Se presentarán trabajos sobre los siguientes temas: automatización, biomecánica, CAD/CAM, estructuras, ingeniería de vehículos y del transporte, máquinas térmicas y de fluidos, medios continuos, mecánica de fluidos, mecánica de fractura, mecánica fundamental, metrología, instrumentación y ensayos, procesos de mecanizado y conformado, robótica y teoría y diseño de máquinas.

Para información dirigirse a José Anselmo Allué Callizo, secretario del Congreso, E. T. S. de Ingenieros Industriales, carretera de Castiello, s/n., Gijón (Asturias).

#### Remanent Life: Assessment and extension

19-21 de marzo de 1985. Bruselas, Bélgica

Esta conferencia internacional es de interés para los ingenieros o responsables de la seguridad, proyecto, aspectos de calidad, operación y mantenimiento de plantas industriales.

Se presentarán trabajos relacionados con los siguientes temas:

- Fatiga en estructuras soldadas (evaluación de la vida, remanente y aproximaciones prácticas para la ampliación de la vida y reparación).
- Arrastre en equipos de alta temperatura (aproximaciones prácticas para la ampliación de la vida y reparación - acondicionamiento de agua, quemadores de fuel, etc.).
- Equipos rotativos (examen durante la parada, análisis de vibraciones, aceites, etc.).
- Equipos eléctricos e instrumentación (mantenimiento preventivo de equipos eléctricos e instrumentación).
- Corrosión (aproximaciones prácticas para evitar o parar la corrosión).
- Desgaste y desgarré en equipos especiales (problemas de determinación de los mecanismos de fallo).
- Dirección de la vigilancia de la condición de la planta (optimización del funcionamiento mediante el uso de la recopilación de datos sistemáticos).

Para información dirigirse a Eurotest Secretariat, Rue du Commerce 20-22, Bte 7, B-1040 Bruselas, Bélgica.

#### MariChem 85

25-27 de junio de 1985. Londres

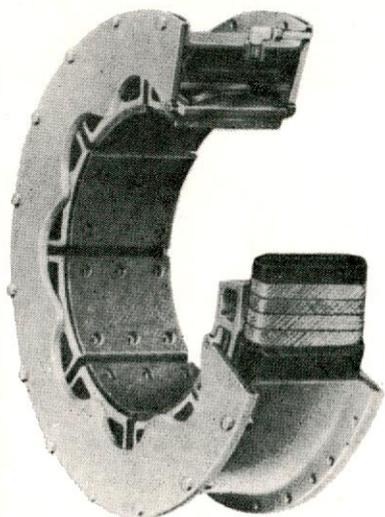
Es la sexta conferencia y exposición internacional sobre el transporte marítimo, manejo y estiba de productos químicos a granel.

Se presentarán trabajos sobre los siguientes temas: Legislación y Regulación; Operaciones y Seguridad; Protección del medio ambiente; Operaciones con contenedores en tanques; Desarrollos del transporte y estiba, y Desarrollos Técnicos.

Para mayor información dirigirse a Brian Singleton, MariChem Secretariat, 2 Station Road, Rickmansworth, Herts WD3 1QP, U. K.

# Airflex®

## EMBRAGUES Y FRENOS NEUMATICOS



ETA

Solicite catálogo AX/175

Alta velocidad de funcionamiento

Amplia gama

de pares transmisibles:  
de 11 a 25 100 mKg.

Regulación automática

Compensación del  
desalineamiento  
de los ejes

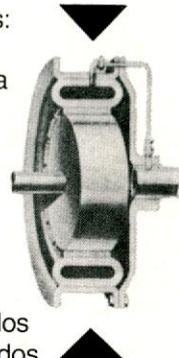
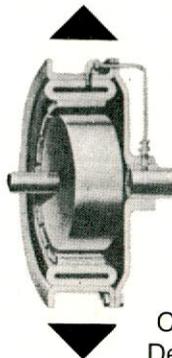
Ausencia de  
vibraciones

Sin lubricación

Sin entretenimiento

Completamente ventilados

Deslizamientos prolongados



# EATON



### VARIADOR DE VELOCIDAD "FU" IBERICA, S.L.

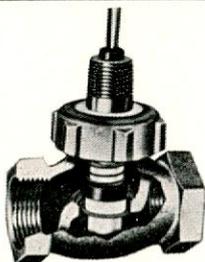
DOMICILIO SOCIAL, DIRECCION, VENTAS Y OFICINAS:  
Trafalgar, 4, planta 5 B - Tel. 318 80 00 - BARCELONA-10  
Telex: 51288 FUIB - Telegramas: VARIAFU  
Almacén: Diputación, 349 - BARCELONA-9

**Lana Sarrate s.a.**  
instrumentos y servicios

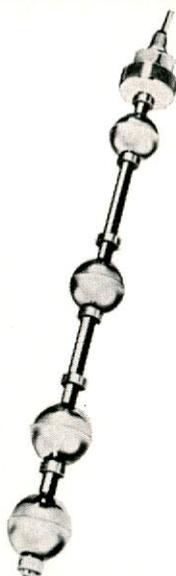
**DETECTE LO QUE PASA**  
ALARMAS DE NIVEL Y CAUDAL



NIVEL SIMPLE



CAUDAL



NIVEL MULTIPLE  
hasta 6 puntos

- Fácil montaje y versátiles.
- Repetibilidad en el punto de disparo.
- Materiales diversos: Teflon, PVC, inoxidable, latón...
- Funcionamiento simple y fiable.
- Tamaño reducido.
- Aprobados por PTB, Lloyds, BWB, UI, etc.

DELAVAL  
**GEMS®**

DELAVAL  
**BARKSDALE**

**Lana Sarrate s.a.**

Paseo Manuel Girona, 2 - Tel. 204 44 50 - Telex 52722  
Barcelona-34

Delegación: Cristóbal Bordiu, 35, Desp. 311 Tel. 254 24 04  
Madrid-3



# CAJA NAVAL DE CREDITO

Sociedad Cooperativa  
de Crédito



Castelló n.º 66,  
MADRID-1

El Sector Naval español, con la colaboración de todos aquellos cuyo trabajo, profesión o negocio se desarrolla en el campo de la construcción y explotación de los buques, dispone, en régimen cooperativo, de un poderoso instrumento financiero, con todos los servicios de la banca, más las ventajas exclusivas de las cooperativas de crédito.

Las empresas y particulares pueden beneficiarse de ello.

Si desea informarse de la forma en que puede participar, venga a vernos, escribanos o llámenos por teléfono (275 54 01/02/03/04 de Madrid) y le explicaremos cómo hacerlo.