AÑO XLVIII - NUM. 540
JUNIO 1980

Ingenieria Naval

PLANTAS DE AGUAS RESIDUALES
MARLAND
USCG Tipo II e IMCO

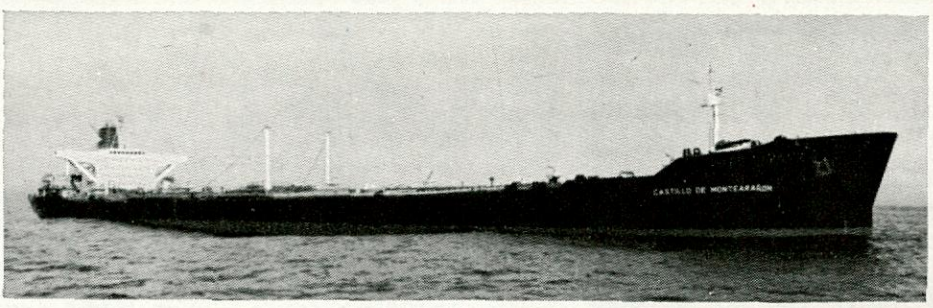
URGENTE

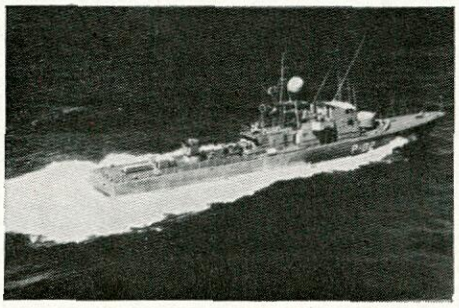
PASCH Y CIA S.A.
BILBAO
Alameda de Recalde, 30
MADRID
Capitán Haya, 9
BARCELONA
Tuset, 8-10

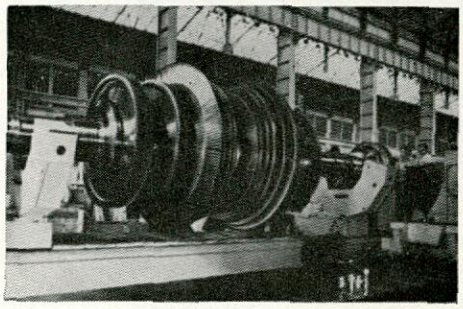
GUASCOR
fabricación nacional
Motores Diesel, homologados internacionalmente, fabricados para alcanzar altos rendimientos con bajo coste de mantenimiento. Amplia red de servicio post-venta, atendida por técnicos especializados, provista de recambios originales que garantizan un funcionamiento continuado.
Departamento propio/80
Gutiérrez Ascunce Corporación, S.A.
Edificio GUASCOR/P.O. Box 30/Zumaya/Spain
Tel.(943)*861940/Telex 36310-GUAZU-E
GUASCOR
Motores Diesel
solicite más información al apartado de correos 30 de Zumaya

EMPRESA NACIONAL

"BAZAN"







■ CONSTRUCCION DE BUQUES DE GUERRA Y MERCANTES DE TODAS CLASES

■ REPARACIONES EN GENERAL

- EQUIPOS PROPULSORES DE TURBINAS Y DIESEL TURBINAS PARA CENTRALES TERMICAS CONVENCIONALES Y NUCLEARES.
- CALDERAS MARINAS Y TERRESTRES.
- ARMAS NAVALES Y MUNICIONES.
- MAQUINARIA AUXILIAR ARTEFACTOS NAVALES GRUAS LOCOMOVILES, HELICES, FUNDICIONES, MATERIAL AGRICOLA, ETC.

FACTORIAS EN:

EL FERROL DEL CAUDILLO
CARTAGENA
SAN FERNANDO (CADIZ)

FABRICAS DE ARMAMENTO EN:

SAN FERNANDO (CADIZ)
CARTAGENA

DIQUES SECOS Y FLOTANTES:

Bazan

403

OFICINA CENTRAL:
CASTELLANA, 65 · MADRID-1
TELEFONO 4415100 - TELEX 27480
CABLES: BAZAN

SIEMENS

La Nueva Serie de Ordenadores 7·500

"Nuevas Comodidades"

Nueva comodidad para el personal directivo

El jefe utiliza el ordenador de la serie SIEMENS 7.500 para tomar decisiones más rápidas y precisas. Porque el ordenador le proporciona cadenas complejas de información. Y porque puede recurrir a un sistema universal de banco de datos y de teleproceso. Con toda prontitud obtiene las informaciones necesarias para la dirección de la empresa.

Nueva comodidad para el profesional de proceso de datos.

Para el profesional de proceso de datos, la comodidad está representada por la unificación y la amplitud de las funciones del sistema. La serie SIEMENS 7.500 cubre todas las modalidades de proceso: por lotes, de tiempo compartido, de aplicación compartida. Y esto con un único lenguaje de comandos. Para el desarrollo de software se dispone, junto a los medios interactivos de ayuda del sistema operativo, de una gama de "herramientas" mutuamente adaptadas.

Nueva comodidad para el personal de la empresa.

La serie 7.500 lleva el proceso de datos a más lugares de trabajo. Porque el especialista de cualquier campo resuelve sus tareas por sí mismo: dialogando con el ordenador. Sin poseer conocimientos especiales de proceso de datos. Con ello se independiza del centro de cálculo.

O planificación y simulación. Disponemos de software para ayudar al lego en cualquier materia técnica o administrativa a construir, analizar y comprender estructuras complejas de sucesos. Simplemente "entrevistando" al ordenador.

La serie 7·500

La familia 7.500 comprende los ordenadores compactos 7.521 y 7.531, para oficina, y el nuevo modelo 7.541, para el centro de cálculo.
Gracias a su construcción compacta los 7.500, compatibles en sentido ascendente, combinan gran rendimiento y capacidad con amplia economía del espacio y costo. Los precios que llevan todos ellos están calculados para impresionar a aquellos inversores de capital que tienen los ojos puestos en el límite inferior.

Si desea saber más acerca de los 7.500, venga a vernos o escriba solicitando detalles a
SIEMENS, S. A.,
Albarracín, 34 - Tel. 754 17 00
MADRID-17

SIEMENS, S. A., Arribau, 200-210,
Tel. 200 93 11
BARCELONA-36

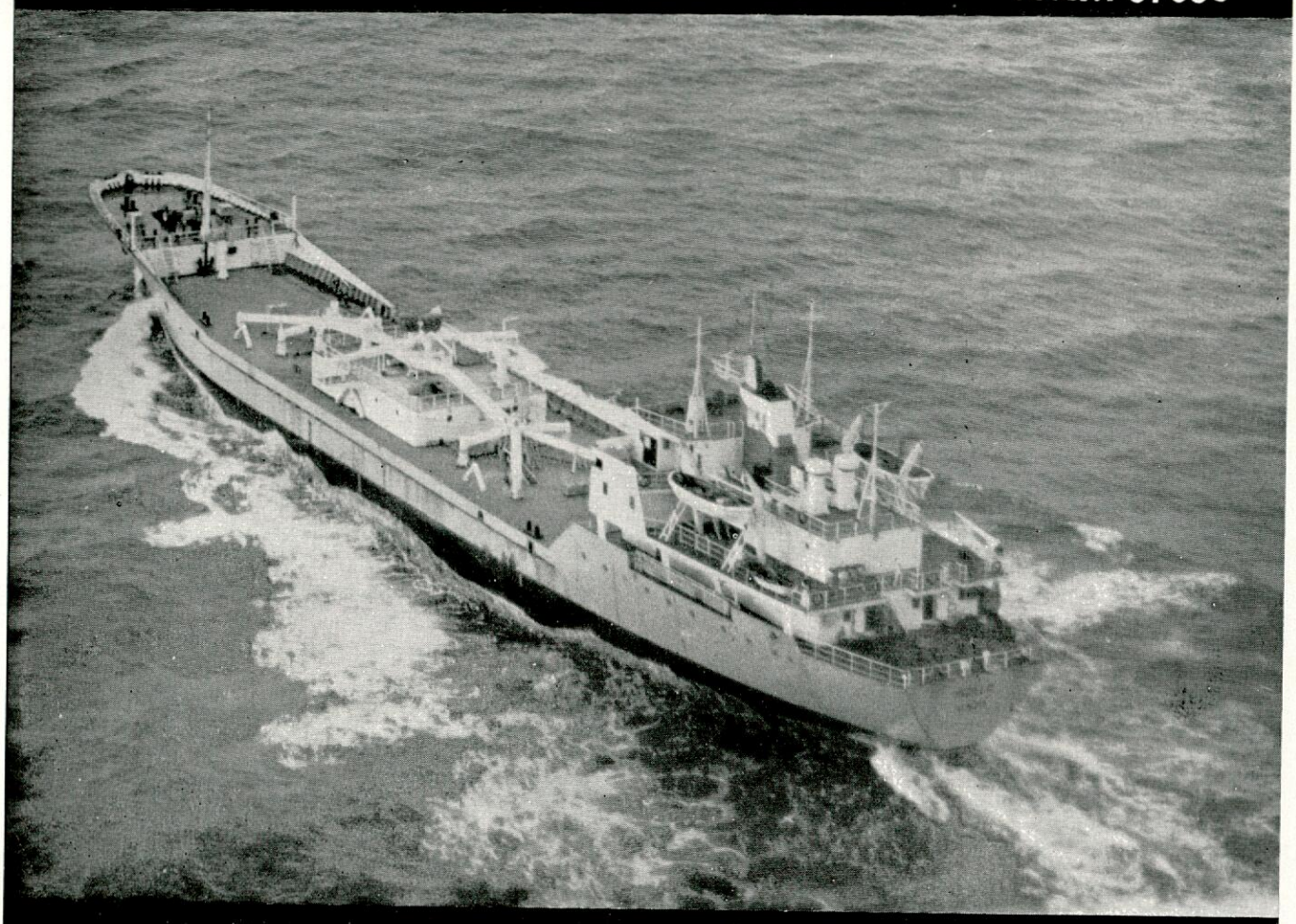
SIEMENS, S. A., Capitán Vigueras, 1
Tel. 23 60 40
SEVILLA-4

Cuente con el Personal de Proceso de Datos de Siemens

ASTILLEROS DEL CANTABRICO Y DE RIERA S.A.

Apartado 391 — Gijón

Teléfono (985) 320150
Telex: 87353



B / CEMENTERO "INDALO"

NUEVAS CONSTRUCCIONES

Hasta 125 mts. de eslora

BUQUES TANQUES-QUIMICOS, CEMENTEROS, ASFALTEROS, FERRYS, PORTACONTENEDORES, BULK-CARRIERS, ETC.

REPARACIONES EN GENERAL

UNION NAVAL DE LEVANTE, S. A.

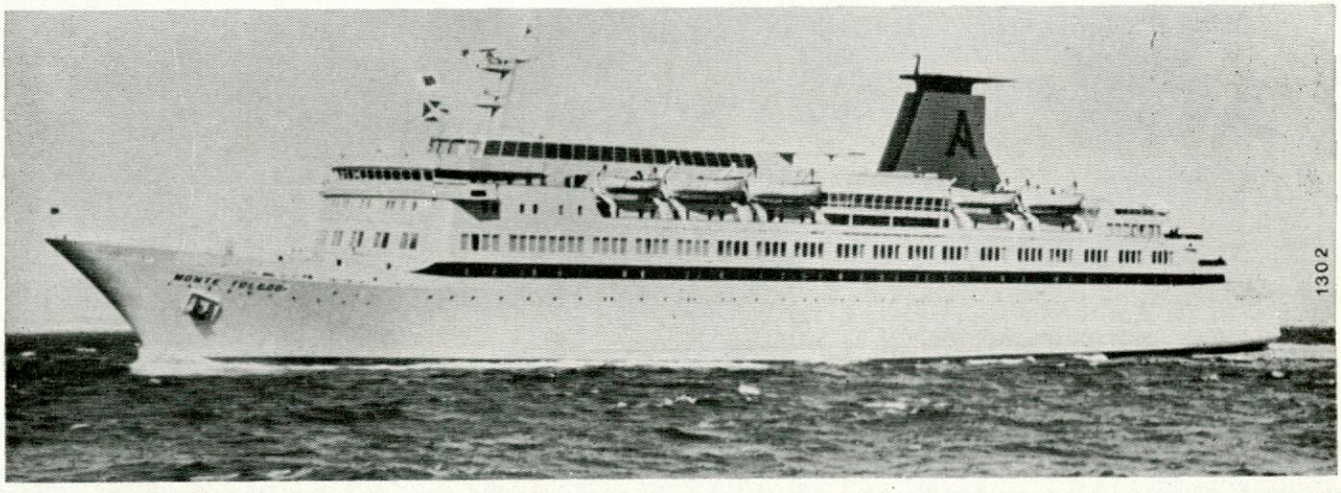
PROYECTO Y CONSTRUCCION DE BUQUES DE TODOS LOS TIPOS HASTA 22.000 TRB

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

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

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

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

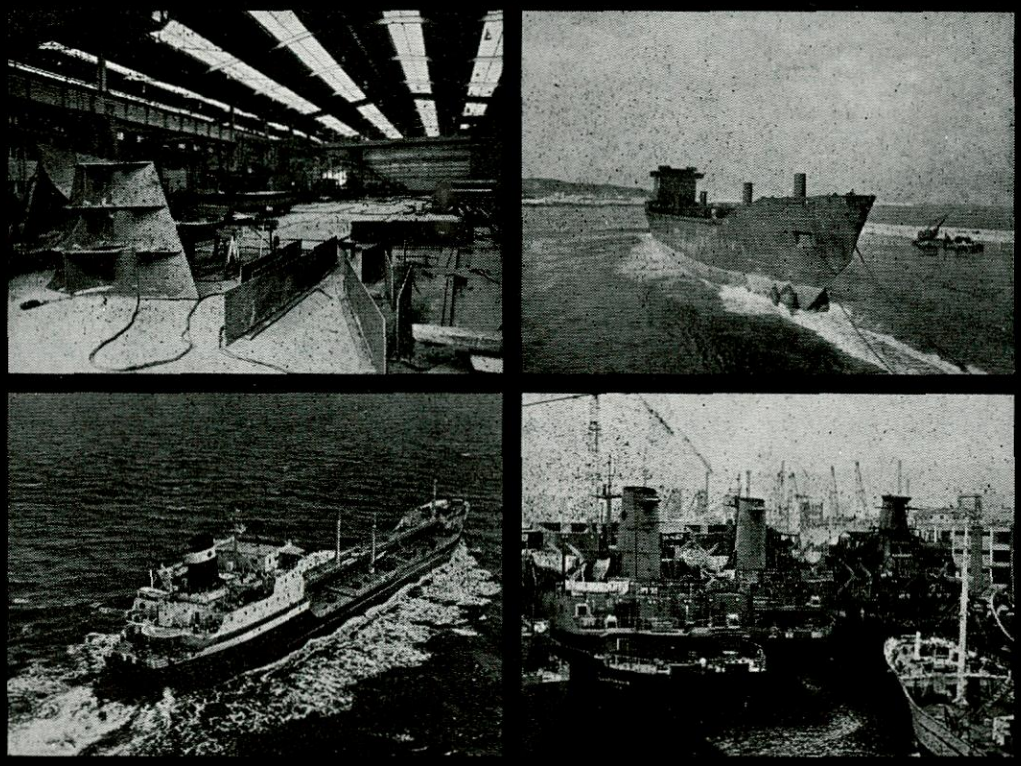


Ahead of tradition
MacGregor believe that the future of merchant shipping depends upon increasingly innovative and progressive dry cargo access and transfer systems – and that's an area in which we can keep you well ahead.
Our experience covers every type of dry cargo vessel currently afloat, whether custom-built or for conversion. This expertise is backed by a reliable worldwide service network. We pioneered the roll-on, roll-off system and our reputation as designers of hatch covers for every purpose is second to none.
So if you're interested in cutting port turnround time, streamlining loading and unloading, and increasing the profitability of your operations maybe you should talk to us.
MacGREGOR
For full information contact:
Astilleros Espanoles SA
Factoria de Sevilla, Apartado 89
Punta Del Verde, Sevilla
Telephone: 451011
Telex: 27648 Madrid (for transm. to Sevilla)
Simply the highest standard

S. A. JULIANA

CONSTRUCTORA GIJONESA

(Filial de Astilleros Españoles, S.A.)



CONSTRUCCION de todo tipo de buques
hasta 15.000 Tons. PM.

REPARACION de buques
hasta 25.000 Tons. PM.

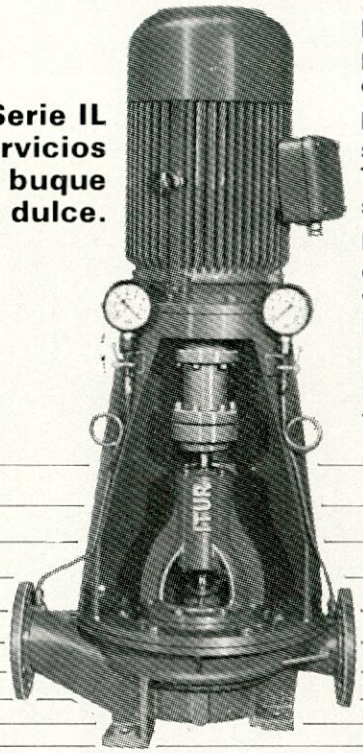
DIQUES SECOS de 125 y 170 m.
DOS GRADAS de 180 m.

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

1.101

¡Navegue con ITUR!

Bomba Serie IL para servicios generales del buque con agua salada o dulce.

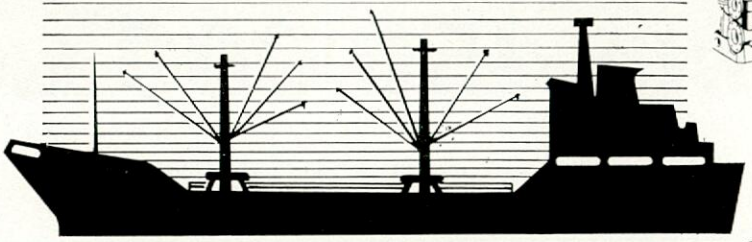


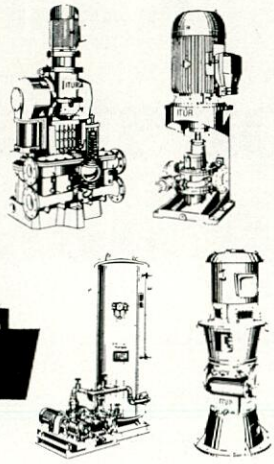
ITUR es capaz de solucionar a la perfección todos los problemas de bombeo que puedan presentarse en un buque:

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

Limpieza del parque de pesca, circulación de viveros y salmuera, bombeo de vísceras y residuos de pescado, en los modernos buques factoría y atuneros congeladores.

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





Por eso, en la Marina, ITUR ES LA BOMBA

Trofeo "Líder" de exportación

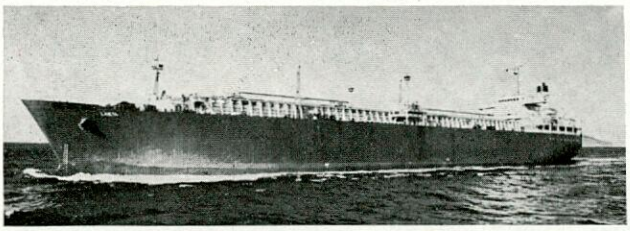
BOMBAS ITUR

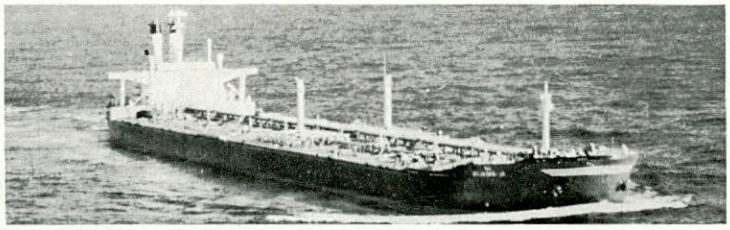
Solicite más amplia información a su proveedor habitual o al fabricante

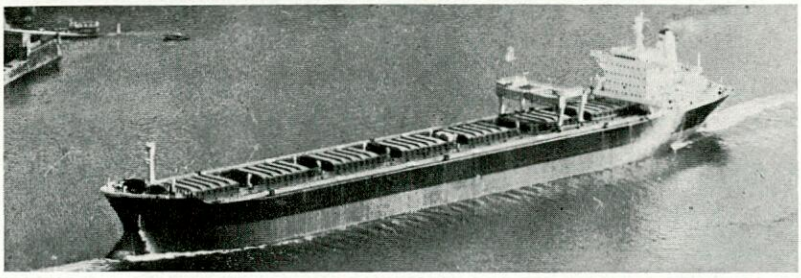
MANUFACTURAS ARANZABAL, S. A.

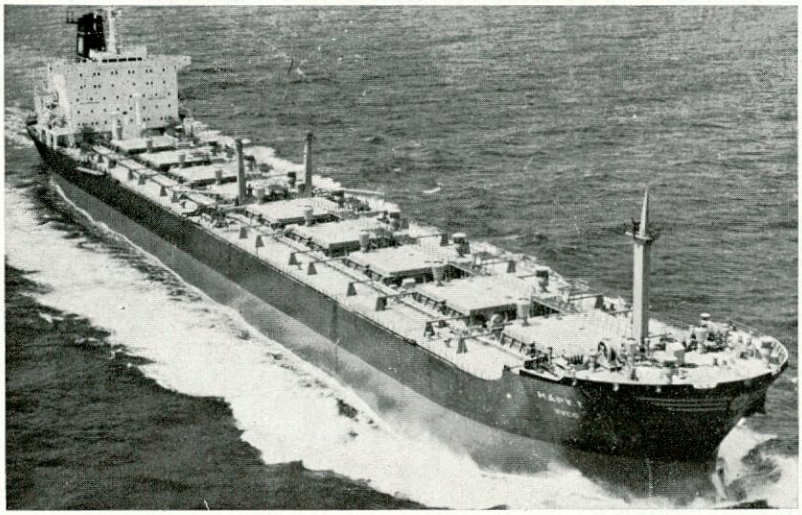
Apartado 41 - Telf. (943) 85 12 45 - 85 13 45 (10 líneas)
Telegramas: ITUR - Telex: 36335 - ARANZ-E y 36359 - ITUR-E
Zarauz (Guipúzcoa) España

Representantes y servicio post-venta en todo el país.









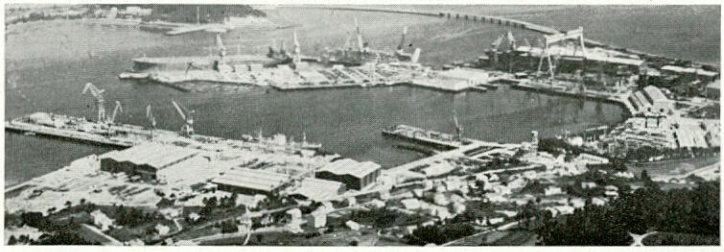
ASTANO

construccion de buques de hasta 450.000 t.p.m.

☐ PETROLEROS ☐ BULKCARRIERS ☐ OBOS ☐ CARGUEROS ☐ LNG Y LPG ☐ PRODUCT TANKERS, ETC.
☐ PLATAFORMAS OFFSHORE ☐ HOTELES FLOTANTES, ETC.

☐ REPARACIONES NAVALES

ASTILLEROS Y TALLERES DEL NOROESTE, S.A.



ASTILLERO

EL FERROL DEL CAUDILLO
(LA CORUÑA) ESPAÑA
TELEF. 34 07 00
TELEGR: ASTANO-FERROL

OFICINA EN MADRID

GENERAL PERON, 29
MADRID-20 (ESPAÑA)
TELEF. 455 49 00
TELEX. 27608-E

BARBUDO

TRATADO DE MANIOBRA

(Sexta edición)

Tras una profunda y cuidadosa revisión de la anterior, se publica esta 6.ª edición totalmente puesta al día, en la que se han introducido muy importantes modificaciones y cambios, especialmente en lo que se refiere al manejo de pesos a bordo y a las maniobras en la mar y en puerto, así como en relación al creciente empleo de las fibras sintéticas para los cabos de amarre.

La presente edición con sus 640 páginas y 447 figuras, constituye la obra más moderna y más amplia publicada en el idioma español, sobre el Arte de la Maniobra.

Debe señalarse también que siempre ha tenido gran aceptación en el ambiente marítimo; y que es utilizada tradicionalmente en los centros de enseñanza y en las marinas de los principales países de habla hispana.

Precio: 2.200 Pesetas

BOLETIN DE PEDIDO

COLECCION FRAGATA
Buenos Aires, 12
CADIZ

..... de ..... de 198...

Muy Sres. míos:

Les agradeceré me remitan ..... ejemplares de la obra TRATADO DE MANIOBRA (6.ª edición), cuyo importe

( ) envío por giro postal n.º.....
( ) acompaño en cheque adjunto.
( ) pagaré contra reembolso.

Nombre: .....

Dirección: .....

INDICE

Capítulo 1.—Estructura del buque.
Capítulo 2.—Medida del buque.
Capítulo 3.—Tipos de buques y materiales empleados.
Capítulo 4.—Cabos y operaciones con cabos.
Capítulo 5.—Cables.
Capítulo 6.—Distribución de cabos y cables a bordo.
Capítulo 7.—Motonería, ganchos y aparejos.
Capítulo 8.—Manejo de pesos a bordo.
Capítulo 9.—Anclas y cadenas.
Capítulo 10.—Faenas de anclas.
Capítulo 11.—Sistemas de propulsión.
Capítulo 12.—Timones y aparatos de gobierno.
Capítulo 13.—Efectos combinados de hélice y timón.
Capítulo 14.—Influencia sobre el buque de elementos externos.
Capítulo 15.—Maniobras de puerto.
Capítulo 16.—Maniobras en aguas interiores.
Capítulo 17.—Maniobras en la mar.
Capítulo 18.—Remolques.
Capítulo 19.—Embarcaciones menores y su maniobra.
Capítulo 20.—Faenas de botes.
Capítulo 21.—Maniobras con embarcaciones y buques de vela.
Capítulo 22.—Navegación de embarcaciones menores con mal tiempo.
Capítulo 23.—Embarcaciones y buques de desembarco.
Capítulo 24.—Normas generales para la navegación.
Capítulo 25.—Accidentes de mar y salvamentos.

Precio: 2.200 Pesetas

COLECCION FRAGATA
Buenos Aires, 12
CADIZ

Ingeniería Naval

AÑO XLVIII-NUM. 540
JUNIO 1980

ORGANO OFICIAL DE LA ASOCIACION DE INGENIEROS NAVALES DE ESPAÑA

FUNDADOR:

† **Aureo Fernández Avila,** Ingeniero Naval.

DIRECTOR:

Luis de Mazarredo Beutel, Ingeniero Naval.

COMITE ASESOR:

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

DIRECCION Y ADMINISTRACION

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

Dirección postal: Apartado 457.

Teléfs. 244 06 70 / 244 08 07 (*)

SUSCRIPCION ANUAL

España y Portugal	**1.500**	**pesetas**
Países hispanoamericanos	**2.000**	»
Demás países	**2.100**	»
Precio del ejemplar	**150**	»

NOTAS

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

PUBLICACION MENSUAL

ISSN 0020 - 1073

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

INDICE DE MATERIAS

Págs.

Comentario de Actualidad

Simposio y Sesiones Técnicas organizadas por la AINE ... 184

Artículos Técnicos

La problemática del accidente marítimo y la contaminación, por **Alejandro Mira Monerris** ... 188
Posibilidades de las plantas combinadas turbina de gas-vapor, sistema «C.O.G.A.S.», para la propulsión de buques mercantes, por **José Carlos Merino Rego** ... 192

Noticias

BARCOS

Buque LPG económico ... 217
Buque roll-on/roll-off de Factorías Vulcano ... 217

ASTILLEROS

Actividad de los astilleros nacionales en el mes de abril de 1979. 220
Bajas voluntarias ... 221
Mal negocio para el Reino Unido ... 221
Nuevo plan de reestructuración en Suecia ... 221
Propuesta de cooperación ... 221
En el límite de las ayudas ... 221
El mercado de nuevas construcciones ... 222

TRAFICO MARITIMO

Planes de los armadores alemanes ... 222
El portacontenedores de los años 90 ... 222

PUBLICACIONES

Informe de ANAVE ... 222
Censo Industrial de España 1978 ... 223

REUNIONES Y CONFERENCIAS

Grupo de Trabajo de CIMAC ... 223
Asambleas de ANAVE ... 223

VARIOS

Compra de B&W Diesel por Man ... 226
Nuevos progresos de la Versión 10 del Sistema FORAN ... 226

Portada

Planta MARLAND para tratamientos de aguas residuales, Sani-Systems 600. Capacidad 40 personas. Muy compacta y sin necesidad de tanques asépticos adicionales.

SIMPOSIO Y SESIONES TECNICAS ORGANIZADOS POR LA AINE

La Asociación de Ingenieros Navales de España desarrolló la semana del 26 al 31 de mayo dos encuentros técnicos del máximo interés: un Simposio en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales de Madrid, durante los días 26 y 27 de mayo, sobre «Economía y Financiación en la Construcción Naval», Simposio al que asistieron más de 100 personas representantes de todo el sector naval, y del 29 al 31, en La Manga del Mar Menor, la XIX edición de las Sesiones Técnicas que todos los años organiza la Asociación, y dedicadas esta vez a la «Navegación Deportiva y Propulsión a Vela».

El Simposio fue inaugurado el día 26 por el presidente de la AINE, don José Benito Parga López, con las siguientes palabras:

«Hace cosa de seis meses los alumnos de quinto curso de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales acudieron a nuestra Asociación solicitando algún apoyo para la Exponaval que pensaban celebrar en mayo. Consideramos entonces que la mejor manera de ayudarles era organizar unas conferencias o simposio sobre temas de actualidad, tales como son la economía de la propulsión, la financiación, los subsidios y las ayudas a la construcción naval.»

Se refirió a continuación a que las fechas elegidas han coincidido, por diversas circunstancias, con la celebración de otros muchos actos técnicos, que, no obstante, no han restado asistencia al presente.

Terminó agradeciendo en nombre de la Asociación tal asistencia y la colaboración prestada para la celebración del Simposio a las personas y entidades conferenciantes.

Las ponencias presentadas en dicho Simposio, seguidas con el máximo interés, tanto en su exposición como en los correspondientes coloquios, fueron:

— «Incidencia de la propulsión en la economía de la explotación del buque», por don Luis de Mazarredo, director de ASINAVE.
— «El programa de motores diesel MAN, con consideración especial a la inyección electrónica y a la sobrealimentación de doble escalón», por Peter Muth, MAN (Mashinen Fabrik Augsburg - Nuernberg AG).
— «El motor diesel, la calidad del combustible y su tratamiento. Presente y futuro», por Santiago Graf, jefe Departamento Diesel de Sulzer España, S. A.
— «Notas sobre el tratamiento de combustibles residuales para motores diesel», por Justino de Paz Balmaseda y A. Amaro Villegas, Departamento de Tecnología Industrial, Alfa-Laval, S. A.
— «Operational economy with the B&W Diesel Engines», por Jens Schmidt-Sørensen, director de B&W ENG.
— «Precios, costes, ayudas y financiación a la construcción naval en el mundo», por Francisco Aparicio Olmos, presidente de Construnaves.
— «La financiación de buques en España», por Jaime Requeijo, director general del BCC.
— «Conversaciones y transformaciones en el negocio de la reparación naval», por José Esteban Pérez García, AESA - Cádiz.
— «Patología de la construcción naval española», por J. B. Parga, presidente de la AINE.

Tras la clausura, realizada por el señor Parga, fue ofrecido a los asistentes un coctel, al que también asistió, entre otras personalidades, el excelentísimo señor almirante jefe del Estado Mayor de la Armada, don Luis Arévalo Pelluz, que acababa de inaugurar la Exponal 80.

Dos días después, 29 de mayo, se inauguraba, en el Hotel Doblemar, de La Manga del Mar Menor, las XIX Sesiones Técnicas de la Ingeniería Naval. Dicho acto estuvo presidido por don José Benito Parga López, presidente de la Asociación de Ingenieros Navales de España; el excelentísimo señor don Jesús Díaz del Río y González Aller, almirante jefe del Arsenal Militar, en representación del capitán general de la Zona Marítima del Mediterráneo; el ilustrísimo señor don José Reinoso Martínez, comandante militar de Marina, y el ilustrísimo señor don Julio Alvarez Gómez, delegado local de Deportes de Cartagena.

El señor Parga se dirigió a los asistentes con las siguientes palabras:

«Excelentísimo señor almirante, ilustrísimos señores, señoras y señores:

Inauguramos hoy las XIX Sesiones Técnicas de la Ingeniería Naval en este lugar incomparable que es La Manga del Mar Menor, dedicadas a dos temas monográficos: la navegación deportiva, en auge desde los años 50, al compás de la mejora del nivel de la vida de la nación y la propulsión a vela, que hoy vuelve a considerarse, en combinación con la mecánica, por mor de los elevados costes del combustible. Sobre el primer tema se presentan doce trabajos, que se leerán y discutirán a lo largo de las sesiones previstas para hoy y mañana. Todos sus autores son españoles. Entre ellos, varios se dedican al proyecto del balandro para la regata de la vuelta al mundo Whitbread 1981, que patrocinaron en su principio el Colegio y la Asociación de Ingenieros Navales. Sobre la propulsión a vela, la delegación japonesa, que encabeza el señor Noboru Hamada, presidente de la Japan Marine Machinery Development Association, presenta, en una verdadera primicia mundial, tres trabajos, cuya lectura y discusión tendrán lugar en la mañana del sábado. Debido a una serie de coincidencias, quizá falta de coordinación también, y a la celebración por estas fechas de varios congresos internacionales —sin ir más lejos, hoy se inaugura en Atenas el Congreso de la ICHA—, la asistencia a estas Sesiones no es todo lo numerosa que hubiera cabido desear. Procuraremos en la medida de lo posible atenuar estas coincidencias en el futuro, y no digo evitar porque nos encontramos en situación inflacionaria también en materia de congresos. La semana próxima, por ejemplo, coinciden Posidonia 80, en Atenas, y WEMT 80, en Sandefjord.

Preguntaréis: "¿Y dónde está la delegación japonesa?" Pues está en Barcelona. ¿Falta de cortesía? Muy al contrario, si tenemos en cuenta que todos somos, antes que nada, España. La delegación japonesa llegó a Madrid el día 26 y, por causa del programa que les habíamos preparado, no pudo desplazarse a Barcelona, en donde querían visitar el Museo Marítimo. "Es la primera vez que vengo a España —me dijo el señor Fujiwara, armador del petrolero "Aitoku Maru", sobre el que presenta un trabajo— y no quisiera marcharme sin ver la "Santa María" y la Nave Capitana de Lepanto." Ante esto, fui yo quien les sugirió el ir y venir hoy a Barcelona y quien les tranquilizó sobre la no asistencia a este acto inaugural, y así hoy podrán visitar el Museo Marítimo y, de paso, algo más de lo mucho que hay para ver y admirar en Barcelona.

Se les ha organizado la visita y cambiado los billetes de avión Madrid-Barcelona-Madrid que tenían por Murcia-Barcelona-Murcia. Ya me gustaría a mí, cuando vaya al Japón, poder hacer gala de una cultura y conocimientos de su historia marítima semejantes a las que ellos poseen de la de España.

Presidencia de la sesión de apertura.

Es la primera vez que la Asociación de Ingenieros Navales de España dedica una sesión monográfica al tema de la navegación deportiva. También es la primera vez que se le dedica a la navegación a vela. Pero hace nueve años nuestro malogrado compañero Juan José Chico Gárate presentaba en el I Congreso Luso-Español de Ingeniería Naval, celebrado en Lisboa, un trabajo sobre la propulsión a vela de los buques mercantes y desarrollaba el proyecto de un bulkcarrier de 50.000 TPM con propulsión combinada. A casi seis años de su muerte, la Asociación de Ingenieros Navales de España va a poner broche a estas Sesiones con un acto de recuerdo y homenaje al precursor que fue el doctor ingeniero naval Juan José Chico Gárate. Así empezaremos a saldar una deuda que teníamos contraída con él.

Muchas gracias, señor almirante, por honrarnos y distinguirnos con su presencia en este acto.

Queda inauguradas las XIX Sesiones Técnicas de la Ingeniería Naval.»

Los trabajos presentados en estas Sesiones fueron:

— «Los materiales sintéticos en la construcción naval deportiva», por don Luis Ignacio Morcillo Madariaga.
— «Balandro para la Whitbread Round the World Race. Ensayos hidrodinámicos», por don Antonio Luis García Ferrández.
— «El hidroala a vela», por Fulgencio García Hernández.
— «Formas de popa de yates de regata», por Fernando Roca Ruiz.
— «Análisis cualitativo de las formas y su función en el barco de vela», por Xavier Soler Bartomeus.
— «Aplicación de la ecuación de volúmenes en el diseño de buques-escuela a vela», por Remigio Díez Lorenzo y Pedro Morales Sánchez.
— «Principales parámetros del I. O. R.», por Sebastián Amengual Matas.
— «El diseño de un balandro de rating fijo, según la International Offshore Rule», por Joaquín Coello Brufau.
— «Proyecto de un balandro para la regata de la vuelta al mundo Whitbread 1981», por Joaquín Coello Brufau y Pedro Morales Sánchez.
— «Las radiocomunicaciones en las regatas de altura», por Juan Pérez Tella.
— «El análisis leibniziano, la propulsión a vela y un talento sorprendente: Jorge Juan y Santacilia», por Juan Fajardo Utrilla.
— «La seguridad de la vida humana en el mar de las embarcaciones deportivas», por Rafael de la Rosa Vázquez.

Se otorgó el primer premio al trabajo «El hidroala a vela», de don Fulgencio García Hernández, y el segundo al trabajo «Balandro para la Whitbread Round the World Race. Ensayos hidrodinámicos», de don Antonio Luis García Ferrández.

Ya fuera de concurso, y en la mañana del sábado día 31, la delegación de la firma Japan Marine Machinery Development Association, encabezada por el presidente de dicha entidad, Mr. Noboru Hamada, que realizó el viaje a España con este exclusivo objeto, presentó los siguientes trabajos, del máximo interés dentro del contexto de las nuevas alternativas energéticas:

— «The testing results of sailing model ship DAIOH», por Mr. K. Shimizu y Mr. Y. Endo, de NKK.
— «The project of 1.600 DWT sailing tanker», por Mr. K. Shimizu y Mr. Y. Endo, de NKK, y Mr. Y. Fujiwara, de Aitoku.
— «The project of 12.000 DWT sailing barge», por el doctor H. Narita, de Mitsui.

Cerró el acto un emocionado homenaje al doctor ingeniero naval don Juan José Chico Gárate, desaparecido a temprana edad y precursor de la vuelta a la propulsión a vela en buques mercantes. A dicho acto, que recogemos a continuación en su totalidad, asistían expresamente in-

El señor Chico y Rello, dirigiendo unas palabras de agradecimiento.

vitados el padre del finado, don Pedro Chico y Rello, y su hermana Mercedes.

Señor presidente:

«Entramos ahora en el acto de recuerdo y homenaje a un ingeniero naval ilustre, Juan José Chico Gárate. Su padre, don Pedro Chico y Rello, y su hermana Mercedes, están hoy con nosotros. También está él.

Tiene la palabra don José Manuel Alcántara Rocafort, que va a dar lectura a las cuartillas que ha preparado para esta ocasión y que ha titulado: "Recuerdo a un precursor del retorno a la vela en buques mercantes: doctor ingeniero naval Juan José Chico Gárate".»

Señor Alcántara Rocafort:

«Ahora, cuando casi todos los técnicos, como también los miembros de la Administración y ejecutivos de empresas, están buscando afanosamente alternativas más baratas para reducir, o por lo menos nivelar, los consumos de los productos petrolíferos, se encuentran trabajos de inteligentes compañeros que en el pasado ya habían apreciado la utilidad de dichas alternativas para la propulsión de buques, y debemos acreditarlos por sus conocimientos, investigaciones y espíritu profético.

Entre ellos el profesor Juan José Chico Gárate tiene, sin duda, un puesto bien merecido. Desgraciadamente, su temprana muerte nos privó de la oportunidad de posteriores desarrollos en este como en otros campos. Sin embargo, bastantes trabajos, estudios de investigación, patentes y proposiciones técnicas aguardan la feliz iniciativa del Fondo Editorial de la Asociación de Ingenieros Navales de España de recopilarlos en un libro.

El viento y su fiel compañera la vela casi han presidido estas Sesiones, y aunque no fueron totalmente enterrados en el pasado, gracias al cariño de algunos, que quizá embelesados por el canto de las sirenas, han desafiadamente atravesado o circunnavegado el mundo en pequeños barcos de vela, o a aquellos otros que detrás de una mesa de dibujo conservaron en sus mentes el viento y la vela, el negro humo de las chimeneas sustituyó a los palos vestidos de blanco y la propulsión por medio del viento fue algo olvidado.

En ese ambiente, el doctor ingeniero naval Chico Gárate leyó un trabajo titulado "Utilización económica de la energía del viento para la propulsión de barcos mercantes" con motivo de las Primeras Jornadas Luso-Españolas, en noviembre de 1971, cuyo resumen decía lo siguiente:

"El desarrollo de los buques mercantes a vela fue interrumpido en los comienzos del presente siglo y totalmente sustituido después por los buques propulsados por hélice. Por esta razón casi ninguna innovación pudo serles aplicada. Los requerimientos de tamaños crecientes de buques trajeron consigo tal complejidad de maniobra de aparejos, que precisaba de una numerosa dotación, mientras que cada vez era más lento el manejo del buque y la velocidad de servicio era decreciente en comparación con la obtenida por buques veleros de menor porte de tiempos anteriores. Se beneficiaban de la energía más barata, el viento, pero para hacer uso del mismo precisaban del factor más costoso en la explotación del buque: la dotación.

Sin embargo, ha sido desde que desaparecieron los buques de vela cuando fueron desarrolladas las técnicas que pueden contribuir a resolver sus limitaciones y problemas. En primer lugar la aerodinámica y luego la electrónica, los servomecanismos, automatismos, meteorología, comunicaciones, nuevos materiales, etc. pueden ser aplicados para mejorar la economía de explotación y la seguridad de los veleros de forma tal que para ciertas rutas y comercios pudieran resultar beneficiosos."

En este trabajo se hacía reconocimiento de los trabajos técnicos de H. Thieme, B. Wagner, W. Prölss y de otros que conservaron en sus mentes el viento y la vela.

Por otra parte, el coste del fuel-oil no era entonces un factor que tuviese mucho peso. Esto es importante, puesto que si el punto de equilibrio económico casi se alcanzaba sin esa consideración, hoy en día se desplaza hacia atrás y, por tanto, existen beneficios potenciales que

Precidencia de la sesión de clausura.

motivarán a los armadores a encargar algunos proyectos de buques a vela.

No podemos esperar en algunos años que el motor sea desplazado ni siquiera apreciablemente, pero probablemente algunos verán antes de acabarse esta década la navegación de algunos buques con velas auxiliares y entonces nuevos estudios, basados fundamentalmente en razones económicas, motivarán el desarrollo de un útil buque mercante, que indudablemente tendrá el respaldo de los grupos ecológicos y de los tripulantes, que precisan de algo como la vela para morar a gusto.

Debemos recordar a nuestro compañero Juan José Chico Gárate y a otros que, como él, no permitieron que los conocimientos sobre la propulsión a vela se los llevara el viento.

¡Vela a la vista!»

Señor presidente:

«En los homenajes grandes sobran las palabras. Hablan, en el silencio, los nombres grabados o esculpidos en los metales o en la piedra. Como dijera Chateaubriand: "Para los grandes hombres, unas piedras y un nombre." Nosotros hemos elegido esta pieza de metal y grabado en ella unas palabras: "La Asociación de Ingenieros Navales de España a Juan José Chico Gárate, doctor ingeniero naval, inventor y precursor." Quizá hubiera bastado "A Juan José Chico Gárate." Y me cabe el honor de entregarla a su padre, en nombre de la Asociación, como recuerdo y homenaje a su hijo, honra y orgullo de la profesión y de España.»

Señor Chico y Rello:

«Queridos y admirados ingenieros navales, compañeros de mi hijo Juan José Chico Gárate: sobre vosotros y vuestras familias recaiga la bendición del cielo.

Con palabras de Carlos I: "Os llevo atravesados en mi corazón." Cuando la emoción nos domina, no hallamos palabras que expresen justamente nuestra inmensa gratitud. La mejor elocuencia es la del emocionado silencio, porque de labios plegados no pueden brotar palabras tan torpes como las mías son.

Vuestra clarividencia sabe muy bien lo que encierra un corazón desbordantemente agradecido como el mío lo está hacia vosotros.

Que Dios premie vuestra inmensa bondad para con mi muy amado hijo, y él, desde la Altura en que vive eternamente, intercederá en favor de vosotros y de vuestras familias. Pido que así sea y así será.

Muy vuestro, Pedro Chico y Rello, decano de los geógrafos españoles.»

Señor presidente:

«Los broches como este acto de recuerdo y homenaje no cabe retocarlos. No hay nada que añadir, que la emoción nos lo impediría si lo hubiera, sino dar a todos las gracias.

Quedan clausuradas las XIX Sesiones Técnicas de la Ingeniería Naval.»

Con gran brillantez y éxito fue desarrollada la parte social de tales Sesiones, en la que fue de destacar la excursión a Murcia, con visita de sus principales Museos, de las señoras de los congresistas, ofrecida por los excelentísimos Consejo Regional, Ayuntamiento y Diputación de Murcia; cena del día 29 ofrecida por la Empresa Nacional Bazán, y cena de clausura ofrecida por la Asociación de Ingenieros Navales de España, el día 30, con la actuación de importantes grupos folklóricos. En esta cena, a la que también asistieron las principales personalidades de la zona, fueron entregados los premios a los autores de los trabajos, así como un pequeño recuerdo a la delegación del Japón.

El pasado día 31, en Cartagena, fueron inaugurados los locales del Colegio Oficial de Ingenieros Navales, en los que se desarrollarán las actividades técnicas de la zona en el futuro.

XVIII SESIONES TECNICAS DE INGENIERIA NAVAL

Jerez, noviembre 1979

La problemática del accidente marítimo y la contaminación

Alejandro Mira Monerris. Dr. Ing. Naval (*).

RESUMEN

Las dificultades de la navegación en el mar explican muchas de las peculiaridades del mundo marítimo. Sin embargo, es un hecho que con frecuencia excesiva todavía siguen ocurriendo accidentes.

Estos accidentes afectan a la vida humana, al medio ambiente y al buque y su carga, y exigen la aplicación de una solución sistemática y globalizada, tal como puede obtenerse con un análisis y dirección de riesgo adecuados.

Para eliminar los riesgos identificados es necesaria la provisión de la legislación y medios de control adecuados. El interés que, apoyados por la unión pública, están tomando las autoridades gubernamentales, agrupadas en la Intergovernmental Maritime Consultative Organization (IMCO) es estimulante, aunque los resultados prácticos todavía no sean suficientemente satisfactorios.

En este trabajo se revisan de un modo general estas cuestiones, esperando que ello pueda contribuir a provocar o aumentar el interés por este candente tema y sus soluciones.

SUMMARY

The difficulties of navigation at sea explain many of the characteristics of the maritime world. However, casualties still occur at an excesive frequency.

These casualties affect to the human life, to the environment, and to the ship and her cargo, and ask for a systematic global solution, such as rosk analysis and management, to be applied.

To avoid identified risks, it is required suitable legislation and control. In this aspect the Governmental Authorities, grouped at the Intergovernmental Maritime Consultative Organization (IMCO), and supported by the public opinion are paying an attention that is encouraging, even not being obtained satisfactory practical results yet.

These matters are generally approached in this paper, and it is hoped that contributes to promote or increase the interest for them.

INTRODUCCION

Los procesos que se desarrollan en algunas instalaciones marinas o costeras y la naturaleza de algunas cargas transportadas en buques a través de los mares son tales, que en caso de accidente las pérdidas de vidas y los daños a propiedades o al ambiente pueden alcanzar proporciones catastróficas y del orden de las que hace no muchos años podría producir una guerra.

El problema general de seguridad en el mar puede dividirse en tres partes: seguridad de la vida humana, seguridad del ambiente y seguridad del buque y su carga.

Nuestra exposición se concentrará básicamente en la seguridad ambiental, aunque las tres están íntimamente ligadas y sea difícil establecer una discriminación real; sin embargo, no queremos dejar de reseñar, aun a título de curiosidad, unas significativas cifras referidas directamente a la seguridad de la vida humana y la del buque y su carga.

a) Entre 0,5 y un 2 por 100 de hombres de mar mueren en accidentes marinos, lo que supera las cifras aplicables a otras profesiones.

b) Cada año se están perdiendo unos 200 buques, representando aproximadamente 1.200.000 TRB, lo que supone el 0,4 por 100 de la flota mundial (en España, el 0,6 por 100). Expresado de otro modo, cada quince días se pierde un buque de 50.000 TRB.

c) Las reclamaciones por daños a casco y carga en el caso del «Amoco-Cadiz» ascendieron a 2.750 millones de pesetas. Marzo de 1978.

La obtención de un récord ejemplar en el campo de la seguridad marítima es un asunto de orgullo nacional, y todos debemos luchar para promover y formular la legislación y medios de acción necesarios, aunque, dadas las características del tráfico marítimo, el tema de su seguridad exija cooperación y leyes a nivel internacional.

Aunque la seguridad en la mar no ha levantado entre el público y los especialistas una controversia como en el caso de las centrales nucleares, sí que existe un creciente interés entre autoridades y público.

La seguridad del tráfico marítimo ha superado, pues, el interés privado comercial y humano para ser un tema político de debate público. El respeto por la vida humana y su medio ambiente es incuestionable. Sin embargo, no se puede detener la marcha de la humanidad con medidas tan restrictivas que, por otro lado, nunca ofrecerían la certeza absoluta de anular todo riesgo. Existen casas que podrían mejorar su seguridad, existen coches que podrían mejorar su seguridad, por citar dos ejemplos de interés popular.

ANALISIS DE RIESGO

Como primera medida, parece lógico analizar riesgos, y así atacar el problema mediante un efectivo programa de control de riesgo (garantía de calidad del buque y sus instalaciones, formación de personal, plan de contingen-

(*) Consejero-delegado de FIDES, S. A.

cia, etc.) que revele los puntos débiles y asegure su eliminación.

Las autoridades deberán valorar los riesgos que suponen las diversas actividades como base para alcanzar decisiones equilibradas que se traduzcan en leyes que no reduzcan excesivamente los recursos de la sociedad. Así, pues, las autoridades constitucionales, debidamente asesoradas, deberán decidir en estas materias e informar a la opinión pública, con objeto de evitar confusos debates que favorezcan a ciertos intereses privados.

El propósito de las regulaciones es minimizar el riesgo del buque, de la tripulación y de la vecindad sobre todo. El transporte incluye también la carga y descarga en puerto. Son puntos muy importantes la definición de sustancias cancerígenas, como la etilenamina; leucémicas, como el benceno; productoras de cáncer de hígado, como el cloruro de vinilo monómero, etc.

El Grupo de Expertos en los Aspectos Científicos de la Contaminación Marítima (GESAMP) ha preparado tablas en las que indica la importancia relativa de las diferentes rutas en las que se produce contaminación y listas de sustancias, mostrando su efecto contaminante tanto durante la fabricación y uso como en la evacuación a ríos, etc., y en las operaciones de descarga.

Los tipos de contaminación más corrientes son los debidos a hidrocarburos (petroleros, limpieza en otro tipo de barcos, exploración de yacimientos submarinos y explotación de yacimientos submarinos); sustancias radioactivas (desechos de instalaciones nucleares y desechos de navíos a propulsión nuclear), que aunque actualmente tienen poca importancia se estima que en el año 2000 alcanzarán los 10 millones de toneladas, y, finalmente, las sustancias químicas derramadas, bien en actividades domésticas, como detergentes y aguas fecales, o bien en actividades industriales. Resumiendo, podemos decir que actualmente los dos peligros más destacables son la toxicidad y la inflamibilidad, y a plazo más largo, la radioactividad.

Básicamente, un análisis de riesgo consta de cuatro etapas:

a) Identificación del riesgo.

b) Cálculo de la probabilidad del riesgo.

c) Evaluación del riesgo.

d) Estimación de las consecuencias.

La identificación del riesgo puede basarse en datos históricos, en fórmulas teóricas y en charlas con los llamados expertos, dependiendo de su evidencia y siendo conveniente agrupar los riesgos previstos. Así pequeños derrames operacionales, pequeños derrames accidentales, grandes derrames accidentales.

El cálculo de la probabilidad del riesgo debe tener como base las estadísticas de accidentes, introduciendo factores de corrección relativos a las circunstancias actuales. La búsqueda de datos, su interpretación y la incertidumbre resultante de la extrapolación de los mismos hacen que esta parte suponga el mayor esfuerzo del estudio.

Hasta ahora el análisis ha sido prácticamente objetivo; al llegar a la evaluación del riesgo aparece predominantemente el factor subjetivo. Se deben comparar los riesgos identificados con los niveles de riesgo de otras actividades, su incidencia en los diferentes niveles sociales, el valor que le dan el pueblo y los políticos, etc.

Finalmente, en la estimación de las consecuencias se analizan los efectos de los riesgos sobre seres humanos, medio ambiente, etc. Esto se puede realizar con la ayuda de modelos, por ejemplo efectos de un fuego o explosión simulados y derrame consiguiente, o bien mediante cálculos. En todo caso exige técnicas muy preparadas. Las consecuencias se valoran en unidades tan heterogéneas como pesetas, vidas humanas, molestias ambientales, etc.

En la mayoría de los casos de análisis de riesgo, la obtención de datos representa la mayor carga de trabajo, y más si se tiene en cuenta que hay que acudir a distintos centros, y en muchos casos existe divergencia en los datos aportados. Es por ello por lo que se agradecen todos los esfuerzos que en especial por petroleros se están haciendo, con objeto de centralizar esta información en bancos de datos apropiados y que en el caso que nos ocupa aportarán datos tales como:

a) Buque: tipo, edad, bandera, TRB y TPM, tipo de propulsión, características especiales de construcción, tipo de carga y velocidad en servicio.

b) Accidente: fecha, latitud y longitud, características del lugar, distancia a la costa, condiciones atmosféricas, pérdida total o parcial, tipo de accidente, daños estructurales, tipo de derrame y cantidad derramada.

Unos ejemplos de análisis de riesgo muy apropiados para estas Sesiones andaluzas serían un análisis de riesgo de colisión en el Estrecho de Gibraltar, comparado con el correspondiente a la época anterior al establecimiento de rutas separadas, o bien un análisis de riesgo de explosión en la bahía de Cádiz, o análisis de riesgo de derrame de petróleo en la bahía de Algeciras, etc., y que tal vez presente el autor en un próximo trabajo.

ESTADISTICAS

Conscientes de la contribución que la investigación de los accidentes marítimos puede aportar a la causa de la seguridad, hay que considerar a las estadísticas como un auxiliar muy necesario para comprobar la efectividad de la legislación que cubre el campo total de la operación del buque.

Los niveles de seguridad pasados y presentes son más bien mediocres. Para convencerse es suficiente observar el hecho de que el sistema de responsabilidad limitada aún permanezca en uso en los buques, como muestra no sólo de lo arriesgadas que eran las primeras expediciones marítimas, sino también de que la navegación continúa siendo un arte difícil y peligroso.

Por otra parte, las estadísticas no son precisamente alentadoras. Las tablas estadísticas de la Liverpool Underwriter's Association y del Lloyd's Register of Shipping han servido de base para confeccionar los cuadros orientativos referidos al último lustro que presentamos y que no tienen otro objeto que patentizar la magnitud del problema y sus posibles causas.

DISTRIBUCION APROXIMADA DE ACCIDENTES POR TIPO DE BUQUE

	% buques	% TRB
Carga general	55	39
Petroleros	7	38
Minerales	2	14
Pesca	26	4
Otros	10	5
Total	100	100

DISTRIBUCION APROXIMADA DE ACCIDENTES POR SUS CAUSAS

	% buques	% TRB
Choques (colisiones, varadas, etcétera)	40 (1)	48 (1)
Incendios y explosiones	20 (2)	28 (2)
Fallos estructurales, estabilidad, etc.	30 (2)	17 (2)
Otros	10 (2)	7 (2)
Total	100	100

(1) Tendencia decreciente.
(2) Tendencia creciente.

DISTRIBUCION APROXIMADA DE LAS FUENTES DE CONTAMINACION

	%
Descargas operativas de petroleros	50
Entradas en dique	11
Operaciones en terminales	2
Aprovisionamiento sentinas	25
Accidentes de petroleros	8
Accidentes otros buques	4
Total	100

DISTRIBUCION APROXIMADA DE ACCIDENTES SEGUN LUGAR DEL ACCIDENTE (% N.º DE BUQUES)

	Choques %	Incend. y explo-siones %	Fallos estruc., estabil., etc. %	Otros %	Total %
Mar abierto . .	37	31	31	1	100
Aguas restrin-gidas	68	13	17	2	100
Puerto	44	34	7	15	100
Muelle	5	81	9	5	100
% buques . . .	40	20	30	10	100

DISTRIBUCION GEOGRAFICA DE ACCIDENTES (% N.º BUQUES)

	%
Costa U. K., Mar del Norte y Golfo de Vizcaya.	24
Costa Japón	15
Mediterráneo	10
Atlántico USA	7
Báltico	5
Costa Indias Orientales	5
Mar de la China	5
Caribe	4
Costa Africa Occidental	4
Otros	23
Total	100

Aunque los sistemas de seguridad han ido mejorando, la tendencia de la relación pérdidas anuales a tonelaje activo (aproximadamente 0,40 por 100) sigue siendo alarmante. Este criterio global, con sus defectos, es muy útil para conocer las tendencias a largo plazo.

El tema no puede reducirse a expresar cifras; se debe investigar el origen de tales accidentes antes de establecer las medidas de prevención requeridas. La OECD ha realizado este estudio en detalle, agrupando los accidentes por banderas, tonelajes, fechas de accidentes y lugares geográficos para un período suficientemente largo para ser representativo.

Entre las conclusiones que no ofrecen lugar a dudas (las mayores pérdidas corresponden a buques menores de 8.000 toneladas y mayores de diez años) exige especial atención la influencia de las banderas. Las pérdidas de buques bajo bandera de conveniencia vienen a representar cuatro veces las de los buques de los países de la OECD y el doble de la de los países del resto del mundo.

El 80 por 100 de los accidentes son debidos a errores humanos.

Aproximadamente, cada año van a la mar seis millones de toneladas de petróleo. De ellas algo menos de la mitad ($\simeq$ 37 por 100) corresponden a buques, unas 200.000 toneladas derramadas por accidente y unos dos millones en operaciones de limpieza, y ello aunque existen monitores para control continuo de la concentración de petróleo en las descargas de lastre y residuos y también que algunos países controlen mediante aviones con equipos de rayos infrarrojos u otros equipos las evacuaciones ilícitas.

España es uno de los países más expuestos a accidentes marítimos causantes de contaminación. Las rutas petroleras principales, la que pasa por el Estrecho de Gibraltar procedente de Suez y la procedente del Cabo de Buena Esperanza, ambas bordean nuestras costas.

Este estado de cosas exige una serie de acciones, tales como: regulaciones y legislación internacional adecuadas, tripulaciones cualificadas, organización y coordinación de tráfico, medios de emergencia, etc., basándose su adopción en una detallada labor de recopilación de datos y metodología de proceso de datos.

El informe de averías de la Cámara Internacional de Comercio (ICS), que aparece desde 1972, junto con las dos fuentes anteriormente citadas (Lloyd's y Liverpool Underwriter's Association), ha contribuido a constituir un valioso banco de datos tanto para petroleros como para otro tipo de buques.

LEGISLACION

El primer movimiento hacia una acción concertada internacional en seguridad marítima fue debido, como casi siempre, a un accidente importante. La pérdida del «TITANIC» en 1912, que con 2.201 personas a bordo se hundió al chocar con un témpano de hielo, muriendo 1.489 personas. El «TITANIC» llevaba radio, 15 mamparos estancos (que se estimaba le hacían inhundible), 20 botes salvavidas con capacidad para 1.178 personas (por encima de los requisitos legales de la época), etc.

El resultado más importante del hundimiento del «TITANIC» fue la convocatoria, en 1913/1914, de la primera Conferencia Internacional sobre Seguridad en la Mar, que dio pie al Convenio correspondiente. La guerra de 1914/1918 no permitió la ratificación del Convenio, pero fue la base para las Conferencias de 1929 y 1948 y para la creación de IMCO.

A partir de 1979 entra paulatinamente en vigor un Código de precauciones establecidas por IMCO y que presentamos de un modo resumido.

El armador podrá elegir entre las diversas opciones, basándose en consideraciones económicas, pero se estima que estas medidas supondrán un aumento en los costes de transporte del orden del 6 al 10 por 100.

Como ya se ha dicho, aproximadamente un 80 por 100 de los accidentes son debidos a error humano; esto parece indicar que, independientemente del buen estado en que se encuentre el buque, lo bien equipado que pueda estar y lo complejos que sean los auxilios para la navegación, como quiera que el servomotor, los autopilotos, el radar, etc. se mantienen, programan y/o interpretan por seres humanos falibles, no queda más remedio que mejorar la preparación e instrucción de los servicios del personal. Por ello no sería de extrañar que se restablecieran los antiguos registros de capitanes, en línea con el registro de buques.

Por su parte, la IMCO, en su Conferencia de junio de 1978, estableció normas básicas sobre instrucción, certificación y guardias del personal de mar, con referencias específicas al personal de cubierta, máquinas, radio y peritos en embarcaciones salvavidas. Se dedica un capítulo especial al personal de petroleros.

Sin embargo, es en el tratamiento posterior del accidente, i. e., en el establecimiento de planes de contingencia, donde queda mucho camino por recorrer. El problema de autonomía y coordinación es muy complejo, especialmente por la necesidad de implicar intereses particulares, y aun-

REQUISITOS BASICOS DE LOS PROTOCOLOS DE SEGURIDAD Y PREVENCION DE CONTAMINACION POR PETROLEROS (TSPP)

Buques	Transporte de crudos		Transporte de productos	
	Requisitos	Entrada en vigor	Requisitos	Entrada en vigor
En construcción	SBT/PL y COW y IGS (20.000 TPM)	Contrato 6/79 Quilla 1/80 Entrega 6/82	SBT/PL (30.000 TPM) IGS (20.000 TPM)	Contrato 6/79 Quilla 1/80 Entrega 6/82
En servicio	CBT o SBT o COW (40.000 TPM)	H	CBT o SBT (40.000 TPM)	H
	SBT o COW (70.000 TPM) (40.000 TPM)	H + 2 años H + 4 años		
	IGS (70.000 TPM) (20.000 TPM)	H + 2 años H + 4 años	IGS (70.000 TPM) (20.000 TPM)	H + 2 años H + 4 años

Nomenclatura:

H = Fecha de entrada en vigor de los Protocolos adoptados en la Conferencia de la IMCO de febrero 1978 sobre Seguridad y Prevención de Contaminación por Petroleros (TSPP).
SBT = Tanques de lastre segregado.
SBT/PL = Tanques de lastre segregado en situación protectora.
CBT = Tanques de lastre limpio.
COW = Sistema de lavado con crudo.
IGS = Sistema de gas inerte.
CAA = Auxilios para evitar colisiones.

que en menor grado también por la coincidencia de competencias de muy diversos organismos oficiales. En este aspecto la necesidad de una organización centralizada, de expertos en la materia, es de capital importancia.

SISTEMAS ANTICONTAMINACION

Una vez ocurrido el accidente, la primera operación es trasvasar la carga contaminante que pueda quedar en el buque a otro buque, de modo que se evite un mayor derrame y, por tanto, contaminación. La segunda es agrupar el derrame alrededor del buque siniestrado, evitando su extensión y facilitando así su recogida mediante aspiradoras o desnatadoras flotantes, ya que se reduce su extensión, aunque aumente el espesor de la película contaminante. A este respecto en la Conferencia y Exposición Internacional sobre Prevención de la Contaminación por Petróleo, que se celebró en Hamburgo en septiembre de 1978, se presentaron varios diseños de buques destinados a este propósito, es decir, para recogida de derrames; sin embargo, sólo uno de ellos está construido y en período de pruebas. Se están preparando diseños de buques desnatadores o recogedores de derrames hasta 5.000 TRB; sin embargo, no está claro si los Gobiernos y las compañías petrolíferas están dispuestas a apoyarlos y convertirlos en una alternativa práctica frente a los discutidos dispersantes y detergentes y a las barreras y aspiradoras o desnatadoras flotantes actualmente usadas. La actual carencia de fletes y la capacidad de almacenaje de los petroleros ofrece la posibilidad de adaptar estos buques para servicio de recogida de derrames con costes no tan elevados. En un solo accidente se ha llegado a perder petróleo por valor de 450 millones de pesetas. Vale la pena recuperarlo y considerar por ello muy a fondo este tema.

El máximo argumento contra este tipo de buque es la extensión de los períodos de inactividad entre actuación y actuación. Este inconveniente se puede paliar diseñando buques multipropósito (transbordadores, contraincendios, petroleros, cisternas, etc.). Los tiempos de respuesta en caso de accidentes deben reducirse al mínimo y para ello deberá existir un número suficiente de ellos a lo largo de las costas. Deberán tener unas condiciones marineras que les permitan trabajar en las condiciones más adversas y suficiente capacidad de carga. Tal vez el proyecto más espectacular corresponde a un buque descontaminante cuyo casco se abre en sentido longitudinal, como unas tijeras, hasta formar un ángulo de 65°, y que en la posición normal puede usarse como un buque petrolero de cabotaje de 5.000 TRB y 12 nudos. Con una capa de petróleo de dos milímetros y una velocidad de tres nudos puede recoger 800 m^3/hora.

EPILOGO

La vulnerabilidad de los buques en una emergencia, sin posibilidad de ayuda externa inmediata, exige mayores cuidados si cabe que en transporte terrestre. Exigen, pues, una atención preferente las recomendaciones para el transporte de mercancías peligrosas, sustancias contaminantes y los procedimientos de emergencia. Según el riesgo, se elegirá el tipo de buque y/o contenedor, exigiéndose rutas especiales para el transporte entre terminales de gran tráfico.

Es, pues, muy importante, para minimizar el riesgo de que ocurra un accidente, investigar y estudiar cada caso detalladamente, considerando la posibilidad de que ocurra.

En todo caso, es imprescindible suministrar las salvaguardias apropiadas, pero sin llegar a una sobre-protec-

(Sigue en la pág. 226.)

Posibilidades de las plantas combinadas turbina de gas-vapor, sistema «C.O.G.A.S.», para la propulsión de buques mercantes

José Carlos Merino Rego. Ing. Naval

RESUMEN

Debido a la crisis del petróleo, y especialmente a la última subida del fuel-oil en el verano de 1979, se han elevado enormemente los costes de explotación en el transporte marítimo, ya que el consumo de combustible representa un considerable porcentaje de dichos costes.

Por tanto, un ahorro en el consumo por milla justifica el reconsiderar las ideas tradicionales relativas a la selección de la maquinaria propulsora de los buques, aun a costa de una inversión relativamente más grande.

Con el presente artículo se pretende demostrar que las plantas combinadas TURBINA DE GAS-VAPOR, con calderas de recuperación de gases de DOBLE PRESION, alcanzan consumos específicos de fuel-oil (Bunker C) perfectamente comparables con los de las plantas diesel o de vapor más modernas, pudiendo ser una alternativa interesante como instalación propulsora de bajo consumo para los buques mercantes del futuro.

SUMMARY

Due to the petroleum crisis and specially due to the last fuel-oil price increase, which ocurred during the summer of 1979, the operational costs for Maritime Transportation have experienced an enormous growth if we consider that fuel consumption represents a considerable percentage of said costs.

Consequently, any reduction in the consumption per mile fully justifies the reconsideration of the traditional concepts employed in the selection of the ships propulsion plants even at the risk of a relatively higher initial investments.

The purpose of this essay is to attempt to demostrate that combined GAS TURBINE-STEAM plants with DOUBLE PRESSURE gas recuperating boilers permits to achieve specific fuel-oil (Bunker C) consumption that compare quite well with the fuel consumption of the most modern Diesel or Steam propulsion plants, with the result of being a possible interesting alternative as low consumption propulsion plants for the Merchant ships of the future.

INDICE

0. INTRODUCCION.
1. POSIBILIDADES TERMODINAMICAS DE LA TURBINA DE GAS.
   - 1.1. **Proceso de compresión.**
   - 1.2. **Proceso de combustión.**
   - 1.3. **Proceso de expansión.**
   - 1.4. **Pérdidas de carga.**
   - 1.5. **Rendimiento térmico del ciclo.**
   - 1.6. **Proceso del regenerador.**
   - 1.7. **Proceso de recuperación de gases para un ciclo combinado.**
2. ESTADO ACTUAL DE LA TECNICA.
   - 2.1. **Evolución de la temperatura de entrada en la turbina de gas.**
   - 2.2. **Materiales de toberas y paletas.**
   - 2.3. **Refrigeración de toberas y paletas.**
   - 2.4. **Rendimientos de turbinas y compresores axiales.**
   - 2.5. **Cámaras de combustión.**
3. MARINIZACION.
4. TIPOS DE TURBINAS DE GAS MARINAS.
   - 4.1. **Diferencias fundamentales entre las turbinas marinas derivadas de aviación y de la industria tipo HEAVY DUTY.**
   - 4.2. **Modelos de turbinas existentes.**
5. LAS PLANTAS COMBINADAS COMO SOLUCION.
   - 5.1. **Calderas de recuperación de gases.**
   - 5.2. **Tipos de calderas de recuperación.**
   - 5.3. **Estudio comparativo referido a una planta base.**
   - 5.4. **Planta propuesta seleccionada como óptima.**
   - 5.5. **Aplicación de la planta óptima a las turbinas de gas disponibles. Balances térmicos.**
6. CONCLUSIONES.
7. APENDICE I. Determinación precisa del rendimiento de las turbinas de gas.
8. APENDICE II. Comparación de consumos específicos de diversas plantas propulsoras.
9. APENDICE III. Método de valoración numérica para distintas plantas propulsoras.
10. NOTACION.
11. BIBLIOGRAFIA.

0. INTRODUCCION

A pesar del gran avance tecnológico experimentado por las turbinas de gas durante los últimos treinta años, su introducción como maquinaria propulsora marina ha seguido dos vertientes totalmente diferenciadas. Por una parte se ha impuesto casi totalmente para la propulsión de los buques de guerra de todas las Armadas del mundo, pero, por otra, su empleo en los buques mercantes ha sido muy limitada hasta la fecha por una serie de razones que expondremos en nuestro estudio.

A continuación se comienza el trabajo con un resumen de las posibilidades termodinámicas de la turbina de gas, estado actual de la técnica, tipos disponibles y características de las mismas para el servicio marino, para continuar con el estudio de las plantas combinadas como solución alternativa para la propulsión de buques mercantes, analizando comparativamente un gran número de diseños de calderas de recuperación de gases de presión UNICA o DOBLE, sin REHEAT o con REHEAT y con variantes en los valores de las presiones y temperaturas de: vapor, alimentación y salida de gases para seleccionar la planta de vapor de máximas posibilidades y que se aplica a varias turbinas de gas tipo HEAVY DUTY como base para obtener unas plantas propulsoras marinas, SISTEMA COGAS, con consumos específicos de fuel-oil (Bunker C) comparables a los de las instalaciones de motores diesel y turbinas de vapor más modernas.

Finalmente se incluyen tres apéndices. En el primero se determina de modo más preciso el rendimiento de las turbinas de gas. En el segundo se realiza un análisis comparativo entre los consumos de diversas plantas. En el tercero se aplica un método de valoración numérica a cuatro posibles instalaciones propulsoras para un buque carguero rápido.

1. POSIBILIDADES TERMODINAMICAS DE LA TURBINA DE GAS (1), (2), (3) y (4)

De todos los ciclos termodinámicos posibles con una turbina de gas, en la figura 1 (a) se representa el más sencillo, conocido como ciclo simple abierto, compuesto esencialmente por un compresor de aire, una cámara de combustión y una turbina de gases que desarrolla la potencia necesaria para mover el compresor y producir una potencia neta en una hélice.

1.1. Proceso de compresión

El trabajo real absorbido por el compresor es:

$$N_c = c_{pa} \times (T_2 - T_1) = \frac{c_{pa} \times T_1}{\eta_c} \times \times [(P_2/P_1)^{(n-1/n)} - 1] \qquad [1]$$

1.2. Proceso de combustión

El proceso de combustión es a presión constante y el calor aportado por el combustible en la cámara de combustión es:

$$N_{cc} = \frac{G_f}{G_a} \times H_i = \frac{c_p \times (T_3 - T_2)}{\eta_{cc}} \qquad [2]$$

1.3. Proceso de expansión

El trabajo real desarrollado en la turbina es:

$$N_T = c_{pg} \times (T_3 - T_4) = c_{pg} \times T_3 \times \eta_T \times \times \left[1 - \frac{1}{(P_3/P_4)^{(n-1/n)}}\right] \qquad [3]$$

1.4. Pérdidas de carga

Aunque hemos dicho que el proceso de combustión es a presión constante, la realidad es que existe una pequeña pérdida de carga a través de la cámara de combustión y, por tanto, $P_3 < P_2$. De forma similar, los gases, al salir de la turbina, tienen una pérdida de carga al salir a la atmósfera. Es decir, $P_4 > P_1$. Por tanto:

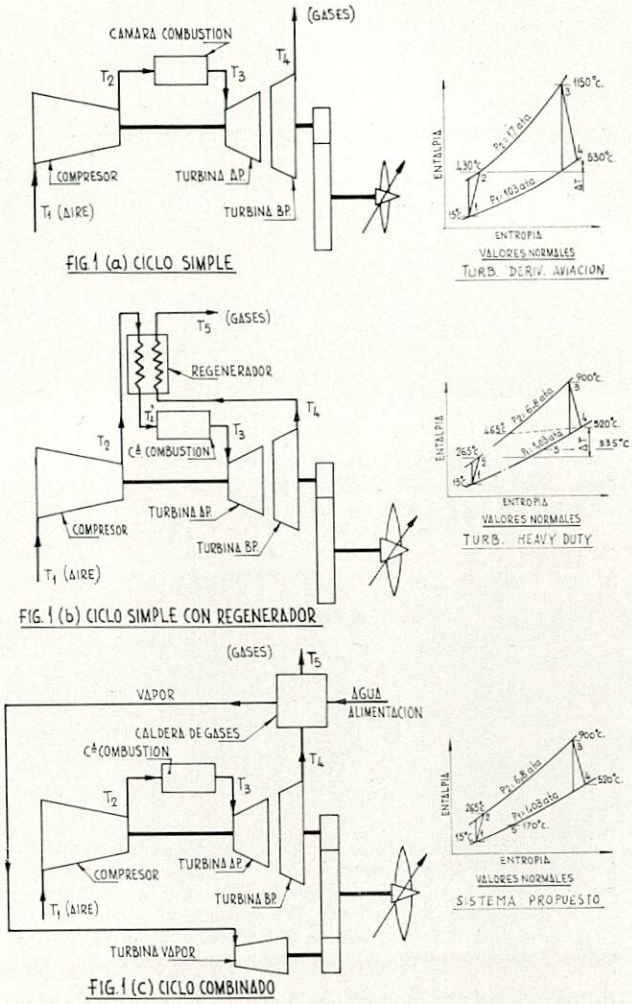


Figura 1.

$$\left(\frac{P_3}{P_4}\right) = \left(\frac{P_2}{P_1}\right) \times \left(\frac{P_3}{P_2}\right) \times \left(\frac{P_1}{P_4}\right)$$

o bien:

$$\left(\frac{P_3}{P_4}\right) = \left(\frac{P_2}{P_1}\right) \times \left[1 - \frac{(P_2 - P_3)}{P_2}\right] \times \times \left[1 - \frac{(P_4 - P_1)}{P_4}\right] \qquad [4]$$

1.5. Rendimiento térmico del ciclo

$$\eta = \frac{N_T - N_C}{N_{cc}} = \frac{C_p \times T_3 \times \eta_T \times \left[1 - \dfrac{1}{\left(\dfrac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{n-1}{n}}}\right] - \dfrac{C_p \times T_1}{\eta_c} \times \left[\left(\dfrac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]}{\dfrac{C_p \times (T_3 - T_2)}{\eta_{cc}}} \qquad [5]$$

Si tomamos los mismos valores medios de c_p y n para aire y gases y hacemos

$$T_3/T_1 = \alpha \quad ,, \quad (P_2/P_1)^{(n-1/n)} = \beta$$

y despreciamos las pérdidas de carga, es decir, $\frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2}{P_1}$, la fórmula 5 se transforma en:

$$\eta = \frac{\left(\frac{\alpha \times \eta_T \times \eta_c}{\beta} - 1\right) \times \eta_{cc}}{\eta_c \times \left(\frac{\alpha - 1}{\beta - 1} - 1\right)} \qquad [6]$$

Suponiendo un valor de n_{medio} para el aire de 1,4 y de 1,333 para los gases, con un valor de promedio para todo el ciclo de n = 1,372; la temperatura del aire de entrada $t_1 = 15°$ C; los rendimientos $\eta_c = 0{,}85$,, $\eta_t = 0{,}86$,, $\eta_{cc} = 0{,}98$, y si al grado de compresión, P_2/P_1, le llamamos r, la fórmula 6 se transforma en:

$$\eta = \frac{\left(\frac{T_3 \times 0{,}002538}{r^{0'2711}} - 1\right) \times 1{,}1529}{\left(\frac{\frac{T_3}{288} - 1}{r^{0'2711} - 1} - 1\right)} \qquad [7]$$

Por tanto, para distintos valores de T_3 y r podemos determinar el rendimiento del ciclo η, como se representa en la figura 2, donde también se indican las temperaturas T_4 de exhaustación de gases, en función de los valores de la potencia específica neta ($N_N = N_T - N_C$) y que viene dada por el numerador de la fórmula 5.

Como puede verse en la citada figura 2, el parámetro fundamental que influye en el rendimiento es la temperatura T_3 de entrada en la turbina de gas, en especial combinado con un grado de compresión alto, pudiendo alcanzarse valores de η extraordinariamente elevados. También puede observarse que para cada curva correspondiente a cada uno de los valores de T_3 el rendimiento máximo, tangente horizontal a la curva, no corresponde con el valor de la potencia específica máxima, tangente vertical a dichas curvas.

Por otra parte, la relación entre el rendimiento del ciclo y el consumo específico de combustible viene dada por:

$$G_{esp.\ comble.} = \frac{632{,}3}{\eta \times H_i} \qquad [8]$$

Otra forma de mejorar el rendimiento consiste en recurrir a ciclos más complejos, existiendo una gran variedad y siendo los más interesantes los que incluyen un regenerador (calentador del aire a la salida del compresor por los gases de exhaustación), enfriadores entre fases de compresión, cámaras de combustión extras entre turbinas (Reheat), etc., buscando aumentar el área de trabajo.

También existe variedad en la disposición según el número de ejes (eje único, dos ejes y tres ejes), turbinas en paralelo o en serie, etc.

Sin embargo, a lo largo de los años, y como veremos más adelante, ha sido el poder aumentar la temperatura de entrada a la turbina la meta principal de todos los fabricantes de turbinas de gas, venciendo las enormes dificultades técnicas que se presentan y conservando los ciclos más sencillos, ya que la experiencia en la industria ha demostrado que las instalaciones muy complejas no compensan la pequeña mejora del rendimiento con el aumento de coste y peso de las mismas.

Por eso hoy en día, y sobre todo pensando en la aplicación de la turbina de gas a la marina, los únicos ciclos que se consideran son:

Ciclo simple. Figura 1a. Aplicación buques de guerra.

Ciclo simple con regenerador. Figura 1b. Aplicación buques mercantes.

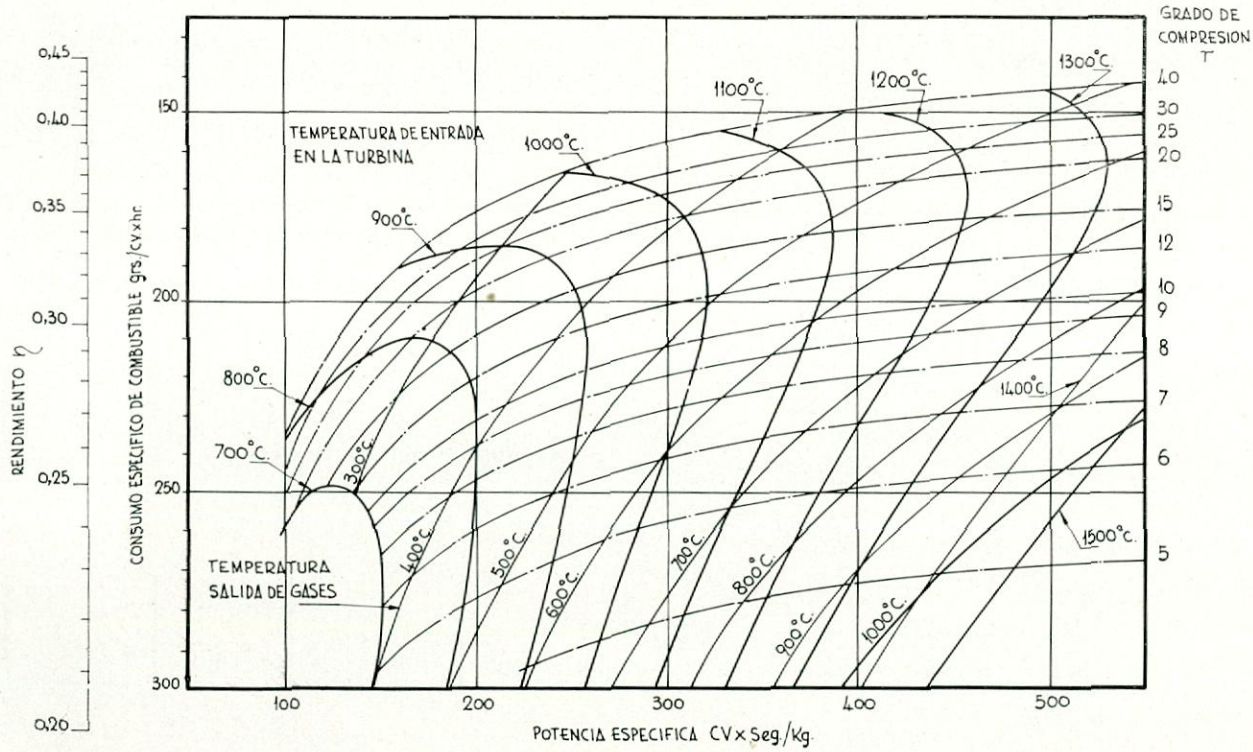


Figura 2.—Rendimientos del ciclo simple.

Ciclo combinado. Figura 1c. Aplicación buques de guerra y mercantes.

Los ciclos correspondientes a las figuras 1b y 1c comprenden los procesos siguientes:

1.6. Proceso del regenerador

En el regenerador los gases de exhaustación calientan el aire a la salida del compresor.

La relación entre el calentamiento real del aire y la teórica posible se llama rendimiento del regenerador. Es decir:

$$\eta_{reg.} = \frac{T'_2 - T_2}{T_4 - T_2} \qquad [9]$$

Por supuesto, el regenerador origina una pérdida de carga al aire a la salida del compresor y un aumento de la contrapresión a la salida de los gases de la turbina.

1.7. Proceso de recuperación de gases para un ciclo combinado

La gran cantidad de gases que exhausta una turbina de gas y la alta temperatura de exhaustación (próxima a 500° centígrados) posibilita el aprovechamiento del calor de los gases en una caldera de recuperación para producir vapor que puede utilizarse en una turbina de vapor que trabaje en paralelo con la turbina de gas, obteniendo una potencia extra.

La relación entre el calor recuperado y el calor disponible en los gases a la salida de la turbina es el rendimiento del proceso de recuperación. Es decir:

$$\eta_{CG} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_1} \qquad [10]$$

suponiendo el mismo calor específico medio de los gases.

En la figura 3 se representan los rendimientos para los tres ciclos de la figura 1, en función del grado de compresión y para la misma temperatura de entrada a la turbina de 900° C.

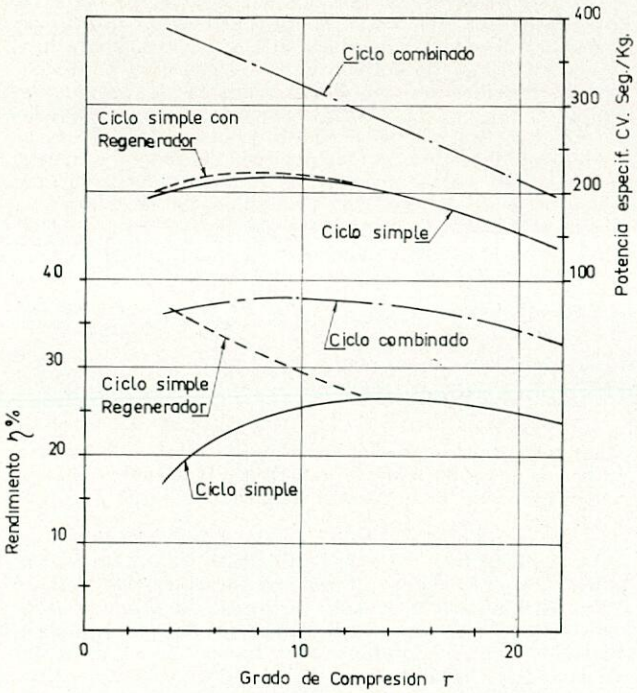


Figura 3.—Rendimientos y potencias específicas para los ciclos simple, regenerativo y combinado para t_3 = 900 C.

Como en ella puede verse, el rendimiento máximo en el ciclo simple se presenta para un grado de compresión más alto que para el ciclo regenerativo, y éste no es rentable para grados de compresión altos.

2. ESTADO ACTUAL DE LA TECNICA

Los avances más importantes conseguidos en el desarrollo de las turbinas de gas se han logrado en los últimos treinta y cinco años, comenzándose a utilizar desde entonces como máquina industrial en centrales eléctricas y como turbosoplantes en altos hornos, refinerías, motores, etc.

El progreso ha sido relativamente lento hasta convertirla en la máquina eficiente de hoy en día, alcanzando la categoría de máquina térmica de larga duración de vida, alta seguridad y disponibilidad, flexibilidad y adaptabilidad a diversas aplicaciones, competitiva desde el punto de vista económico y que cumple con todas las reglamentaciones y legislaciones vigentes en lo que respecta a ruidos, emisión de gases, etc.

Una de las circunstancias que más ha influido también en el perfeccionamiento de las turbinas de gas ha sido su utilización en la aviación, dado el inmenso campo de aplicación en la misma.

A continuación expondremos un resumen de los logros más importantes conseguidos o en vías de conseguir en la década de los 70.

2.1. Evolución de la temperatura de entrada en la turbina (5)

Como ya hemos visto anteriormente, la temperatura de entrada en la turbina es el parámetro fundamental para aumentar el rendimiento del ciclo y la potencia específica. Por supuesto, dicha temperatura debe ser lo más elevada posible, ligada a una larga vida y alta seguridad. El aumento de esta temperatura ha sido el objetivo de todos los fabricantes, pudiendo decir que sólo la elevación de dicho parámetro hizo posible que las turbinas de gas ocupen el puesto que actualmente tienen.

Para dar idea de la evolución de la temperatura de entrada diremos que PAMETRADA tenía en el año 1950 un proyecto con el valor de 650-675° C, que eran los valores normales para turbinas industriales o marinas de aquella época, aunque en aviación, para turbinas de corta duración, ya se alcanzaban los 800-850° C.

El aumento de la temperatura de entrada ha sido escalonado, denominándose GENERACIONES a cada uno de dichos escalones, siendo la correspondencia, aproximadamente, la siguiente: ú

Primera generación = 815° C Tercera generación = 1.315° C

Segunda generación = 980° C Cuarta generación = 1.650° C

Los rendimientos y potencias específicas para los tres ciclos simples de la figura 1 y para las distintas generaciones de turbinas se representan en la tabla I.

Actualmente, en las turbinas industriales de larga duración de vida y que pueden quemar una gran variedad de combustibles, incluido el Bunker C tratado, la temperatura de entrada es del orden de 900 a 950° C; en las turbinas de aviación para corta duración de vida y quemando keroseno, se han alcanzado los 1.225° C.

2.2. Materiales de toberas y paletas (6)

La elevación de la temperatura de entrada ha sido posible por el avance tecnológico de la metalurgia y de los procesos de fabricación. Hay que tener en cuenta que las temperaturas actuales están próximas al punto de fusión de las superaleaciones de base-níquel empleadas para las paletas de las turbinas, ya que para la mayoría de éstas es del orden de los 1.200° C, limitando su uso práctico a unos 1.000° C. Por otra parte, estos metales tienen que trabajar muchas miles de horas sometidos a fatigas por

Tabla I

GENERACION	CICLO					
	SIMPLE		REGENERATIVO		COMBINADO	
	η %	CV/Kg/seg.	η %	CV/Kg/seg.	η %	CV/Kg/seg.
Primera (815° C)	17-24	105-210	23-30	105-210	27-34	180- 270
Segunda (980° C)	24-31	300-390	33-41	285-375	37-44	345- 450
Tercera (1.315° C)	28-35	510-600	36-44	495-585	42-50	585- 690
Cuarta (1.650° C)	30-38	810-900	41-49	810-900	51-59	1.125-1.230

las fuerzas centrífugas, así como fatigas térmicas y vibratorias, bajo ambientes oxidantes y corrosivos resultantes, cuando se queman fuel-oil residuales.

Las superaleaciones de base-níquel con contenido principalmente de Cr= 15-20 por 100, Co= 8-19 por 100, Mo= 2-10 por 100, Ti= 2,3-3,4 por 100 y Al= 0,75-4,25 por 100, resistentes al Creep, se emplean para las paletas debido a su mayor resistencia; en cambio, las aleaciones de base-cobalto se emplean para las toberas con contenidos de Cr= 21-29 por 100, Ni= 10-20 por 100 y W= 2,5-8 por 100 por su mayor resistencia a la oxidación y corrosión.

Además se usan hoy en día modernas técnicas de producción, incluida la fundición a la cera perdida, fusión al vacío, mecanizados electroquímicos, empleo de rayos láser, procedimientos de recubrimiento y soldadura por haz de electrones, etc., sin contar otros muchos procedimientos de control, tales como pruebas mecánicas, inspección por rayos X, empleo de líquidos penetrantes, así como procedimientos de acabado superficial, tales como el acabado vibratorio. Se espera que para 1980, solamente por los materiales, la temperatura de entrada a la turbina sea próxima a los 1.090° C.

2.3. **Refrigeración de toberas y paletas** (5)

De lo dicho anteriormente se desprende que sólo con el avance logrado con los materiales no se podrían conseguir las temperaturas necesarias para alcanzar la tercera y cuarta generaciones, algunas de ellas ya hoy en el orden de los 1.225° C. Por eso, desde hace ya muchos años se emplea la refrigeración de toberas y paletas.

La refrigeración puede ser por aire o por agua. La refrigeración por aire es actualmente casi la única empleada, consiguiéndose reducir la temperatura de la pared de toberas y paletas unos 250° C por debajo de la temperatura de los gases. La refrigeración interior de toberas y paletas con aire permite alcanzar hoy en día la temperatura de la tercera generación, es decir, 1.315° C. A partir de esta temperatura, la refrigeración de toberas y paletas tiene que ser con agua, alcanzándose entonces temperaturas de 1.650° C. La General Electric tiene actualmente en construcción una turbina experimental refrigerada por agua para las temperaturas anteriores y dispuesta para quemar combustibles derivados del carbón. Con la refrigeración por agua la temperatura de las paredes de toberas y paletas será sólo del orden de los 540° C, comparados con los 815-930°C de las refrigeradas por aire, lo que permitirá el empleo de aleaciones más baratas. Esta turbina se espera que sea un 20-25 por 100 más económica que los sistemas más avanzados convencionales de hoy.

2.4. **Rendimientos de turbinas y compresores axiales** (4) y (7)

También es un parámetro importante en el rendimiento del ciclo el rendimiento individual de turbinas y compresores. Hay que tener en cuenta que una turbina de gas que produzca 10.000 CV de potencia necesita un compresor que absorbe unos 15.000 CV, desarrollando, por tanto, la turbina 25.000 CV.

Una mejora de un 1 por 100 en el rendimiento de la turbina y en el compresor representa 400 CV, que es un 4 por 100 de la potencia neta.

Hoy en día es factible construir turbinas de gas con un 87-88 por 100 de rendimiento y compresores axiales con un 85-86 por 100 de rendimiento.

El proyecto de las paletas aprovecha la teoría aerodinámica de los perfiles de ala de avión y la torsión de las mismas para el torbellino libre.

En las turbinas industriales el proyecto del compresor es subsónico, pero en aviación es frecuente el proyecto transónico en los primeros escalones. No debe olvidarse que el compresor axial tiene que suministrar el aire no sólo para la combustión, sino también para refrigerar los gases hasta la temperatura de entrada en la turbina, así como para la refrigeración de las toberas y paletas.

2.5. **Cámaras de combustión** (8)

Las temperaturas de reacción en la zona primaria de combustión son del orden de los 1.650° C. El exceso de aire rebajará esta temperatura en la zona secundaria hasta los 900-950° C de entrada en la turbina. Hoy en día todas las turbinas de gas llevan cámaras de combustión múltiples, refrigeradas con distribución del aire por medio de orificios para obtener un perfil de la temperatura en el sentido de la altura de las paletas de menor a mayor desde la raíz hasta la punta. La refrigeración de las cámaras depende del tipo de combustible que se queme, ya que la emisividad de llama para gas natural es del orden de 0,1-0,2, para destilado de 0,4-0,5 y para fuel-oil residual de 0,8-0,9.

El rendimiento de las cámaras de combustión es del orden de 0,98-0,99.

3. MARINIZACION (3)

Las turbinas de gas empleadas en la Marina se derivan de las de aviación o de la industria, debidamente marinizadas, es decir, aptas para el servicio marino.

Las características principales de la marinización son: ALTA SEGURIDAD, LARGA DURACION DE VIDA, FACIL MANIOBRA, AUSENCIA DE SAL EN EL AIRE ASPIRADO Y EN EL COMBUSTIBLE (mediante filtros y deshumidificadores de tres fases en los conductos del aire de entrada y mediante filtrado, lavado y centrifugado en el caso del combustible), POSIBILIDAD DE PODER EMPLEAR UNA GRAN VARIEDAD DE COMBUSTIBLES, incluido el Bunker C (mediante lavado, centrifugado y aditivos), REVERSIBILIDAD (mediante engranajes inversores, hélices de palas

orientables, propulsión turboeléctrica o turbinas de gas reversibles), CONDUCTOS DE ENTRADA DE AIRE Y SALIDA DE GASES DE RESISTENCIA MINIMA Y CON SILENCIOSOS, MATERIALES ADECUADOS PARA LA PROTECCION CONTRA LA CORROSION DEBIDA AL AMBIENTE MARINO (recubrimientos de protección en un gran número de elementos básicos de la turbina) y FACILIDAD DE CONTROL.

4. TIPOS DE TURBINAS DE GAS MARINAS (3)

Como ya hemos dicho anteriormente, las turbinas de gas utilizadas hoy en día son derivadas unas de las empleadas en aviación y otras de la industria (conocidas estas últimas como turbinas tipo HEAVY DUTY). Las primeras se emplean casi de forma absoluta en los buques de guerra y las segundas han hecho su aparición en los últimos años para la propulsión de buques mercantes.

4.1. **Diferencias fundamentales entre las turbinas marinas derivadas de aviación y de la industria (tipo HEAVY DUTY)** (9) y (10)

En la tabla II se destacan las diferencias fundamentales entre los dos tipos de turbinas.

Tabla II

	Turbinas HEAVY DUTY	Turbinas derivadas de aviación
Consumo de aire	26 a 37 Kg/CV	19 a 24 Kg/CV
Temperatura éntrada turbina	800-950° C	1.000-1.200° C
Grado de compresión	6 a 10	15 a 20
Regenerador	Casi siempre	Nunca
Combustibles usados	Fuel residual, incluso Bunker C.	Gas-oil o diesel-oil.
Peso	Grande	Muy ligero
T. B. O.	25.000-50.000 horas	3.000-8.000 horas
Paletas compresor	Fatigas bajas, baja relación de aspecto, acero inoxidable.	Fatigas altas, alta relación de aspecto, titanio o superaleaciones.
Cámaras de combustión	Grandes, intensidad de combustión baja, sistema refrigeración sencillo, cámaras múltiples fácilmente reparables.	Tipo anular pequeño, intensidad de combustión alta, sistema refrigeración complicado.
Toberas escalón primero	Alturas grandes, refrigeradas por aire, bordes salida gruesos, fácilmente reparables.	Alturas pequeñas, orificios de refrigeración pequeños, bordes salida finos.
Escalonamientos turbinas	Número mínimo, pocas paletas de grandes cuerdas, fatiga baja, fundidos huecos, reparables.	Mayor número, muchas paletas de pequeña cuerda, ligeras refrigeradas por aire, generalmente no reparables.
Cojinetes	Clásicos de manguito.	Bolas y rodillos.
Aceite lubricación	Normal turbinas vapor.	Sintético (especial).
Envueltas	Hierro o acero fundido, fatigas bajas.	Tipo fabricación fino, fatigas altas, superaleaciones en zonas calientes.
Mantenimiento	Poco y a bordo.	Mucho, especial y en talleres especiales.
Tratamiento combustible	Planta especial.	No lo necesitan.
Reversibilidad	Existen modelos.	No existen modelos.

Diferencias entre turbinas tipo HEAVY DUTY y DERIVADAS DE AVIACION.

4.2. **Modelos de turbinas existentes** (3)

Para los buques de guerra se emplean principalmente los modelos de la tabla III, derivados de aviación.

Tabla III

F I R M A	Potencia CV	Temperat. entrada °C	Consumo específ. g/CV.h
GENERAL ELECTRIC			
L M 300	3.400	1.024	217
L M 500	5.300	1.150	204
L M 1.500	17.400	935	243
L M 2.500	27.200	1.180	176
L M 5.000	50.000	1.200	164
ROLLS-ROYCE			
PROTEUS	4.310	835	268
TYNE-R M 1 A	4.300	825	218
TYNE-R M 1 C	5.410	900	210
OLYMPUS-T M 3 B	28.390	900	214
R B 211	26.300	1.000	182
SPEY	18.750	1.000	184
PRAT & WHITNEY			
F T 4 C-2	39.600	970	206
F T -- 12	3.700	950	225
F T -- 9	33.000	1.200	179

Los modelos anteriores se pueden agrupar entre sí, sistemas COGAG y COGOG, bien con motores diesel, sistemas CODAG y CODOG, o con turbinas de vapor, sistemas COSAG y COGAS.

Para la propulsión de buques mercantes existen disponibles los modelos siguientes de turbinas HEAVY DUTY de la General Electric (11) de la tabla IV.

Tabla IV

PARAMETRO	MS - 3002 R		MS - 5002 R A		MS 5002 R B		MS - 7002 R	
	Destilado	Residual	Destilado	Residual	Destilado	Residual	Destilado	Residual
Potencia CV	12.650	11.550	23.850	22.300	29.300	27.450	59.800	55.450
Consumo gr/CV.h	188	203	187	197	187	202	190	209
RPM turb. poten.	6.500	6.500	4.670	4.670	4.670	4.670	3.020	3.020
RPM compresor	7.100	6.900	5.100	5.100	5.100	5.100	3.600	3.600
T salida turb. °C	540	515	535	512	507	490	507	490
T salida rege. °C	345	332	338	330	350	341	350	341
T combustión °C	940	900	927	900	930	900	925	900

Estos datos son para las siguientes condiciones:

Aire al nivel del mar y 15° C de temperatura.

Pérdidas de carga: 3"H_2O a la entrada y 5"H_2O a la salida.

Poder calorífico inferior del residual = 9.694 Kcal/Kg.

Poder calorífico inferior del destilado = 10.222 Kcal/Kg.

5. LAS PLANTAS COMBINADAS COMO SOLUCION. (2), (12) y (13)

La planta propulsora a base de turbinas de gas para buques mercantes que pueda competir, actualmente y en el futuro, con los motores diesel y con las turbinas de vapor modernas (plantas REHEAT y VAP), tiene que cumplir con los puntos siguientes:

a) Alta seguridad probada en buques.

b) Larga duración de vida (T. B. O. de 100.000 horas).

c) Consumo comparable al de las plantas citadas.

d) Capacidad para quemar diversos tipos de combustible, incluido el Bunker C.

e) Facilidad de control.

f) Reversibilidad.

No hay duda de que las turbinas de gas derivadas de aviación (véase la tabla II) no cumplen con los puntos b), c) y d), por lo que deben descartarse.

Las turbinas HEAVY DUTY no cumplen con el punto c), sobre todo actualmente, justificándose hasta ahora su instalación en buques especiales de volumen limitado o en superpetroleros con propulsión turboeléctrica (14).

Por tanto, de la tabla I y de la figura 3 se deduce que la única solución con futuro, mientras no se puedan subir los 900° C de temperatura de entrada en la turbina, es el empleo de plantas combinadas a base de turbinas de gas HEAVY DUTY sin regenerador y calderas de recuperación de gases, ligadas a un ciclo con turbinas de vapor modernas de alto rendimiento, sistema COGAS, con lo que se cumplirán todos los puntos, incluido el d), ya que después de las experiencias en el «JOHN SERGEANT» con las plantas de tratamiento automáticas (lavado, centrifugado y aditivos), puede quemarse Bunker C con plena garantía sin afectar a los puntos a) y b).

Hoy en día puede también con una planta combinada cumplirse con el punto f) empleando una hélice de paso regulable hasta 45.000 CV y más de una para potencias mayores.

En resumen, los elementos esenciales de una planta COGAS, aparte de la turbina de gas, son: caldera de recuperación de gases, grupo de turbinas de vapor moderno con condensador de vacío y ciclo regenerativo de buen rendimiento, aunque relativamente sencillo.

5.1. **Calderas de recuperación de gases** (15) y (17)

Uno de los componentes principales de una planta combinada es la caldera de recuperación de gases. Su misión es aprovechar la energía calorífica de los gases a la salida de la turbina de gas para producir vapor, que se expansionará en una turbina de vapor que trabaje en paralelo con la turbina de gas, produciendo una potencia extra.

La energía de los gases a la salida de la turbina de gas tiene por valor:

$$E_{ge} = G_g \times t_4 \times c_{pt4} \qquad [11]$$

Como el conducto de salida de la turbina de gas es único y corto, se supone que la temperatura de salida, t_4, es la misma que la de entrada en la caldera de recuperación.

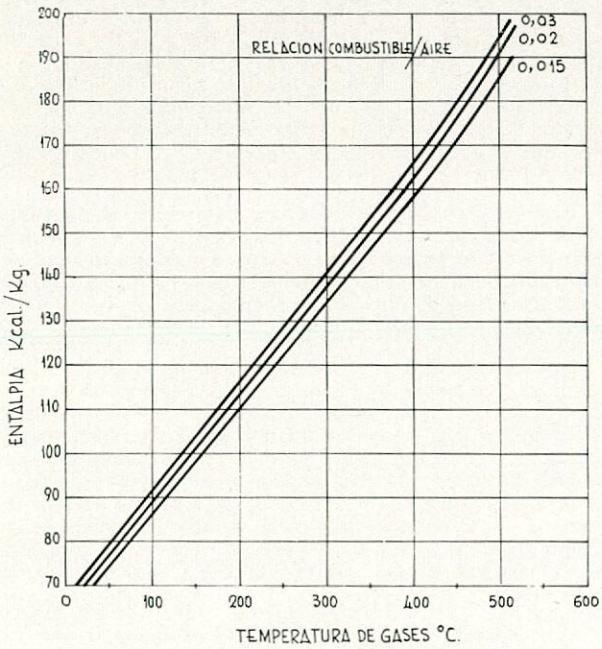


Figura 4.—Entalpia en los gases de exhaustación.

La energía transmitida en la caldera de gases de escape al circuito de vapor será:

$$E_{caldera} = G_g \times (t_4 - t_5) \times c_p \ (t_4 - t_5) \ \times \eta_{cg} \qquad [12]$$

tomando el calor específico medio correspondiente a las temperaturas de entrada y salida.

Como rendimiento de la caldera de gases tomaremos, según (15), $\eta_{cg} = 0{,}99$.

Para determinar el calor específico medio tomaremos como base la figura 4 (16), en la que tomando como límites las temperaturas 500 y 150° C, para relaciones combustible/aire de 0,015 a 0,030, resulta: $c_{p\ medio} = 0{,}26$.

Con respecto a la temperatura t_5 de los gases a la salida de la caldera, existe la restricción por el peligro de corrosión por baja temperatura de los gases, en especial si la temperatura de la pared de los tubos alcanza un valor inferior próximo a los 140° C.

En la figura 5 (16) se representa una curva que indica el punto de rocío de los gases en función del contenido de azufre del combustible. En dicha curva puede verse que para un combustible Bunker C, con un contenido de azufre en peso del 3 por 100, el punto de rocío es del orden de 135° C.

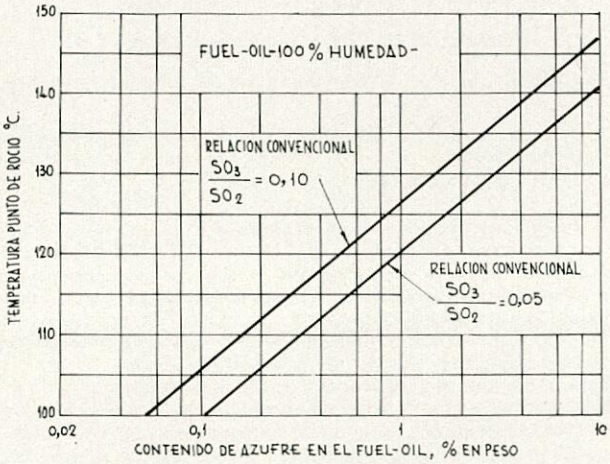


Figura 5.—Temperaturas del punto de rocío de los gases.

En estas condiciones, la temperatura de gases a la salida de la caldera no es conveniente que baje de los 170° C. Sin embargo, para evitar la condensación de gases conviene también asegurar que la temperatura de la pared del tubo esté siempre por encima de los 140° C, lo que se consigue en el sistema de circulación del economizador mediante un sistema automático de mezcla, de forma que la temperatura de entrada del agua en el economizador nunca sea inferior a 135° C, aunque la temperatura de entrada de la alimentación al colector sea mucho más baja.

El circuito de vapor varía ligeramente de unos tipos de calderas a otros, pero el más empleado es el que consta de tres secciones: economizador, vaporizador y sobrecalentador.

Para las condiciones de vapor a producir en la caldera, así como la cuantía del mismo, hay que tener en cuenta que entre la temperatura máxima del vapor producido en el sobrecalentador y la temperatura de gases a la entrada en la caldera existe una diferencia práctica de unos 50° C. Es decir:

$$t_4 - t_{v1} \geqslant 50^\circ \text{ C} \qquad [13]$$

La diferencia anterior se ha reducido a veces incluso hasta 38° C.

También el gradiente térmico mínimo entre la temperatura de gases y el circuito de vapor, en cualquier sección de la caldera, no debe ser inferior a 20° C:

$$t_g - t_v \geqslant 20^\circ C \qquad [14]$$

La circulación a través del economizador y vaporizador es forzada mediante bomba. La relación entre la cantidad de agua circulada y el vapor producido en la caldera se llama factor de circulación C. Este factor depende de los calores del líquido a las temperaturas de saturación, de mezcla a la entrada en el economizador y de alimentación en el colector. Tiene por valor:

$$C = \frac{q_{sat.} - q_{alimentacion}}{q_{sat.} - q_{entr.\ econom.}} \qquad [15]$$

Para obtener el máximo rendimiento del vapor producido en la caldera de gases conviene disponer un grupo de vapor marino de un gran número de escalonamientos, así como seleccionar, para las condiciones de entrada y de evacuación, los óptimos realizables para obtener las caídas netas máximas posibles.

La cantidad de vapor producido depende, por tanto, de todos los factores anteriores; es decir, de:

a) Energía de los gases.

b) Presión del vapor.

c) Temperatura del vapor sobrecalentado.

d) Temperatura del agua de alimentación.

e) Tipo de circuito de vapor de la caldera de gases.

La energía de los gases ya hemos dicho que depende del salto térmico ($t_4 - t_5$), fijando el valor mínimo para $t_5 = 170^\circ$ C por las razones expuestas.

Por lo que respecta a la presión del vapor, hoy en día hay tendencia en calderas de recuperación de gases que alimentan grupos electrógenos marinos a ir a presiones muy bajas, incluso hasta 2,5 Kg/cm^2; sin embargo, nosotros, para alimentar un grupo propulsor de gran número de escalonamientos, tendremos que ir a una presión relativamente alta. Al ser esta presión elevada, la temperatura de saturación crece y los gases tienen que llegar a la última sección de la caldera con una temperatura superior en 20 a 35° C a dicha temperatura de saturación, con lo que la temperatura de salida de gases es muy superior a los 170° C que representa el límite inferior, por lo que disminuirá la energía disponible en dichos gases. Así, para una presión de 25 Kg/cm^2 la temperatura de salida de gases no baja, aproximadamente, de los 195° C y así sucesivamente; por ejemplo, para 40 ó 60 Kg/cm^2 la temperatura de salida será aún más alta, reduciéndose notablemente la producción de vapor de la caldera en estas condiciones. Por tanto, si se desea un circuito de alta presión y alta temperatura para obtener un grupo propulsor de gran rendimiento, sin disminuir la energía disponible de los gases y conservando los 170° C a la salida de la caldera, lo mejor es recurrir a un circuito de doble presión, produciendo la caldera vapor de alta presión y temperatura en el circuito de alta y luego vapor de baja presión saturado, que se introduce en la expansión correspondiente para incrementar la potencia.

Con respecto a la temperatura del vapor sobrecalentado, ésta debe ser lo más elevada posible que permitan los gases, aunque, como es lógico, esto disminuye la producción de vapor. Al aumentar la temperatura del vapor sobrecalentado, la presión óptima aumenta.

La temperatura del agua de alimentación influye directamente en la producción de vapor de la caldera; sin embargo, la presión óptima aumenta al disminuir dicha temperatura.

Resumiendo, diremos que la producción de vapor y las características del mismo dependen, además de la energía de los gases, de las condiciones de presión, temperatura del vapor sobrecalentado, agua de alimentación y tipo de circuito de la caldera de recuperación de gases (con presión simple o doble, etc.).

5.2. Tipos de calderas de recuperación de gases

Los tipos de calderas que consideraremos en nuestro estudio son los representados en la figura 6.

Esquema A.—Este esquema es el que consideraremos básico y que responde a una caldera de gases de una planta combinada de un transporte de gases licuados, con una turbina de gas MS-5002-B de General Electric, ligada a un ciclo de vapor relativamente sencillo (13). La alimentación, a 116,3° C, se introduce directamente en el economizador.

Con objeto de mejorar la planta anterior, se han introducido una serie de variantes de forma y características, aunque siempre con fines comparativos, ligados al empleo de la turbina de gas MS-5002-B, si bien, con objeto de generalizar, se ha promediado la temperatura de salida de gases de la turbina a $t_4 = 505^\circ$ C, véase tabla IV, para que al final el ciclo y el tipo de caldera seleccionado pudiera aplicarse al resto de los modelos de turbinas HEAVY DUTY.

Esquema B.—Este esquema es el mismo que el anterior, pero incluyendo un recalentador (REHEAT); es decir, el vapor, al salir de la turbina de AP, vuelve a la caldera a recalentarse. También se dieron valores variables a la temperatura y presión del REHEAT.

Esquema C.—En este esquema se ha introducido la doble presión para poder llegar a los 170° C de salida de gases, haciendo variables la presión del circuito de alta (25,40 y 60 Kg/cm^2). En este esquema la alimentación directa es a 116,3° C y la entrada en el economizador a 135° C.

Esquema D.—Este esquema es de doble presión, como el C, pero con la introducción del REHEAT. En el estudio que sigue también se hizo variar la presión y temperatura de alta y las características del REHEAT. La alimentación directa en este caso es a 135° C, que corresponde a la temperatura de saturación de la presión del circuito de baja, con lo que se elimina el economizador de baja presión.

5.3. Estudio comparativo referido a una planta base

En la tabla V se indica un resumen del estudio comparativo referente a quince diseños, que corresponden a los esquemas de calderas de gases de recuperación de la figura 6. El diseño 1, que corresponde al esquema A, es el que se tomó como base y es el real de un buque de transporte de gas licuado (13). Los diseños 2 a 7 corresponden al esquema B, con distintas temperaturas y presiones de REHEAT, valores de t_r de 280 a 450° C y de P_r de 3 a 10 Kg/cm^2 abs., como se indica en la tabla. La temperatura de salida de gases, la presión inicial del vapor y la temperatura de alimentación se representan también en la citada tabla; además, la temperatura del vapor sobrecalentado se pasó a 450° C y el vacío en el condensador a 0,05 Kg/cm^2.

Con las producciones de vapor determinadas para cada caso se compararon con la del diseño 1. La comparación consistió simplemente en relacionar los productos de las cantidades de vapor obtenidas por las caídas adiabáticas correspondientes en el diagrama de Mollier, relaciones E_i/E_1.

Los diseños 8, 9 y 10 corresponden al esquema C, con circuito de doble presión, con la presión de baja a 5 Kg/cm^2 abs. y variando las presiones de alta desde 25 a 60 Kg/cm^2. La temperatura del vapor sobrecalentado y el vacío en el condensador se mantuvieron como en el esquema B. Calculadas las producciones de vapor de alta y baja, esta última se introduce en la expansión de la turbina que encaje con la presión citada. La comparación, como en el caso anterior, refleja la relación de productos de vaporizaciones por caídas adiabáticas utilizadas en cada caso.

Los diseños 11 a 15 responden al esquema D, con circuito de doble presión y con REHEAT. Las variantes de cada diseño están reflejadas también en la tabla V.

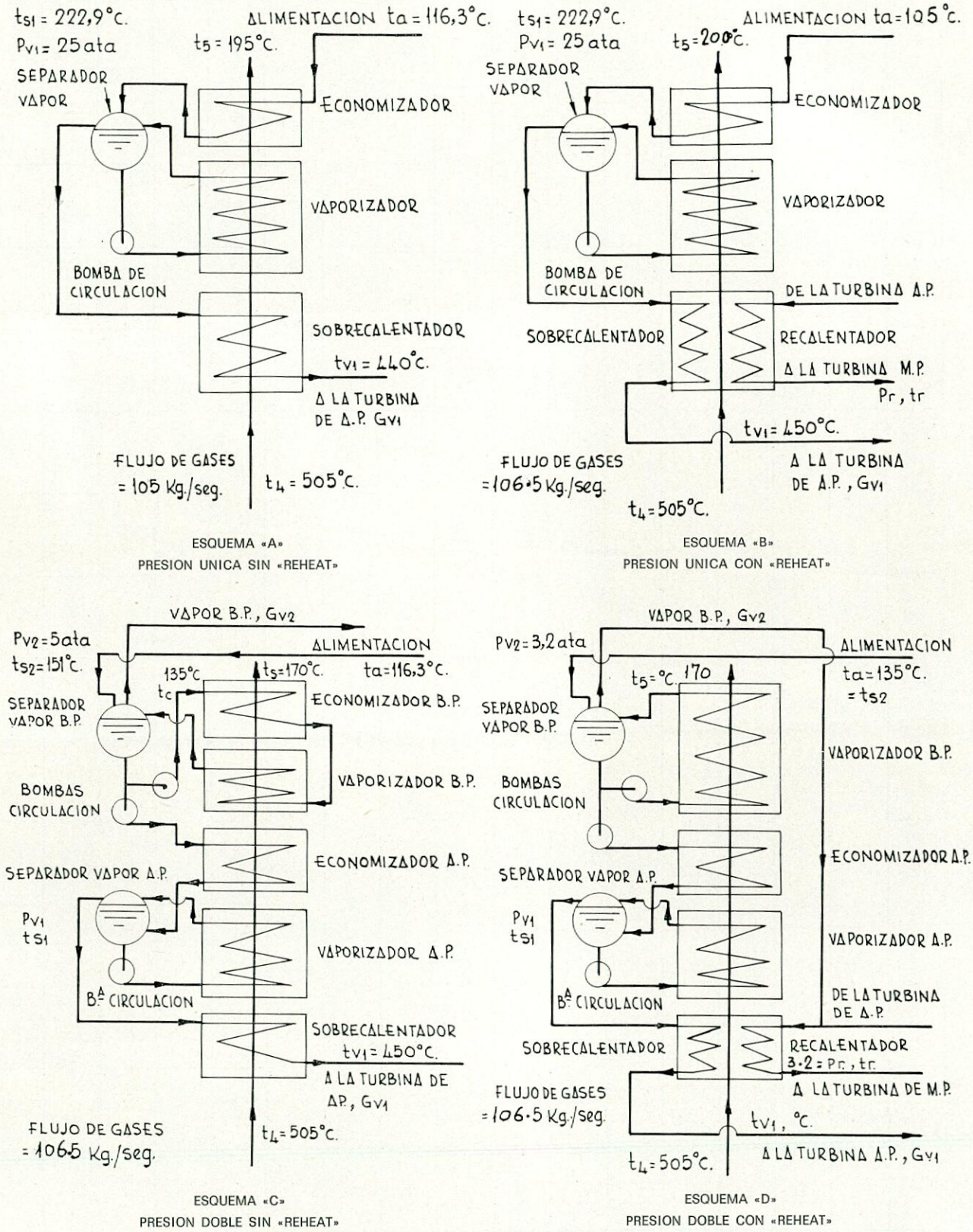


Figura 6.—Distintos esquemas de la caldera de recuperación de gases.

Además de los diseños reflejados en la tabla V, también se estudiaron tres más, que serían exactamente iguales que los 8, 9 y 10, pero con la introducción de un REHEAT a 350° C. Estos casos no se pusieron en la tabla porque no arrojaron ninguna ventaja con respecto a los 8, 9 y 10 y, por tanto, no se justifica la complicación y encarecimiento del REHEAT.

Del análisis de la tabla se deduce que el diseño óptimo de los 18 casos estudiados es el 10 y que además responde a una complicación relativamente sencilla, como es el circuito de doble presión ya empleado, por lo menos en plantas terrestres, mientras que los circuitos con REHEAT en calderas de recuperación de gases no se han empleado, que sepamos, hasta ahora.

Tabla V

Diseño	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Esquema	A	B						C			D				
Gg (Kg/s.)	105	106,5						106,5			106,5				
t_4 (°C)	505	505						505			505				
t_5 (°C)	195	200						170			170				
t_a (°C)	116,3	105						116,3			135				
t_c (°C)	—	—						135			—				
t_{s1} (°C)	222,9	222,9						222,9	249,2	274,6	274,6	222,9	274,6	249,2	249,2
t_{s2} (°C)	—	—						151,1			135				
t_{v1} (°C)	440	450						450			400	450	450	450	450
P_{v1} (Kg/cm²)	25	25						25	40	60	60	25	60	40	40
P_{v2} (Kg/cm²)	—	—						5			3,2				
tr (°C)	—	280	340	325	380	430	450	—			360	360	360	360	400
Pr (Kg/cm²)	—	3	3	5	5	8	10	—			3,2				
G_{v1} (Kg/h.)	43250	41660	40060	41660	40060	40060	40060	42645	40210	37912	28646	35603	28268	32128	30628
G_{v2} (Kg/h.)	—	—						8145	10679	14008	18404	10807	18514	14627	14963
E_i/E_1	1	1,075	1,077	1,078	1,091	1,093	1,094	1,173	1,184	1,210	1,132	1,153	1,155	1,173	1,176

Los diseños que responden al esquema D son peores que los del esquema C, ya que, además de su complejidad, al alimentar directamente con 135° C, habría que sangrar posteriormente más vapor del grupo para calentar el agua de alimentación desde 116,3 a 135° C, lo que reduciría las relaciones E_i/E_1 de los diseños 11 a 15, reflejados en la tabla.

Otra conclusión que parece deducirse de este estudio es que la introducción de un REHEATER en las calderas de recuperación de gases no arroja ventaja alguna que justifique la complicación y encarecimiento que representaría no sólo en la caldera, sino también en el grupo (turbinas de AP y MP) y en la tubería de vapor.

Como ejemplo de las producciones de vapor reflejadas en la tabla detallaremos solamente la del diseño 10, seleccionado como óptimo.

De acuerdo con el esquema C tenemos:

Diferencia de temperatura entre gases y vapor mínima entrada caldera $\simeq$ 50° C.

Diferencia de temperatura entre gases y agua salida caldera $\simeq$ 35° C.

Por tanto, en las secciones medias de la caldera fijaremos un gradiente mínimo $\geqslant$ 35° C.

Después de varios tanteos tenemos:

Temperatura gases a la salida del vaporizador de AP supuesta $= t_s + 37{,}2 = 311{,}8°$ C.

Por tanto, las calorías cedidas por los gases a la salida del vaporizador de AP son:

$$Q_g = 106{,}5 \times 3.600 \times 0{,}26 \times 0{,}99 \times (505 - 311{,}8) =$$
$$= 19{,}066 \times 10^6 \text{ Kcal/h.}$$

Vapor de 60 Kg/cm² abs. y 450° C producido:

$$G_{v60} = \frac{19{,}066 \times 10^6}{789 - 286{,}1} = 37.912 \text{ Kg/h.}$$

Temperatura gases a la salida del economizador de AP:

$$106{,}5 \times 3.600 \times 0{,}26 \times 0{,}99 \times (311{,}8 - y) =$$
$$= 37.912 \times (286{,}1 - 152{,}2)$$

$$y = 311{,}8 - \frac{37.912 \times (286{,}1 - 152{,}2)}{106{,}5 \times 3.600 \times 0{,}26 \times 0{,}99} = 260{,}4° \text{ C}$$

En el circuito de BP tendremos:

$$106{,}5 \times 3.600 \times 0{,}26 \times 0{,}99 \times (260{,}4 - 170) =$$
$$= (G_{v5} + 37.912)\ (152{,}2 - 116{,}6) + G_{v5} \times (657{,}3 - 152{,}2)$$

de donde deducimos que el vapor de 5 Kg/cm² producido es:

$$G_{v5} = 14.008 \text{ Kg/h.}$$

Por supuesto, la producción de vapor de AP podría ser mayor y la de BP menor si redujésemos el gradiente mínimo entre gases y vapor, de 37,2° C a la salida del vaporizador de AP, por ejemplo, a 25° C; probablemente con una relación de E_i/E_1 mayor que la obtenida actualmente.

Sin embargo, mantendremos la temperatura de 311,8° C citada con objeto de que las superficies de calefacción no crezcan exageradamente.

La relación entre los productos de las cantidades de vapor anteriores por las caídas adiabáticas disponibles, con los correspondientes al diseño 1, resulta que vale 1,21, siendo el valor más elevado de la tabla V.

5.4. Planta propuesta seleccionada como óptima

Partiendo del diseño 10, tomaremos para la planta propuesta:

Condiciones vapor de AP = 60 Kg/cm² abs. y 450° C.

Condiciones vapor de BP = 5 Kg/cm² abs. saturado.

El tipo de caldera de recuperación de gases será, según el esquema C de la figura 6, con temperaturas de gases de 505° C de entrada y 170° C de salida; constantes para todos los tipos de turbinas HEAVY DUTY.

Los flujos de gases serán los que correspondan a cada tipo (tabla IV), ligeramente retocados de acuerdo con la influencia de haber promediado la temperatura de entrada de gases, y, por tanto, los flujos de vapor para cada tipo de turbina de gas se determinarán como en el ejemplo precedente para la MS-5002-B.

Las condiciones del vapor a la entrada de las toberas de la turbina de AP serán: 58 Kg/cm² abs. y 445° C.

El grupo propulsor de vapor estará compuesto por turbinas de AP y BP, con un condensador de vacío para una presión absoluta de 0,05 Kg/cm².

Para trazar la curva de expansión en el diagrama de Mollier (fig. 7) hemos supuesto exactamente el mismo

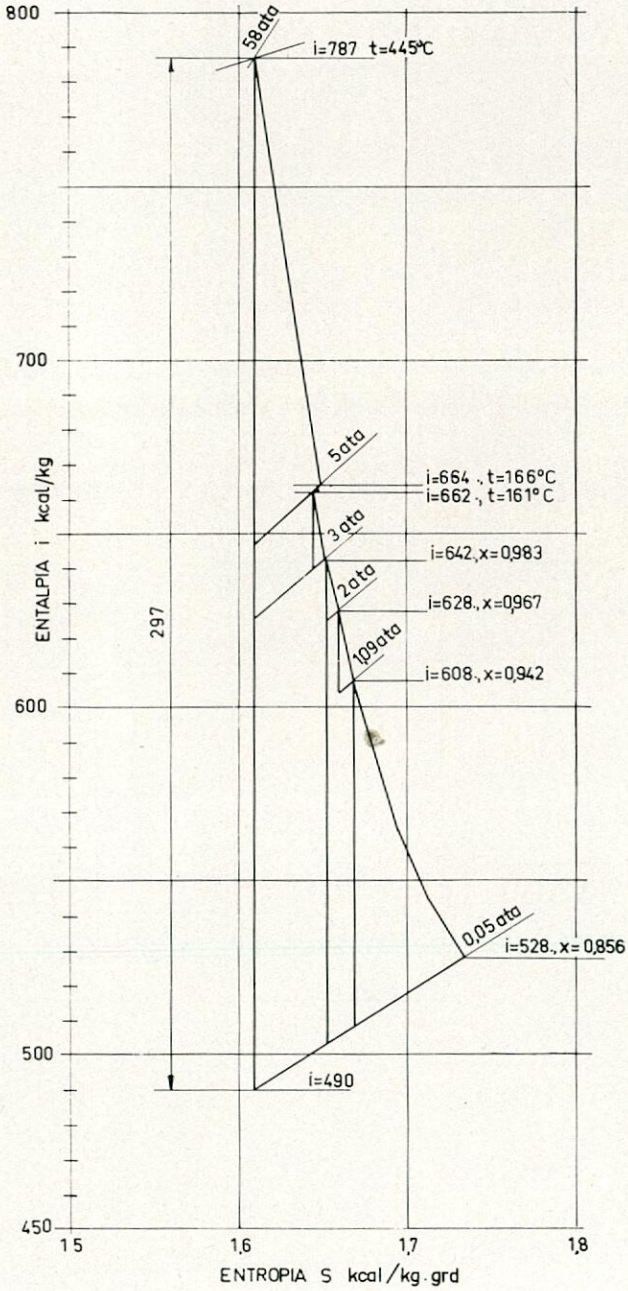


Figura 7.

rendimiento interno que el de los grupos marinos KAWASAKI de condiciones similares.

El ciclo seleccionado es relativamente sencillo, con un calentador de BP y un desaireador a 1,8 Kg/cm² abs. para calentar el agua de alimentación a 116,3° C.

La intercomunicación entre turbinas de AP y BP será a 3 Kg/cm², y de ella se sangrará para calefacciones.

La introducción del vapor de baja en la turbina de AP será a 5 Kg/cm² abs. y saturado, mezclándose con el vapor que atraviesa la turbina.

Habrá una sangría a 2 Kg/cm² abs. para el desaireador y otra a 1,09 Kg/cm² abs. para el evaporador y el calentador de BP.

El condensador tendrá la circulación con SCOOP y la extracción de aire será con bomba NASH.

El condensado pasará por el enfriador de aceite, el evaporador, el condensador de vahos y el calentador de BP, descargando al desaireador.

Las purgas del evaporador y del condensador de vahos, así como las de calefacción, después de pasar por un tan-

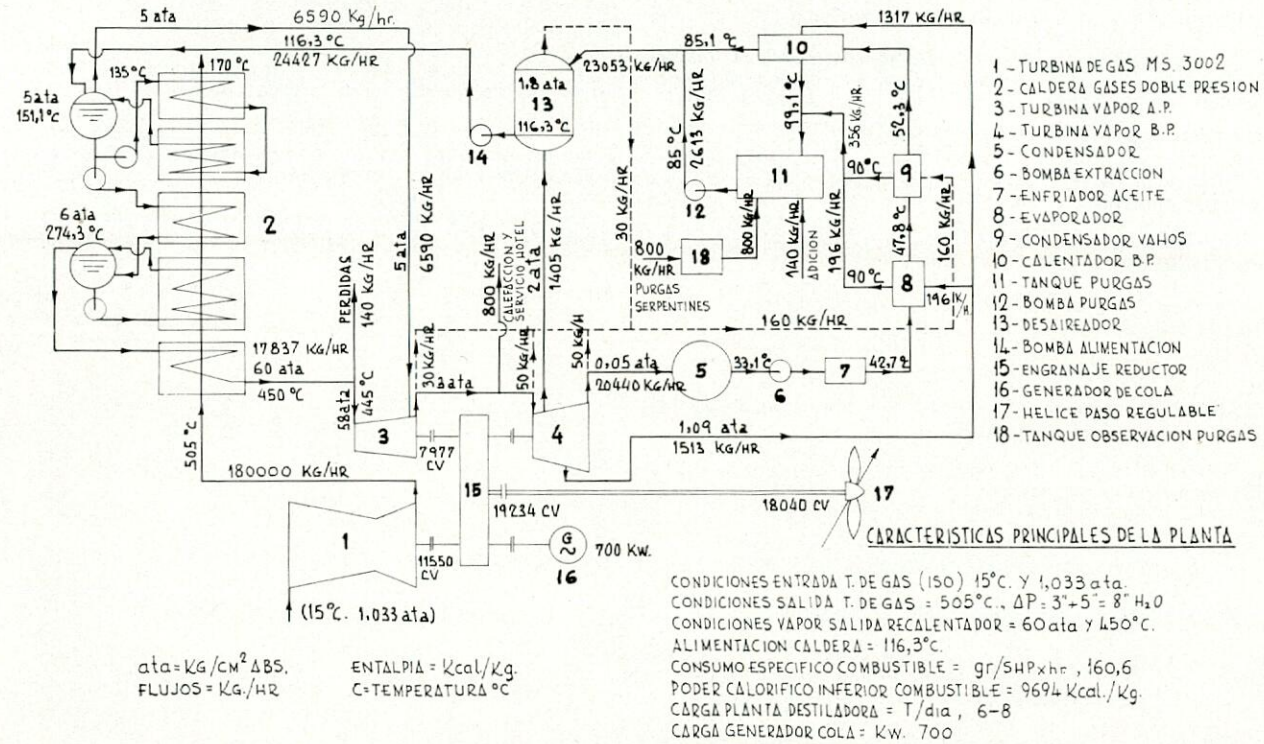


Figura 8.—Planta propulsora marina sistema COGAS de 18.040 SHP.

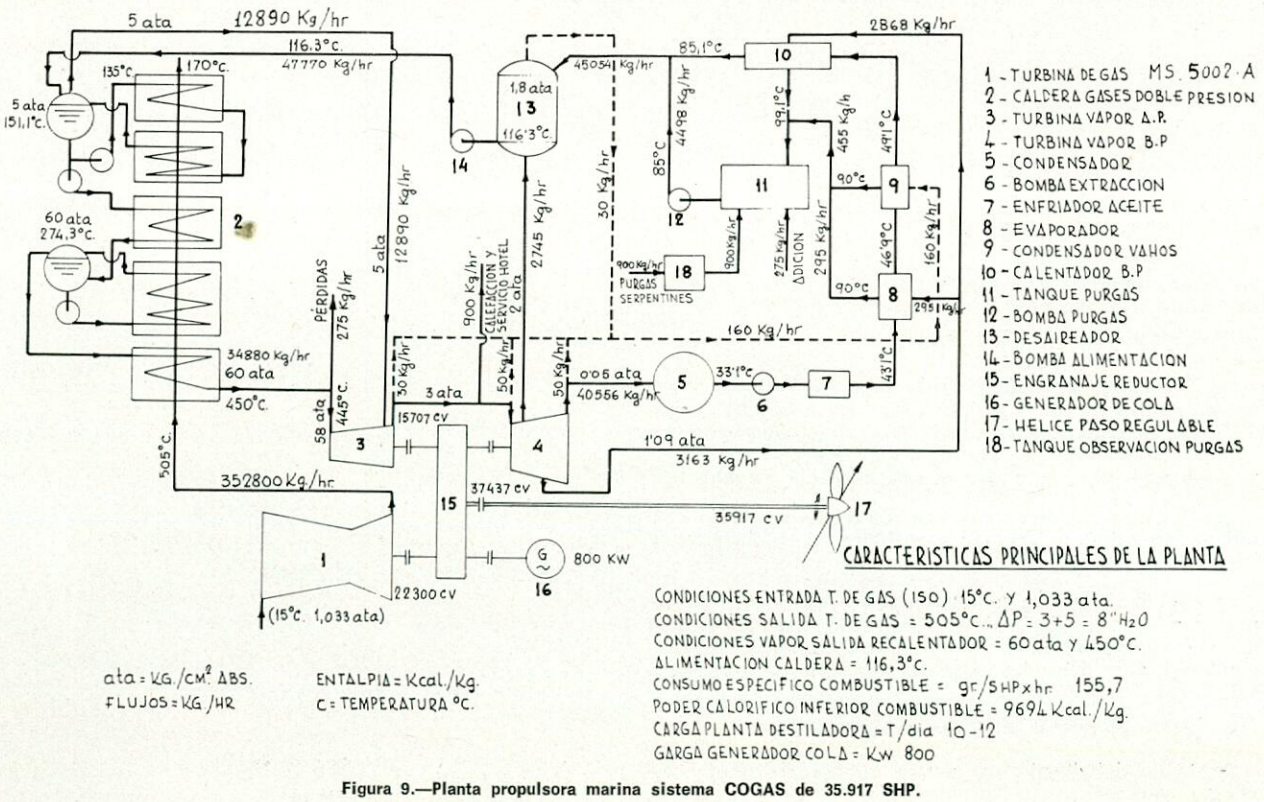


Figura 9.—Planta propulsora marina sistema COGAS de 35.917 SHP.

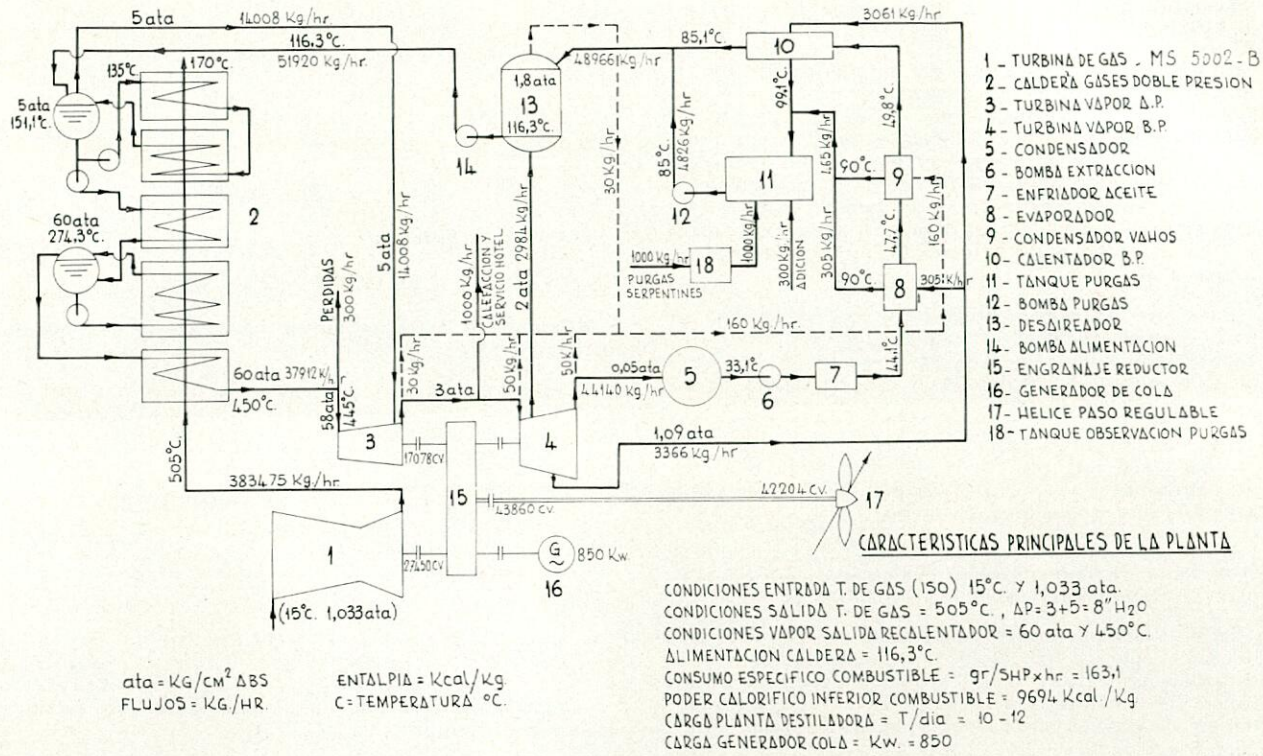


Figura 10.—Planta propulsora marina sistema COGAS de 42.204 SHP.

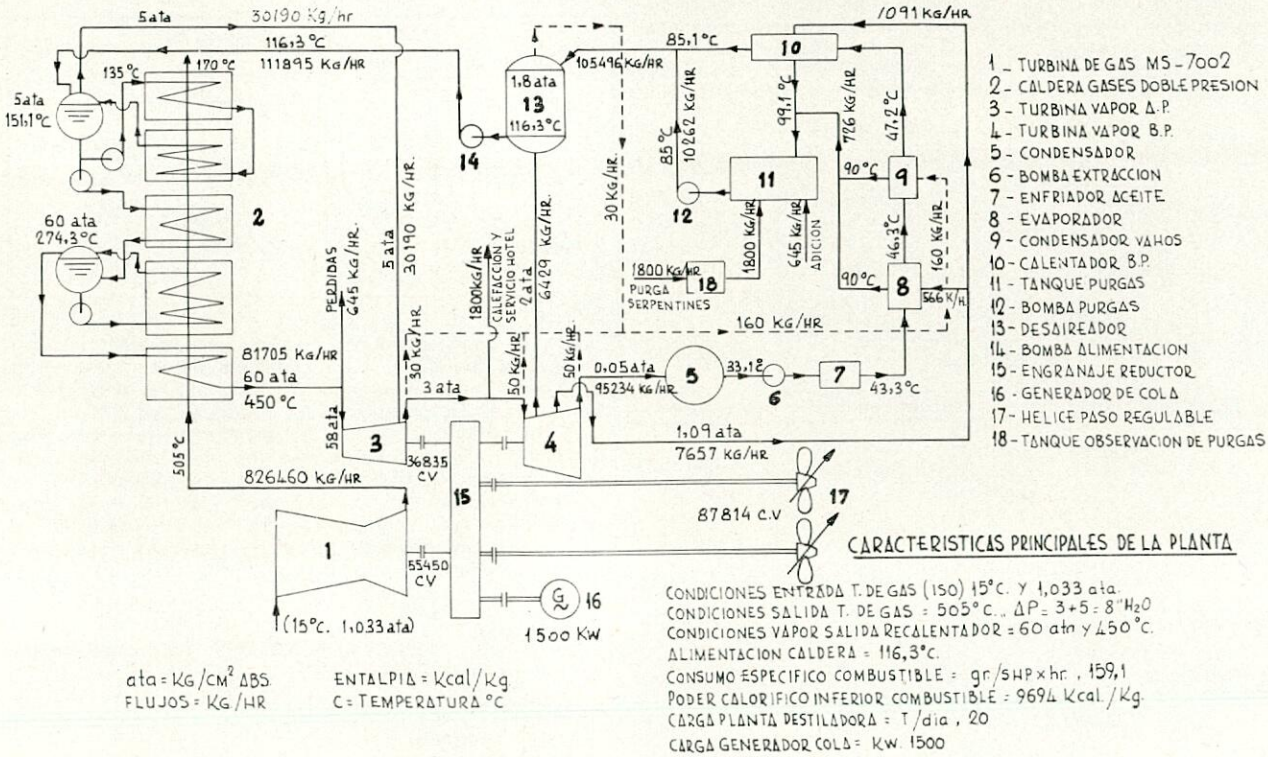


Figura 11.—Planta propulsora marina sistema COGAS de 87.814 SHP.

que filtro, se envían a un tanque de purgas, incorporándose al circuito antes del desaireador mediante bomba.

Las plantas llevarán un alternador de cola y hasta 45.000 SHP tendrán un solo eje con hélice de paso regulable. A partir de dicha potencia llevarán dos ejes con hélices de paso regulable.

En la figura 7 se indican las características del vapor (presión, temperatura o título, entalpía y caídas caloríficas) en los distintos puntos del circuito, siendo comunes para todos los balances.

5.5. Aplicación de la planta óptima a las turbinas de gas disponible. Balances térmicos

En las figuras 8, 9, 10 y 11 se representan los balances térmicos y diagramas de flujo de las plantas combinadas, sistema COGAS, resultantes de aplicar el ciclo de vapor considerado como óptimo a las turbinas de gas tipo HEAVY DUTY, de General Electric, MS-3002, MS-5002-A, MS-5002-B y MS-7002.

Como ejemplo detallaremos el correspondiente a la

MS-5002-B, que fue el que sirvió como base del estudio (fig. 10).

Esta planta lleva un alternador de cola de 850 KW, que se consideran suficientes, teniendo en cuenta que la turbina de gas en funcionamiento normal es esencialmente independiente de recibir potencia externa y está proyectada para funcionar durante un período de tiempo limitado —generalmente, varios minutos— en condiciones del buque de «black-out». Solamente durante la parada, enfriamiento o condiciones de arranque es cuando necesita energía eléctrica externa, normalmente con grupos electrógenos diesel.

Por lo que respecta al grupo de vapor, el consumo eléctrico es bajo, teniendo en cuenta que la circulación es con SCOOP, que la caldera no lleva bombas de fuel-oil ni ventiladores de tiro forzado y que el número de auxiliares es muy reducido.

La planta evaporadora normal es de 10 a 12 Tm/día, contando con una tripulación de unos 30-35 hombres a 125 litros/día y unos 7.200 Kg/día de pérdidas, principalmente para sopladores de hollín.

Entre turbinas se sangran 1.000 Kg/h. para calefacción y servicios de hotel. Para el desaireador, 2.984 Kg/h., y para el evaporador y calentador de BP, 3.366 Kg/h.

En el calentamiento del condensado por el aceite de lubricación sólo se han tenido en cuenta las calorías del engranaje principal y de los cojinetes de las turbinas de vapor. De considerar las calorías de los cojinetes de la turbina de gas, el calentamiento del condensado sería de unos 5 ó 6° C más.

Las pérdidas de carga en la turbina de gas se han supuesto las mismas que las que figuran en la tabla IV al sustituir el regenerador por la caldera de recuperación de gases.

Para el cálculo de la potencia tendremos (fig. 7):

Entre 58 Kg/cm² abs. y 5 Kg/cm² abs.:

$$\frac{37.612 \times (787-664)}{632,3} = 7.316,6 \text{ CV}$$

Entre 5 Kg/cm² abs. y 3 Kg/cm² abs.:

$$\frac{51.620 \times (662-642)}{632,3} = 1.632,8 \text{ CV}$$

Entre 3 Kg/cm² abs. y 2 Kg/cm² abs.:

$$\frac{50.540 \times (642-628)}{632,3} = 1.119,0 \text{ CV}$$

Entre 2 Kg/cm² abs. y 1,09 Kg/cm² abs.:

$$\frac{47.556 \times (628-608)}{632,3} = 1.504,2 \text{ CV}$$

Entre 1,09 Kg/cm² abs. y el condensador:

$$\frac{44.190 \times (608-528)}{632,3} = 5.591,0 \text{ CV}$$

Potencia total neta desarrollada por el grupo de vapor, teniendo en cuenta las pérdidas en cojinetes de las turbinas ... ... 17.163,6 × 0,995 = 17.078 CV

Potencia neta desarrollada por la turbina de gas ... ... 27.450 CV

TOTAL ... ... 44.528 CV

Potencia total, teniendo en cuenta el rendimiento del engranaje:

$$44.528 \times 0,985 = 43.860 \text{ CV}$$

Descuento del alternador de cola:

$$850 \times 1,36 / 0,95 = 1.230 \text{ CV}$$

Potencia en el acoplamiento línea de ejes:

$$43.860 - 1.230 = 42.630 \text{ CV}$$

Potencia en la hélice:

$$42.630 \times 0,99 = 42.204 \text{ SHP}$$

Rendimiento de la turbina de gas, ciclo abierto sin regenerador (2) = 0,26.

Consumo específico de fuel-oil de la turbina de gas para un fuel residual (Bunker C) de 9.694 Kcal/Kg de poder calorífico inferior:

$$\frac{632,3}{0,26 \times 9.694} = 0,2508 \text{ Kg/CV} \times \text{h}$$

Consumo específico de fuel (Bunker C) de la planta:

$$250,8 \times \frac{27.450}{42.204} = 163,1 \text{ gr/SHP} \times \text{h}$$

Actuando de la misma forma para las demás turbinas base, obtenemos la tabla VI.

Tabla VI

Turbina de gas	Figura	Planta COGAS Potencia SHP	Consumo específico gr/SHP x h
MS-3002	8	18.040	160,6
MS-5002-A	9	35.917	155,7
MS-5002-B	10	42.204	163,1
MS-7002	11	87.814	159,1

Las potencias anteriores pueden considerarse máximas con fuel-oil residual. Como cada una de las turbinas de gas citadas tiene una gama de proyecto al 100 por 100, que empieza en potencias del orden de un 67 por 100 inferiores a las que figuran en la tabla IV, que, como hemos dicho, pueden considerarse máximas, mediante plantas combinadas las potencias mínimas al 100 por 100 serían, aproximadamente, también un 67 por 100 de las de la tabla VI. Por tanto, solapando unas con otras podrían cubrirse con los modelos de turbinas de gas anteriores prácticamente todas las potencias comprendidas entre:

$$0,67 \times 18.040 = 12.087 \text{ SHP y } 87.814 \text{ SHP}$$

es decir, entre 12.000 y 90.000 SHP, aproximadamente, mediante plantas combinadas.

6. CONCLUSIONES

El incremento exagerado en el precio del fuel-oil en los últimos diez años (700 por 100) y los grandes avances tecnológicos del motor diesel en los últimos dos (usándose en el 90 por 100 de los buque construidos en 1978) han reducido las posibilidades de las turbinas de vapor y de la turbina de gas de encajar como plantas propulsoras en los buques actuales.

La turbina de vapor ha reaccionado con plantas modernas (REHEAT) con presiones y temperaturas elevadas o con plantas especiales (VAP), que siguen teniendo sitio en algunos tipos de buques y en especial para potencias elevadas.

La turbina de gas con regenerador y propulsión turboeléctrica había encajado en los últimos años en algunos buques de volumen limitado o en superpetroleros.

Actualmente, y a la vista del estudio realizado, creemos que las plantas combinadas, sistema COGAS, con calderas de recuperación de gases, de doble presión, ligada a un grupo de vapor marino de alto rendimiento, puede competir en consumo específico de fuel total (gr/SHP × h.) cuando se queme fuel residual (Bunker C) (véase Apéndice II), con los motores o las turbinas de vapor más modernas, añadiendo, además, sus características inherentes de simplicidad de instalación, funcionamiento y mantenimiento, mayor disponiblidad y menor tiempo fuera de servicio y de vigilancia, lo que se traduce en la posibilidad de reducir las tripulaciones.

La parte de vapor de la planta combinada es relativamente simple, con valores de la presión y la temperatura hoy en día totalmente superados, lo que aumenta su seguridad. Además, así como las turbinas de gas marinas derivadas de aviación son muy sofisticadas, las de tipo HEAVY DUTY tienen más posibilidades de fabricarse en España, así como todos los elementos que componen el ciclo de vapor (calderas de recuperación, grupo de vapor, etcétera), lo cual hace que las plantas combinadas marinas, sistema COGAS, puedan ser una alternativa interesante en la propulsión de los buques mercantes del futuro, especialmente en algunos tipos, como los de transporte de gas natural licuado, en los que la combustión del «boil-off» directamente en la cámara de combustión de una turbina de gas es simple y no causa problemas, ya que el gas natural es un combustible ideal para las turbinas de gas. Las instalaciones de relicuefacción parcial pueden ser accionadas también por turbinas de gas auxiliares o bien por turbinas de vapor accionadas por una caldera auxiliar alimentada también por el «boil-off». El colector de esta caldera sería el separador de AP de la caldera de recuperación, lo que proveería además al buque de un sistema de «vuelta a casa» en caso de avería de la turbina de gas principal. De este modo también se dispondría de un sistema para quemar el «boil-off» que se produce mientras el buque está en puerto.

7. APENDICE I. Determinación precisa del rendimiento de las turbinas de gas (1) y (3)

En la determinación del rendimiento por la fórmula 7 de este trabajo, y en la figura 2, se despreciaban las pérdidas de carga y se suponía para el aire y los gases el mismo calor específico medio, así como el mismo coeficiente politrópico.

Si se quiere determinar el rendimiento de modo más preciso, teniendo en cuenta los factores anteriores, se procederá como se detalla en este apéndice, referido al caso más completo: el ciclo simple abierto con regenerador (véase figura 1b).

Grado de compresión: 6,0.

Temperatura de entrada en la turbina: 1.173° K.

Rendimiento isentrópico del compresor: $\eta_c = 0{,}85$.

Rendimiento isentrópico de la turbina: $\eta_t = 0{,}87$.

Rendimientos mecánicos: $\eta_m = 0{,}99$.

Rendimiento cámara de combustión: $\eta_{cc} = 0{,}98$.

Rendimiento del regenerador: 0,80.

Pérdidas de carga:

Cámara de combustión: $\Delta P_{cc} = 2$ por 100 presión descarga compresor.

Regenerador-zona aire: $\Delta P_{ra} = 3$ por 100 presión descarga compresor.

Regenerador-zona gases: $\Delta P_{rg} = 0{,}04$ Kg/cm².

Condiciones del ambiente: $T_1 = 288°$ K y $P_1 = 1$ Kg/cm².

Valores de c_p y n según figura 12.

Proceso de compresión

Supongamos el valor medio $n_a = 1{,}39$

$$T_2 - T_1 = \frac{T_1}{\eta_c} \times \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n_a - 1}{n_a}} - 1\right] = \frac{288}{0{,}85} \times$$

$$\times (6^{0'283} - 1) = 221{,}3° \text{ K}$$

$$T_2 = 288 + 221{,}3 = 509{,}3° \text{ K}$$

Trabajo absorbido por el compresor, por unidad de flujo:

$$\frac{c_{pa} \times (T_2 - T_1)}{\eta_m} = \frac{0{,}24105 \times (221{,}3)}{0{,}99} = 53{,}88 \text{ Kcal/Kg.}$$

Presión de entrada en la turbina:

$$P_3 = P_2 \times \left(1 - \frac{\Delta P_{cc}}{P_2} - \frac{\Delta P_{ra}}{P_2}\right) = 6{,}0 \times$$

$$\times (1 - 0{,}02 - 0{,}03) = 5{,}7 \text{ Kg/cm}^2$$

Contrapresión en la exhaustación de la turbina:

$$P_4 = P_1 + \Delta P_{rg} = 1 + 0{,}04 = 1{,}04 \text{ Kg/cm}^2 \;,,\; (P_3/P_4) = 5{,}481$$

Proceso de expansión

Para los gases tomaremos los valores medios $c_{pg} = 0{,}27375$ y $n_g = 1{,}333$, según figura 12.

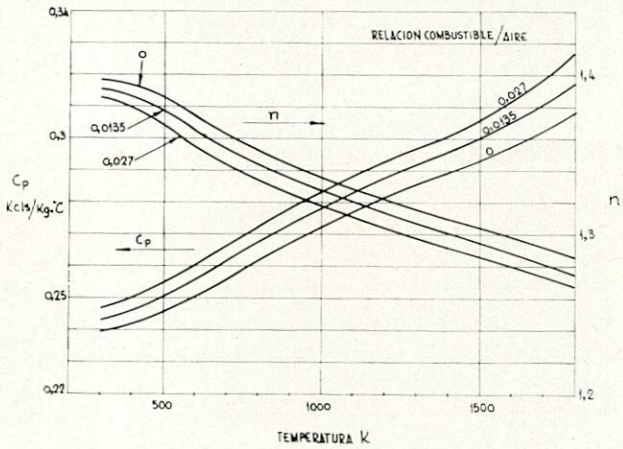


Figura 12.—Valores típicos de Cp y n para aire y gases.

$$T_3 - T_4 = \eta_T \times T_3 \times \left[1 - \left(\frac{1}{P_3/P_4}\right)^{\frac{n_g - 1}{n_g}}\right] = 0{,}87 \times 1173 \times$$

$$\times \left[1 - \left(\frac{1}{5{,}481}\right)^{0'25}\right] = 353{,}5° \text{ K}$$

$$T_4 = 1.173 - 353{,}5 = 819{,}5° \text{ K}$$

El trabajo desarrollado por la turbina será:

$$c_{pg} \times \eta_m \times (T_3 - T_4) = 0{,}27375 \times 353{,}5 \times 0{,}99 = 95{,}8 \text{ Kcal/Kg.}$$

El trabajo útil será:

$$95{,}8 - 53{,}88 = 41{,}92 \text{ Kcal/Kg.} = 238{,}7 \text{ CV} \times \text{seg/Kg.}$$

El aumento de temperatura en el regenerador será:

$$\Delta T_{reg} = (T_4 - T_2) \times 0{,}8 = (819{,}5 - 509{,}3) \times 0{,}8 = 248{,}2° \text{ K}$$

Por tanto, el incremento de temperatura en la combustión será:

$$1.173 - (509{,}3 + 248{,}2) = 415{,}5^{\circ}\ K$$

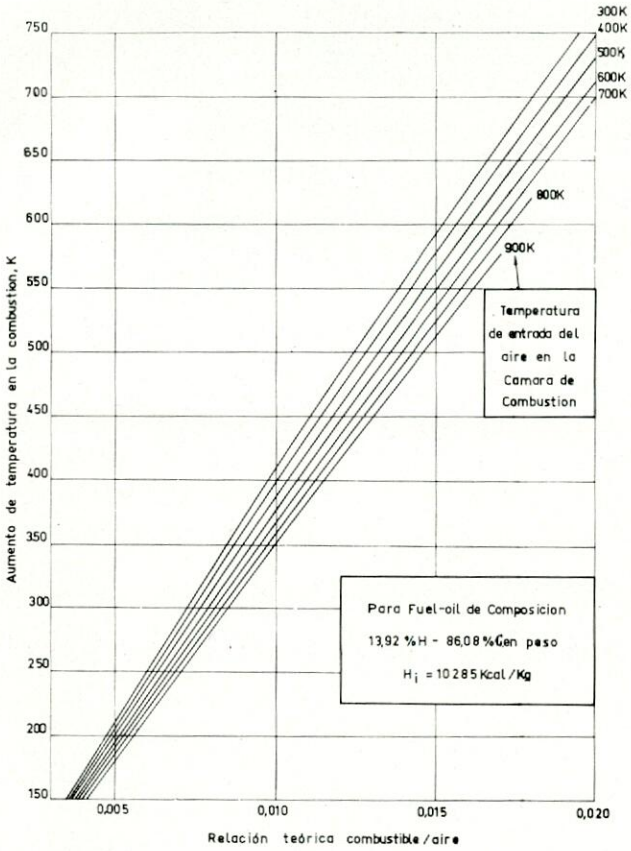


Figura 13.

siendo la temperatura de entrada del aire en la cámara de combustión de:

$$509{,}3 + 248{,}2 = 757{,}5^{\circ}\ K$$

Entrando con estos datos en la figura 13 obtenemos el valor f = 0,01155 para la relación teórica combustible/aire.

La relación combustible/aire real será:

$$f_{real} = \frac{0{,}01155}{0{,}98} = 0{,}0118$$

El consumo específico por caballo será:

$$\frac{0{,}0118}{238{,}7} = 4{,}94 \times 10^{-5}\ Kg/CV \times seg. = 0{,}178\ Kg/CV \times h.$$

El rendimiento del ciclo será:

$$\eta = \frac{632{,}3}{0{,}178 \times 10.285} = 0{,}345$$

Si los valores medios de c_p y n supuestos no coincidiesen con los reales, se procedería a un nuevo tanteo.

8. APENDICE II. Comparación de consumos específicos de diversas plantas propulsoras (18), (19), (20), (21) y (22)

En los últimos dos años los motores diesel lentos han logrado reducir el consumo específico de combustible mediante la sobrealimentación a presión constante, al mismo tiempo que han reducido las revoluciones. En la tabla VII se hace un resumen de los tipos de potencia máxima y revoluciones mínimas más modernos de B&W, Sulzer y M. A. N.

Tabla VII

FABRICANTE		B&W		SULZER		M. A. N.	
Tipo de motor		L90GFC	L90GFCA	RLA-90		KSZ90/160B	KSZ90/160BL
R. P. M.		94	97	90	98	122	110
Potencia/cilindro (CV)		3.414	3.945	3.400	3.600	3.672	3.672
Consumo específico (gr/CV × h.)		141	138	142	142	148	150
Condiciones de referencia	ISO						
Temp. aire ambte. T_1 (K)	300	293		300		318	
Temp. refrigerant. T_{ref} (K)	300	293		300		305	
Temp. aire carga T_c (K)	318	303		318		323	
Pres. aire amb. P_1 (mbar)	1000	1013		1000		1000	
Poder cal. inf. H_i (KJ/Kg)	42000	42900		42707		42000	

Como puede verse, los consumos específicos se refieren a distintas condiciones de referencia, lo que no permite una comparación directa, por lo que los referiremos todos a las condiciones ISO. Para ello aplicaremos la ecuación de corrección de la CIMAC:

$$G_{esp\ ISO} = G_{esp} \times \left[1 - \left(\frac{T_1}{300} - 1\right) \times 0{,}22\right] \times$$

$$\times \left[1 - \left(\frac{T_c}{318} - 1\right) \times 0{,}11\right] \times \left[1 + \left(\frac{P_1}{1000} - 1\right) \times 0{,}09\right] \times$$

$$\times \frac{H_i}{42000} \qquad [16]$$

obteniendo los resultados reflejados en la tabla VIII.

Tabla VIII

FABRICANTE	B&W		SULZER		M. A. N.	
Tipo de motor	L90GFC	L90GFCA	RLA-90		KSZ90/160B	KSZ90/160BL
Consumo esp. (gr/CV × h.) ISO	145,7	142,6	144,4	144,4	145,8	147,7

En dicha tabla puede verse que las diferencias entre los tres tipos son mínimas, arrojando, no obstante, el valor más bajo el motor L90GFCA, de B&W, con 142,6 gr/CV × h.

Si quisiéramos transformar este valor, que es de banco, en el equivalente a un consumo específico total, a bordo, de una instalación de turbinas (gr/SHP × h.) quemando Bunker C y girando a 80 revoluciones por minuto, tendríamos que afectar el valor anterior de los factores siguientes:

Factor de tolerancia (según B&W, Sulzer y M. A. N.)	1,030
Factor de poder calorífico = 42.000/40.618 = ...	1,034
Factor correspondiente a la caldera de recuperación	1,007
Factor de r. p. m. (0,25 por 100 por cada 1 por 100 de reducción de r. p. m.)	1,044
Factor de uniformidad de par	1,020
Factor de línea de ejes	1,010

Por tanto, el consumo específico equivalente sería:

$$142{,}6 \times 1{,}030 \times 1{,}034 \times 1{,}007 \times 1{,}044 \times 1{,}020 \times \times 1{,}010 = 164{,}5 \text{ gr/SHP} \times \text{h.}$$

Consumos de aceite de lubricación (21):

Consumo aceite de cilindros = 0,7 gr/BHP × h.

Consumo aceite de cárter = 0,2 gr/BHP × h.

Precios base:

Fuel-oil (Bunker C) = 90 $/Ton.

Aceite cilindros = 1.100 $/Ton.

Aceite cárter = 800 $/Ton.

Los 0,7 gramos de aceite de cilindros equivalen a 8,6 gr/CV × h. de fuel-oil.

Los 0,2 gramos de aceite de cárter equivalen a 1,8 gr/CV × h. de fuel-oil.

Por tanto, el consumo de aceite equivale a 10,4 gr/CV × h. de fuel-oil.

El consumo específico total a bordo por SHP y hora será de:

$$164{,}5 + 10{,}4 = 174{,}9 \text{ gramos}$$

Esta cifra es perfectamente comparable con la de una instalación moderna REHEAT o la de una planta VAP (figura 14).

Por lo que respecta a los motores diesel semirrápidos, las cifras serían muy semejantes a las de los motores lentos, pues si bien desaparecería el factor de revoluciones, crecería el consumo específico base, así como el consumo de aceites de lubricación, y aparecería el del engranaje reductor.

Si queremos comparar las cifras anteriores con las obtenidas en nuestro estudio, con las plantas COGAS, afectaríamos a todas ellas de un factor de tratamiento de combustible, para poder quemar en todas Bunker C, en la proporción siguiente:

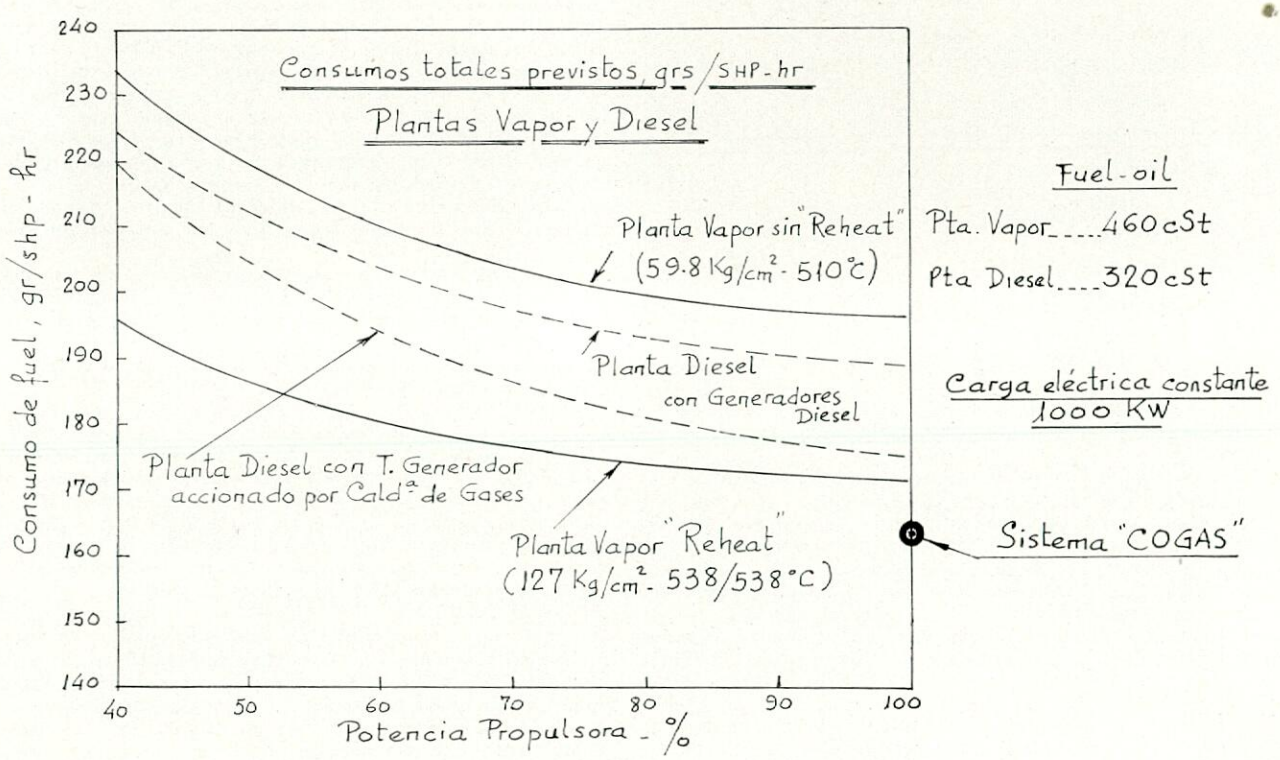


Figura 14.

Factor tratamiento turbinas vapor (aditivos para proteger sobrecalentador) 1,005

Factor tratamiento motores diesel (calentamiento, purificación y aditivos) 1,015

Factor tratamiento turbinas de gas (lavado, separación y aditivos) 1,040

Los consumos específicos totales serían, en gr/SHP×h.:

Turbina vapor REHEAT (127 Kg/cm²-538° C) = 172,5 × × 1,005 = 173,4.

Turbina vapor VAP = 169 × 1,005 = 170.

Motor diesel lento = 174,9 × 1,015 = 177,5.

Sistema COGAS - turbina de gas MS-3002 = 160,6 × × 1,040 = 167.

Sistema COGAS - turbina de gas MS-5002A = 155,7 × × 1,040 = 162.

Sistema COGAS - turbina de gas MS-5002B = 163,1 × × 1,040 = 169,6.

Sistema COGAS - turbina de gas MS-7002 = 159,1 × × 1,040 = 165,5.

Por tanto, los valores anteriores son perfectamente comparables, si bien reflejan una ligera ventaja a favor del sistema COGAS, como también se desprende de la figura 14, donde se representó el punto correspondiente a la planta COGAS de 36.000 SHP.

9. APENDICE III. Método de valoración numérica para distintas plantas propulsoras (23)

A continuación haremos un análisis comparativo de distintas instalaciones para un carguero rápido de 36.000 SHP a 112 revoluciones por minuto, aplicando el método de tipo numérico basado en el sistema de evaluación desarrollado por el doctor Schmick.

Utilizaremos factores de evaluación, variando desde 1 hasta 10, para el análisis individual de los distintos conceptos, aplicando el criterio siguiente: factor «B»:

1. Técnicamente no eficiente.
2. Insatisfactorio.
3. Técnicamente pobre.
4. Suficiente.
5. Casi satisfactorio.
6. Satisfactorio.
7. Casi bueno.
8. Bueno.
9. Muy bueno.
10. Ideal.

Los criterios anteriores son aptos para indicar el valor de la planta evaluada con respecto a los conceptos de «técnicamente no eficiente» o «solución ideal».

La evaluación se hace solamente sobre la base de aspectos y criterios técnicos. Como algunos criterios son de relativa poca importancia y otros, en cambio, son de valor capital, el factor anterior «B» se multiplica por un factor llamado de «importancia» (factor «A»), que mide en cada caso la influencia del anterior, según el tipo de aplicación real (tipo de buque, clase de servicio, etc.), y que varía desde 1,0 hasta 0,1. La valoración real de cada concepto se obtiene por el producto de las factores «A» × «B» = C.

De aquí se deduce que en la práctica la instalación mejor técnicamente y probablemente la más sofisticada no se selecciona por razones económicas, de seguridad de funcionamiento o de mantenimiento.

Esto también significa que una planta propulsora específica se puede valorar diferentemente en función de las distintas condiciones de servicio y tipo de buque en cuestión. Para que la evaluación numérica sea lo más objetiva posible se han seleccionado un gran número de criterios, reunidos en tres grupos:

Grupo 1. Características de proyecto y fabricación

1-1. Peso de la planta.
1-2. Area necesaria.
1-3. Coste inicial de la planta.
1-4. Sobrecarga.
1-5. Reversibilidad.

Grupo 2. Características de funcionamiento y mantenimiento

2-1. Seguridad de funcionamiento.
2-2. Durabilidad.
2-3. Disponibilidad.
2-4. Consumo.
2-5. Calidad del combustible.
2-6. Intervalo entre revisiones.
2-7. Tratamiento del combustible.

Grupo 3. Características de instalación y montaje

3-1. Simplicidad de funcionamiento.
3-2. Auxiliares.
3-3. Vibraciones.
3-4. Amortiguamiento de ruidos.

Sobre el tipo de construcción y sus valores derivados, como el peso y la superficie necesaria para su instalación, no es preciso ningún comentario.

Sobre el coste de cada una de las diversas plantas hay que tener cuidado de partir de la misma base para todas las comparaciones. Así, por ejemplo, para el peso se ha de considerar hasta la brida de acoplamiento con el eje, incluyendo el engranaje reductor en las instalaciones engranadas. Para la sobrecarga, la valoración experimental dictamina la potencia máxima continua que se puede alcanzar sin que se produzca ninguna avería y sin que disminuya la vida del motor. En el caso de turbinas de gas, se toma la temperatura de salida de gases como criterio de sobrecarga. Para las turbinas de vapor, el criterio de sobrecarga es la cantidad de vapor y no una función de la temperatura, como para las turbinas de gas.

Una de las características más importantes de una máquina marina es la reversibilidad. Debido a la potencia y a las r. p. m. previstas, todas las plantas usarían una hélice de paso fijo, salvo el motor semirrápido y la turbina de gas. Tanto el motor semirrápido como las turbinas utilizarían un engranaje reductor.

Con respecto a las características de funcionamiento, han sido valoradas independientemente la seguridad y la durabilidad. El concepto de seguridad de funcionamiento es recíproco del de posibilidad de fallo. En el caso de las turbinas de vapor se incluye la caldera en la valoración. Las puntuaciones reflejan estadísticamente la frecuencia de averías, así como la experiencia de diversos armadores en la condición de funcionamiento y parada.

El concepto combustible ha sido desdoblado. La valoración del consumo se ha tomado de los valores experimentales de servicio. En la característica «calidad» interviene sobremanera el precio. Los períodos de revisión no dejan de ser una consideración importante. Bajo el título «tratamiento del combustible» hay que entender el pretratamiento de éste, aire de combustión, agua de alimentación y aceite de lubricación. En la planta con turbinas

de gas se ha tenido en cuenta el tratamiento de fuel, así como los dispositivos para filtrado y deshumidificación del aire marino saturado de salinidad. Como componente integral de la maquinaria principal se han incluido las auxiliares a efectos de valoración, ya que la misma varía, dependiendo del tipo de propulsión elegido.

Las vibraciones y amortiguamiento de ruidos pueden ser un capítulo económico muy importante y han de tenerse en cuenta en la puntuación. La técnica está hoy en día capacitada para alcanzar los valores mínimos deseados a base del correspondiente desembolso económico.

Los valores de la tabla dan una imagen del estado actual de la técnica en cuanto a la eliminación de ruidos.

En la tabla IX se resume la valoración de las cuatro plantas comparadas, obteniéndose la puntuación siguiente, de mayor a menor:

1. Planta de vapor REHEAT = 78,1 puntos, 100 por 100.
2. Planta COGAS = 77,8 puntos, 99,6 por 100.
3. Planta diesel lento = 77,1 puntos, 98,7 por 100.
4. Planta diesel semirrápido = 70,6 puntos, 90,4 por 100.

Como puede verse, la diferencia de valoración entre las tres primeras plantas, en este caso concreto, es insignificante y demuestra la adecuación de la instalación COGAS como planta propulsora marina.

Tabla IX

CARACTERISTICAS		Diesel lento		Diesel semirrápido		Planta REHEAT		Planta COGAS	
	A	B	C	B	C	B	C	B	C
1. PROYECTO Y FABRICACION									
1.1. Peso de la planta	0,3	4	1,2	6	1,8	7	2,1	8	2,4
1.2. Area necesaria	0,4	5	2,0	8	3,2	8	3,2	9	3,6
1.3. Coste inicial	0,7	8	5,6	7	4,9	8	5,6	6	4,2
1.4. Sobrecarga	0,4	9	3,6	9	3,6	10	4,0	8	3,2
1.5. Reversibilidad	0,6	9	5,4	8	4,8	9	5,4	7	4,2
2. FUNCIONAMIENTO Y MANTENIMIENTO									
2.1. Seguridad	1,0	9	9,0	7	7,0	8	8,0	7	7,0
2.2. Durabilidad	0,9	8	7,2	7	6,3	8	7,2	8	7,2
2.3. Disponibilidad	0,8	8	6,4	7	5,6	8	6,4	10	8,0
2.4. Consumo	0,8	9	7,2	8	6,4	8	6,4	10	8,0
2.5. Calidad combustible	0,8	9	7,2	8	6,4	10	8,0	8	6,4
2.6. Intervalo revisiones (TBO)	0,5	9	4,5	7	3,5	9	4,5	9	4,5
2.7. Tratamiento combustible (Aire, Agua alimón., Combustible, Aceite lubr.)	0,7	8	5,6	8	5,6	7	4,9	7	4,9
3. INSTALACION Y MONTAJE									
3.1. Simplicidad funcionamiento	0,7	8	5,6	7	4,9	7	4,9	9	6,3
3.2. Auxiliares	0,5	8	4,0	8	4,0	7	3,5	9	4,5
3.3. Vibraciones	0,2	5	1,0	6	1,2	10	2,0	10	2,0
3.4. Amortiguamiento de ruidos	0,2	8	1,6	7	1,4	10	2,0	7	1,4
VALORACION TOTAL		77,1		70,6		78,1		77,8	

AGRADECIMIENTO

Quisiera expresar mi agradecimiento a don Enrique Merino Fachal, que me animó a realizar este trabajo, ayudándome con sus opiniones sobre el tema y criticando el texto con gran profundidad.

10. NOTACION

N_c = Trabajo real absorbido por el compresor.
N_T = Trabajo real desarrollado en la turbina.
N_{cc} = Calor aportado por el combustible en la cámara de combustión.
c_{pa} = Calor específico del aire.
c_{pg} = Calor específico de los gases.
c_{pm} = Calor específico medio.
η_c = Rendimiento compresor.
η_T = Rendimiento turbina.
η_{cc} = Rendimiento cámara de combustión.
η_{reg} = Rendimiento regenerador.
η_{CG} = Rendimiento proceso recuperación.
η_{cg} = Rendimiento caldera de recuperación de gases.
η_m = Rendimiento mecánicos.
n = Coeficiente politrópico.

r = Grado de compresión.
H_i = Poder calorífico inferior del combustible.
G_f = Flujo de combustible.
G_a = Flujo de aire.
G_g = Flujo de gases.
E_{ge} = Energía de los gases a la salida de la turbina de gas.
E_{cald} = Energía transmitida en la caldera de recuperación.
C = Factor de circulación.
q_i = Calor del líquido a la temperatura i.
Q_g = Calor de los gases.
G_{v1} = Flujo de vapor de alta presión.
G_{v2} = Flujo de vapor de baja presión.
ΔP_i = Pérdida de carga en la zona i.
f = Relación combustible/aire.
t = Temperatura (°C).
T_1 = Temperatura (K) del aire a la entrada del compresor.
T_2 = Temperatura (K) del aire a la salida del compresor.
T_3 = Temperatura (K) de los gases a la entrada de la turbina de gas.
T_4 = Temperatura (K) de los gases a la salida de la turbina de gas.
T_5 = Temperatura (K) de los gases a la salida de la caldera de recuperación.
T'_2 = Temperatura (K) del aire a la salida del regenerador.
T_a = Temperatura (K) del agua de alimentación.
T_c = Temperatura (K) del agua a la entrada del economizador.
T_{s1} = Temperatura (K) de saturación correspondiente a la presión alta.
T_{s2} = Temperatura (K) de saturación correspondiente a la presión baja.
T_{v1} = Temperatura (K) del vapor sobrecalentado.
T_r = Temperatura (K) del vapor recalentado.
T_e = Temperatura (K) del aire de carga de un motor diesel.
P_1 = Presión del aire a la entrada del compresor.
P_2 = Presión del aire a la salida del compresor.
P_3 = Presión de los gases a la entrada de la turbina de gas.
P_4 = Presión de los gases a la salida de la turbina de gas.
P_{v1} = Presión del vapor sobrecalentado.
P_{v2} = Presión de baja.
P_r = Presión del recalentador.

11. BIBLIOGRAFIA

1. R. L. HENDRICKSON: «Thermodynamics and Perfomance». Gas Turbine Reference Library. GER-2473, 1970.
2. R. P. ALLEN: «Combined Cycle Thermodynamics». Gas Turbine Reference Library. GER-2465, 1969.
3. N. MARX: «Gasturbinen für Handelsschiffe eine Bestandsaufnahme». Hansa-111 Jahrgang, 1974, Nr. 22, pág. 1.905.
4. H. COHEN, G. F. C. ROGERS y H. I. H. SARAVANAMUTTO: «Gas Turbine Theory». John Wiley & Sons, 1973, capítulo 2.
5. G. A. LUDWIG: «General Electric Gas Turbine Design Philosophy». Gas Turbine Reference Library. GER-2483 B, 1973.
6. F. D. LORDI: «Gas Turbine Materials». Gas Turbine Reference Library. GER-2182 H, 1972.
7. A. O. WHITE: «Gas Turbines». Capítulo VI del «Marine Engineering», de Roy L. Harrington, 1976.
8. W. G. TAYLOR: «Combustion Sistem». Gas Turbine Reference Library. GER-2477 C, 1970.
9. E. R. CULPEPPER: «Technological Considerations in Design of Heavy-Duty and Aircraft Gas Turbines». Gas Turbine Reference Library. GER-2481, 1972.
10. G. A. LUDWIG: «Technological Differences in the Design of Heavy-Duty Gas Turbines and Aircraft Gas Turbines». MSO-8-71.
11. F. X. CRITELLI y W. I. ROWEN: «Five Years' Experience in Applying Heavy-Duty Gas Turbines to Marine Propulsion». Annual Meeting New York, N. Y., November 13-15, 1975 of The Society of Naval Architecs and Marine Engineers.
12. JACK W. ABBOTT y GARY J. BAHAM: «COGAS-A new Look for Naval Propulsion». Naval Engineers Journal, October 1974.
13. NAVIRES PORTS ET CHANTIERS. Mayo 1977. «Installation Combinée de Turbine á Gaz et Turbine á Vapeur pour la Propulsion d'un Transporteur de GNL (Hansa, noviembre 76).
14. T. E. EKSTROM: «Electric Drive: Solution to Cubic-Limited Ships». ISOA-4-74.
15. O. GEISLER, M. GIETZELT y W. TISCHLER. «Efficiency of Waste Heat Recovery Sistems in Motorships». IMAS-76.
16. GENERAL ELECTRIC: «Marine Gas Turbine Applications Manual». Figuras 3.2.12 B y 4.10.1.
17. D. M. TODD: «Design and Application of Heat Recovery Steam Generators». Gas Turbine Reference Library. GER-2478, 1971.
18. F. BOHM y J. SIMON: «Die Kraftstoffverbräuche Heutiger Zweitaktmotoren». Schiff & Hafen, mayo 1979, pág. 410.
19. A. OSTERGAARD: «GFC Type Engines on Lay-out Versatility at B&W». Schiff & Hafen. Mayo 1979, pág. 421.
20. SULZER: «Marine Diesel Engines 1979». Hoja 4-107.059.310.
21. L. J. NEUT: «Economics of Integrated Medium Speed Diesel Propulsion». The Motor Ship. Febrero 1979, pág. 23.
22. CHESTER W. STOTT y JOHN P. CASEY: «A new Steam/Diesel Comparison». Marine Engineering/Log. Agosto 1979, pág. 33 y gráfico II.
23. WERNER SCHMICK: «Planungshilfen». Schiff & Hafen. Heft 2/1972, página 83.
24. GENERAL ELECTRIC: «Heavy-Duty Gas Turbines». GEA-8176 H.
25. REVISTA TECNICA SULZER. 1/2 1978 (pág. 39).
26. ROBERT P. GIBLON & I. HILARY ROLIH. COGAS: «Marine Power Plant for Energy Savings». Marine Technology, July 1979, vol. 16, number 3 (pág. 225).
27. D. PARO & J. BERG: «Cutting Propulsion Costs». Marine Engineering/Log. Agosto 1979.
28. JOHN J. McMULLEN ASSOCIATES INC. Economic Evaluation of GE-MM 5212 R VS. Aircraft Type Gas Turbines for High Speed Ferry. Noviembre 1970.
29. DE LAVAL: «Washing of Gas Turbine Oils». Technical Bulletin n.° 6205 E-1.
30. MARINE GAS TURBINE APPLICATIONS MANNUAL. General Electric (páginas 4-8 y 4-9).
31. THE MOTOR SHIP (pág. 83). Febrero 1979.
32. SHIPBUILDING & MARINE ENGINEERING INTERNATIONAL. Junio 1979 (pág. 290).

DISCUSION

Sr. Capell Cots

Felicito al autor por su documentado trabajo en un momento como el actual, en que es fundamental cualquier investigación que pueda conducir a ahorros de consumo en la propulsión.

Deseo hacerle dos preguntas:

1. ¿El estudio está basado en datos reales sobre plantas existentes y, por tanto, hay ya experiencia, o bien es un estudio teórico?
2. ¿Podría informar el autor sobre el precio a que podría resultar una planta como la descrita en comparación con una instalación clásica, bien de motor o de turbina de vapor?

Sr. Molina Ribeiro Pinto

Mi felicitación al autor por exponer aquí las bases de un tema tan poco tratado en el aspecto naval en España. Me parece también muy interesante el apéndice II al tratar la comparación de los consumos específicos en condiciones de referencia ISO, que son las que me parecen más objetivas al hacer la relación entre los diferentes sistemas.

Asimismo me gustaría plantear las siguientes cuestiones:

a) Comparando los tres sistemas (turbina de vapor, motor, turbina de gas) es interesante saber cuáles son las diferencias entre los correspondientes servicios de combustible para poder consumir «Bunker C».

b) Apuntando aquí lo acertado de la consideración de no **querer** bajar del punto de rocío de los gases de exhaustación en la temperatura de los tubos por la corrosión por baja temperatura, ¿es posible mantener esto prescindiendo del circuito de doble presión mediante otro sistema que diera un rendimiento análogo?

Sr. Avilés Uruñuela

Quiero, en primer lugar, felicitar al ponente por su interesante trabajo, que, desde luego, precisa de más tiempo del que hemos tenido para poderlo estudiar adecuadamente.

Me parece oportuno indicar la conveniencia de incluir unos gráficos comparativos sobre consumos específicos en pesetas/CV × hora junto a los de consumos en gramos de combustible/CV × hora para los diferentes tipos de maquinaria de propulsión, así como la tendencia de crecimiento de precios de los distintos tipos de combustibles.

Sr. Apraiz Barreiro

Es muy notable el trabajo de Merino y realizado con mucho detalle. Pero, aun admitiendo todos los coeficientes que emplea para llegar a los consumos finales, de la posibilidad teórica a la aplicación práctica en buques mercantes hay un larguísimo camino que recorrer.

Hace más de veinticinco años se equipó el primer buque mercante con propulsión de turbinas de gas, el «AURIS», buque tanque de 12.250 toneladas de peso muerto de la Shell, pero aun cuando también en el papel parecía atractivo, fracasó y hubo de ser abandonado en pocos años tras una serie de averías y defectos diversos. Parece que la ventaja de su poco espacio ha sido el contrapeso de su alto consumo en instalaciones mercantes diversas de los últimos diez años, ventaja que con los precios actuales ha desaparecido. Naturalmente, la aplicación de turbinas de gas en buques de guerra, en los que la economía y duración no cuentan, sino su eficacia militar, es posible, aun cuando la aplicación a la marina mercante sea muy dudosa.

¿Podría decirnos el conferenciante si la instalación de turbinas de gas de 50.000 caballos en el buque portacontenedores soviético «Capitán Smirnov» es semejante a alguna de las descritas en su trabajo y qué otros buques las poseen en la actualidad o en construcción?

El autor

Contestando al señor Capell Cots, le agradezco, en primer lugar, su felicitación.

Las plantas COGAS marinas, propuestas como consecuencia del estudio realizado, no se encuentran funcionando en ningún buque. Sin embargo, los parámetros empleados en el estudio, tales como rendimientos, consumos específicos, presiones, temperaturas, vacíos, etc., se han tomado de instalaciones marinas reales, habiendo elegido valores relativamente conservadores.

Por otra parte, existen hoy en día un gran número de plantas industriales terrestres con el sistema COGAS o STAG, como se le denomina también en América. La General Electric tiene comercializadas las plantas combinadas terrestres STAG «14», «35», «100» y «400» para potencias comprendidas entre 14 y 365 MW (24).

En (17) se hace mención de 64 plantas COGAS instaladas con calderas de recuperación de gases, alguna de ellas con el sistema de doble presión, para presiones desde 7 Kg/cm² hasta 60 Kg/cm², temperaturas desde 170° C hasta 450° C y vaporizaciones hasta 227.000 Kg/h., y sobrepasando alguna de ellas las 40.000 horas de funcionamiento.

En (25) se describe una planta combinada GAS-VAPOR con caldera de gases de doble presión para una fábrica holandesa de papel.

En (12) se describe un proyecto de sistema COGAS para la Marina de Guerra Americana a base de dos turbinas de gas derivadas de aviación (concretamente dos LM-2500 de General Electric).

En (13) se presenta un proyecto del sistema COGAS a base de turbinas de gas tipo Heavy-Duty para un transporte de LNG.

En el artículo COGAS: «Marine Power Plant for Energy Saving» (26), basado en un estudio preparado por la U. S. Department of Commerce (Mar Ad) con colaboraciones de la Curtiss-Wright Corp., la General Electric Co., la Foster Wheeler Boiler Corp., la Sun Shipbuilding & Dry Dock Co. y la George G. Sharp Inc., se demuestra que práctica y técnicamente el sistema COGAS no tiene hoy en día problemas y es capaz de reducir el consumo de combustible de todos los buques mercantes americanos actuales como mínimo en un 30 por 100.

En este documentado estudio, y a diferencia con el nuestro, proponen un sistema COGAS, para la propulsión de buques mercantes, a base de turbinas de gas derivadas de aviación (la LM-2500 de G. E.), que queman hoy en día gas-oil o a lo sumo diesel-oil, quizá porque en USA las diferencias de precio de estos combustibles con el Bunker C no son tan acusadas como en Europa. Sin embargo, de acuerdo con la figura 15 (27), nosotros seguimos pensando que el futuro de las plantas COGAS para la propulsión de los buques mercantes debe ser a base de turbinas de gas tipo Heavy-Duty, de gran duración de vida (hasta 100.000 horas) y capaces de quemar toda clase de combustibles, incluido el Bunker C tratado, para competir ventajosamente con los motores diesel y las plantas de vapor REHEAT modernas, preparadas para quemar fuel residual de baja calidad.

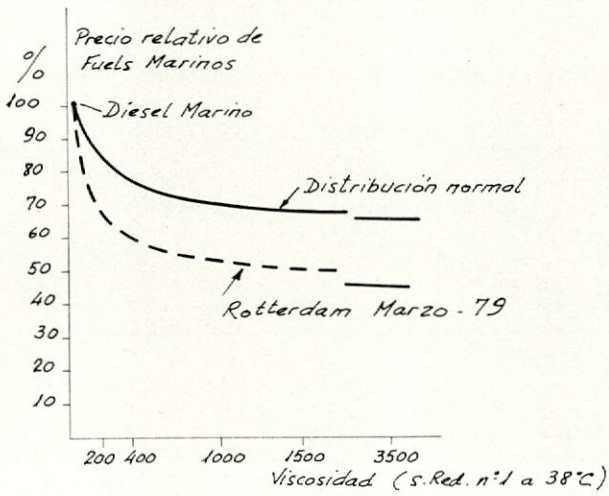


Figura 15.—Precios en función de la viscosidad.

Por lo que respecta al precio del sistema COGAS y a su valor comparativo con el de una planta de vapor convencional (60 Kg/cm² m., 515° C y 1,5"Hg), podemos decir que depende fundamentalmente de la potencia y del tipo de buque. Así, en el artículo (26) se considera que para una instalación de 30.000 SHP y un portacontenedores el coste de adquisición y montaje del sistema COGAS es más bajo que el de la planta de vapor convencional, mientras que para un petrolero de 350.000 DWT de la misma potencia el citado sistema es más caro que la instalación de vapor, debido a la necesidad de montar unas calderas auxiliares extras de gran vaporización para alimentar a las turbobombas de carga y lastre en puerto. Los valores comparativos anteriores están dados partiendo de turbinas de gas derivadas de aviación, pero teniendo en cuenta que el precio de una turbina de gas tipo Heavy-Duty MS-5000, incluido el equipo de tratamiento de combustible (28), es, aproximadamente, igual o menor que el de la LM-2500 de la misma potencia, se puede es-

tablecer que el coste de adquisición y montaje del sistema COGAS es menor que el de la planta convencional de vapor en el caso de portacontenedores, cargueros y transportes de LNG para potencias del orden de los 30.000 SHP, ocupando el mismo espacio, pero siendo más ligera y con una reducción notable en el personal de máquinas. En cambio, en el caso de un gran petrolero, dicho coste es menor para la planta de vapor. No obstante, en este caso, las calderas auxiliares necesarias en la planta COGAS brindarían la posibilidad de accionar el grupo propulsor sólo a vapor en caso de avería de la turbina de gas, lo que representaría un gran aumento en la seguridad del buque.

Respondiendo al señor Molina Ribeiro-Pinto, agradezco su felicitación y a continuación comento sus observaciones.

Los servicios de combustible de motores diesel y turbinas de vapor son sobradamente conocidos. Para quemar Bunker C en el servicio de combustible de las plantas de vapor no hay que introducir ningún equipo de tratamiento especial; únicamente es necesario aumentar el consumo de vapor de calefacción, así como el de atomización, para obtener una combustión con el mínimo exceso de aire posible, independientemente del contenido de azufre del combustible, para: rebajar el punto de rocío de los gases, bajar la temperatura de gases de exhaustación y aumentar, consecuentemente, el rendimiento de la caldera (fig. 16).

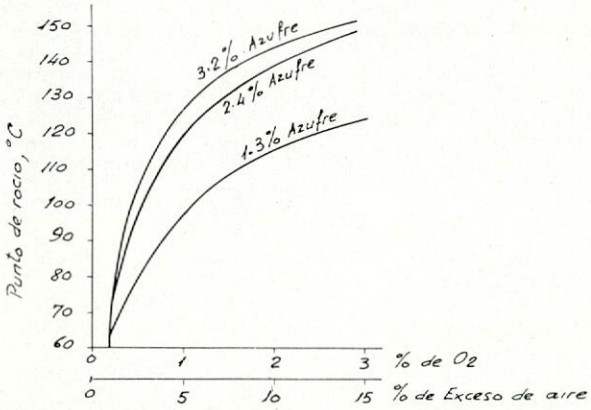


Figura 16.—Puntos de rocío en función del O_2.

También puede ser aconsejable introducir algún aditivo para contrarrestar el contenido de vanadio del fuel para evitar las corrosiones en el sobrecalentador cuando las temperaturas del vapor sobrecalentado alcanzan valores superiores a los 515° C.

Para quemar Bunker C en el servicio de combustible de los motores diesel hay que incrementar el vapor de calefacción para aumentar la temperatura del combustible, para trasiego, purificación y descarga a las atomizadoras del motor. La capacidad recomendada de las separadoras de F. O. se reduce a 1/4 de su valor nominal, en el caso de motores lentos, y a 1/5 para motores semirrápidos, aumentando notablemente la pérdida de lodos. La capacidad de las purificadoras de aceite recomendada se reduce prácticamente en la misma proporción. Al aumentar la densidad de los combustibles usados, la separación del agua en las purificadoras es cada vez más difícil, recomendándose por algunos fabricantes incluso la doble separación, trabajando dos separadoras en serie. Como es sabido, además el empleo del Bunker C produce ensuciamiento y corrosión en el motor, que requieren aditivos en el fuel, aceites lubricantes «super HD» de la mejor calidad, vigilancia especial y revisiones de doble frecuencia que las normales. Los motores requieren modificaciones extras sobre su fabricación serie para poder quemar Bunker C. Los respetos también son extras y es necesario un rodaje especial antes de quemar dicho combustible.

Las turbinas de gas derivadas de aviación queman normalmente gas-oil, queroseno o JP-5 sin tratamiento previo. Las turbinas de gas tipo Heavy-Duty pueden quemar Bunker C, pero necesitan una planta especial para tratamiento del combustible.

El sodio y el vanadio están presentes en el fuel, principalmente en la forma de Na Cl y de compuestos de vanadio organometálicos. Al quemarse el fuel tienen lugar varias reacciones químicas entre estos compuestos, azufre y oxígeno, dando lugar a la formación de una serie de compuestos más o menos complejos de Na, V, S y O. Además, estos compuestos forman soluciones sólidas entre sí. Ejemplos de productos que pueden estar presentes en forma de cenizas en distintas proporciones son: Na_2O, Na_2SO_4, Na_2CO_3, Na Cl, V_2O_5, Na VO_3 (metevanadatos de sodio), $Na_4V_2O_7$ (pirovanadatos de sodio) y Na_3VO_4 (ortovanadatos de sodio).

Estos productos tienen puntos de fusión variables, dependiendo no solamente de la estructura química de las cenizas, sino también de la composición de las soluciones sólidas. Si la temperatura de los gases a la entrada de la turbina es menor que estos puntos de fusión y ablandamiento, la ceniza permanece en estado sólido y pasa a través de la turbina con los gases sin causar ningún daño. Sin embargo, si la temperatura de los gases es más elevada, las partículas de ceniza golpean las superficies metálicas, dando lugar a la formación de depósitos.

Los puntos de fusión de algunos productos en forma de cenizas son:

Compuesto	Punto de fusión (°C)
Na_2SO_4	880
V_2O_5	675
Na VO_3	630
$Na_4V_2O_7$	640
Na_3VO_4	850

El efecto corrosivo del vanadio se explica de la forma siguiente:

$$Fe + V_2O_5 \rightarrow FeO + V_2O_4$$
$$2\,V_2O_4 + O_2 \rightarrow 2\,V_2O_5$$

En otras palabras, el pentóxido de vanadio tiene un efecto catalítico sobre la oxidación del hierro.

Los efectos de la corrosión son serios para temperaturas por encima de los 600-620° C y tienen lugar principalmente en la turbina del generador de gas.

El proceso químico de corrosión (29) se verifica como sigue:

El vanadio forma durante la combustión varios óxidos; el más perjudicial de todos, el V_2O_5, funde a 690° C, aproximadamente, y en el estado fundido ataca la capa oxidada protectora de la superficie de las paletas. El metal no oxidado queda expuesto y las reacciones químicas tienen lugar en una sucesión ininterrumpida.

Los vanadatos, que funden por debajo de los 540° C y atacan el metal de las paletas de la misma forma que el pentóxido de vanadio, se forman en presencia de metales térreos y alcalinotérreos, tales como el sodio. El azufre forma SO_2, que no es peligroso por sí, pero bajo la acción catalítica del vanadio se convierte en SO_3, el cual, en presencia de metales alcalinos, da lugar a la formación de sulfatos. Las mezclas de V_2O_5 y sulfatos, sin embargo, se funden aún a temperaturas más bajas. Así, por ejemplo, una mezcla del 75 por 100 de V_2O_5 y del 25 por 100 de Na_2SO_4 funde a 510° C.

Deberá añadirse que los sulfatos, junto con productos sólidos de combustión, producen depósitos que reducen realmente el área libre de paso del gas entre paletas.

Por tanto, es imprescindible tratar el fuel residual para poderlo emplear como combustible en las turbinas de gas. A continuación se resumen los elementos metálicos presentes en el fuel y el tipo de tratamiento, que en esencia consiste en desprender o reducir depósitos, eliminando

o inhibiendo principalmente la acción del sodio y del vanadio:

Trazas metálicas	Efecto sobre la turbina	Tipo de tratamiento
Sodio	Corrosión a temperatura elevada	Lavado del combustible
Potasio	Corrosión a temperatura elevada	Lavado del combustible
Calcio	Depósitos duros	Lavado del combustible
Plomo	Corrosión a temperatura elevada	Evitar contactos con gasolinas o aceites de cárter
Vanadio	Corrosión a temperatura elevada	Inhibido por magnesio
Magnesio	Inhibe al vanadio/ forma depósitos	Se usa para inhibir el vanadio

En la figura 17 se representa un esquema de bloque simplificado del sistema de fuel-oil de una turbina de gas Heavy-Duty, marcándose en el mismo una zona sombreada que corresponde a la planta de tratamiento, que consta esencialmente de un módulo para des-emulsionado y lavado y otro para inhibición, así como un analizador de combustible y un panel de control (véase figura 18), en el que se reflejan los datos y cifras reales para una instalación con un consumo de combustible de 5.670 l/h. (30).

Los productos empleados en el tratamiento, además del agua dulce de lavado, son el TRETORITE como des-emulsionador y las SALES EPSOM Mg SO_4-$7H_2O$ como inhibidor.

Por lo que respecta a prescindir del circuito de doble presión en las calderas de recuperación, necesario para poder bajar la temperatura de salida de los gases hasta el límite impuesto por el punto de rocío de los mismos con combustibles de alto contenido de azufre y con grandes excesos de aire, como ocurre en las turbinas de gas (aproximadamente 600 por 100 de exceso de aire), y mientras el último elemento de la caldera sea un economizador, creemos que actualmente no es posible.

Como se sabe, en las plantas de vapor modernas con calderas principales quemando combustibles con excesos de aire del orden del 3 al 5 por 100, utilizan como último escalón térmico calentadores de aire regenerativos con materiales especiales en los mismos, como ENAMEL y CORTEN, para poder bajar las temperaturas de salida de los gases en funcionamiento a valores superiores sólo en 5-10° C por encima del punto de rocío y aumentar notablemente el rendimiento de las calderas (90-91 por 100), figura 16.

Por otra parte, la complicación de la doble presión entendemos que es insignificante y, como hemos dicho anteriormente, ya está muy experimentada en las instalaciones terrestres.

Agradeciendo al señor Avilés Uruñuela su felicitación, le diré que los datos deducidos al final del Apéndice II reflejan un estado comparativo simplificado de los consumos en gr/SHP × h. de las distintas plantas propulsoras principales, en los que se recogen los conceptos de combustible (Bunker C) y aceites de lubricación (referidos al combustible). Si los grupos auxiliares no son independientes, como es el caso normal para potencias elevadas (por estar los grupos auxiliares integrados al principal), entonces las cifras anteriores, multiplicadas por la potencia de servicio del grupo propulsor, por el número de horas de funcionamiento anual y por el precio del Bunker C, nos dará en pesetas el gasto anual para propulsión, correspondiente al combustible y aceites lubricantes. Si a las cifras anteriores se les suman los conceptos combustible y aceite que correspondan a las horas de estancia en puerto, tendremos el coste total anual en pesetas.

Para la diferencia relativa de precios de los distintos combustibles véase la figura 15.

Contestando al señor Apraiz Barreiro, le diré que para la aplicación práctica de la turbina de gas marina y llegar al estado actual de la técnica hubo que recorrer un largo camino, venciendo un gran número de problemas técnicos y metalúrgicos (materiales, refrigeración de paletas y combustibles), y en este camino hay que señalar que el «AURIS», equipado con una pequeña turbina de gas construida por la British Thomson-Houston Co. Ltd. (de 1.200 BHP) a finales de los años 40, para sustituir a uno de los cuatro diesel alternadores que tenía para la propulsión diesel-eléctrica, tuvo desde su origen carácter experimental y cumplió un cometido muy importante en el desarrollo de las turbinas de gas marinas, por lo que bajo ningún concepto puede considerarse como fracaso. Recordaremos aquí que trabajó durante más de 20.000 horas, recorriendo el buque durante su funcionamiento más de 179.000 millas. Como ya se dijo, era de una potencia muy pequeña, estaba ligada a una planta propulsora diesel-eléctrica, tenía un regenerador de sólo un 50 por 100 de rendimiento y trabajaba a la temperatura máxima posible de entrada en la turbina para aquella época de 649° C, factores todos ellos que impedían la obtención de un buen rendimiento global.

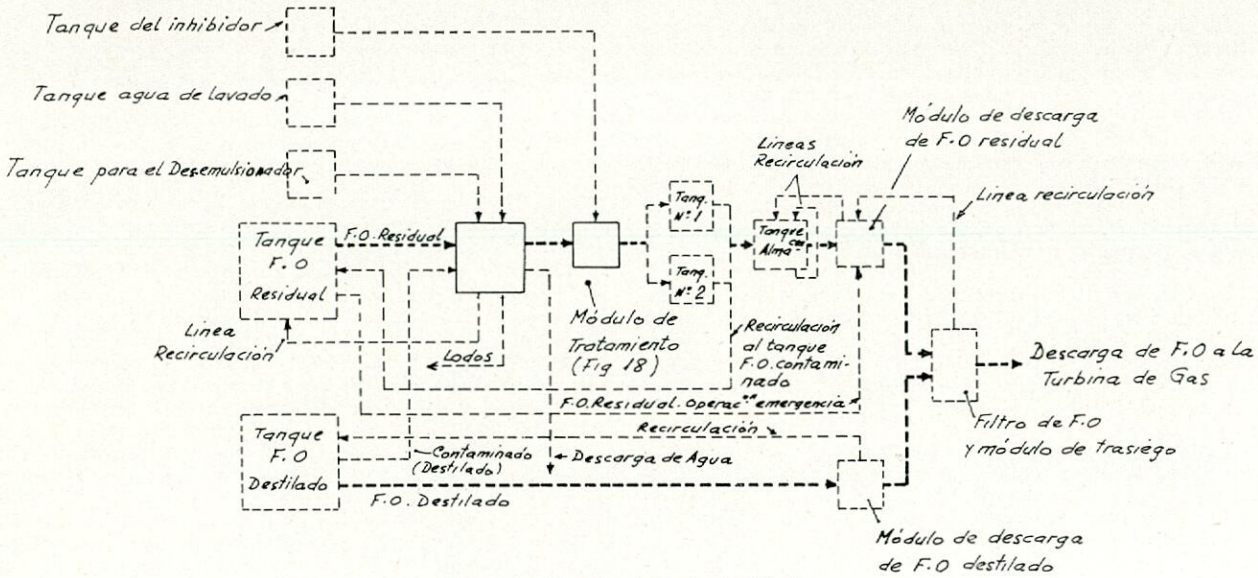


Figura 17.—Diagrama de F. O. simplificado.

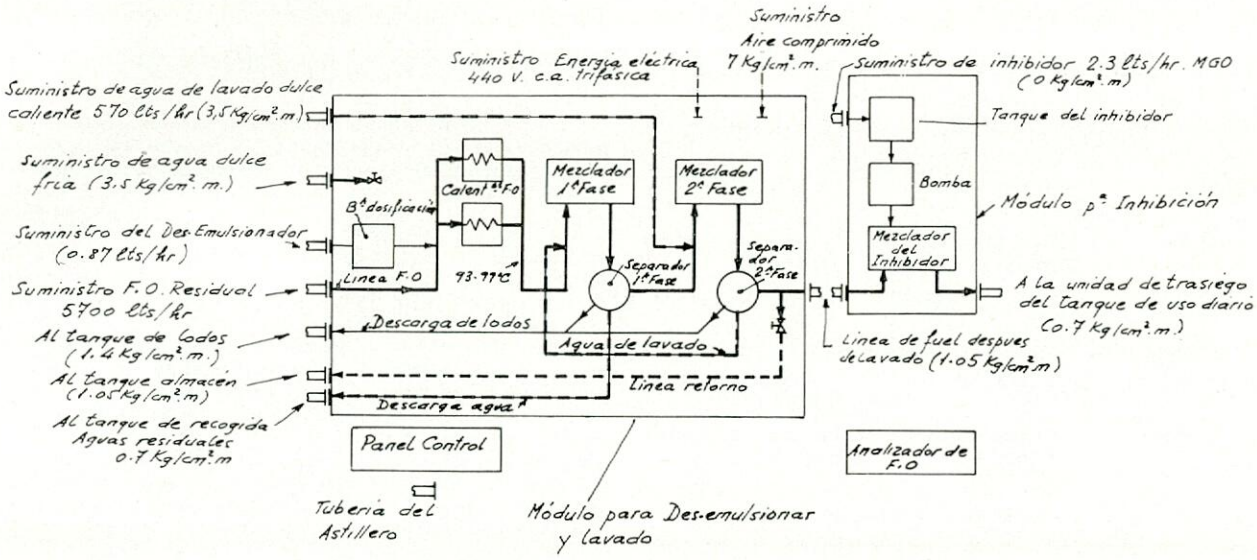


Figura 18.—Esquema simplificado del F. O. residual (planta para 5.700 lts/hr.).

De forma semejante influyeron en la marinización de las turbinas de gas actuales los buques experimentales «JOHN SERGEANT», el «EXMOUTH» y el «ADM. WM. M. CALLAGHAN».

En el primero fue en el que la GENERAL ELECTRIC montó una turbina de gas tipo Heavy-Duty con regenerador y experimentó durante más de 7.500 horas la planta de tratamiento de combustibles que permite el empleo de fueles residuales, incluido el Bunker C, siendo el punto de partida para llegar a las turbinas de gas marinas, tipo Heavy-Duty actuales, con las características que se resumen en la tabla IV y que actualmente se encuentran montadas en más de 25 buques, unos con propulsión mecánica y otros con propulsión turbo-eléctrica.

En el segundo (el «EXMOUTH»), en 1968, la Marina inglesa experimentó sus turbinas de gas Rolls-Royce, derivadas de aviación, para la aplicación futura a todos los buques de guerra de la Armada inglesa.

Por último, en el «ADM. WM. M. CALLAGHAN», en 1967, la U. S. Navy experimentó las turbinas de gas derivadas de aviación FT 4 de Pratt & Whitney y LM-2.500 de General Electric antes de decidirse a emplearlas en los futuros buques de guerra americanos.

En resumen, diremos que actualmente la turbina de gas marina es una realidad, ya sean DERIVADAS DE AVIACION o de tipo HEAVY-DUTY.

De las primeras existen más de mil, ya sean funcionando o en construcción (téngase en cuenta que sólo la LM-2.500 de G. E., a principios de 1977, había sido decidida para más de 150 buques de guerra, con series como las FFG-7, de 76 barcos con dos turbinas cada uno, y la de las DD-963, de 30 buques con cuatro turbinas cada uno), alcanzándose consumos que culminan con los 163 gr/BHP × h. de la LM-5.000 de G. E., con temperaturas de entrada en la turbina cerca de los 1.250° C y acaparando de forma absoluta la propulsión de todos los buques de guerra modernos del mundo.

Las de tipo Heavy-Duty, con temperaturas de entrada en la turbina de 900-950° C y con consumos del orden de los 200 gr/BHP × h. de fuel residual Bunker C (véase tabla IV), compiten con ventaja con las plantas de vapor convencionales, especialmente en algunos tipos de buques con propulsión turbo-eléctrica.

Tanto unas como las otras, para competir con los motores diesel actuales tienen que ir a la relativamente pequeña complicación del sistema COGAS, alcanzando las primeras, (12) y (26), consumos del orden de 140 gr/SHP × h. de gas-oil o diesel-oil y las segundas, como se deduce en nuestro estudio, del orden de 170 gr/SHP × h. de Bunker C; además, con sus ventajas inherentes de peso, empacho, fácil automatización y reducción del personal de máquinas. Por último, diremos que la complicación que supone el pasar de una planta de turbinas de gas normal a una COGAS, creemos que, sinceramente, no es más que la que supone pasar de una planta de vapor convencional a una REHEAT, ni supondría mucho más que las modificaciones que habrá que realizar en los motores diesel, sobre todo en los semirrápidos, para poder quemar Bunker C, ya que, además del aumento de vapor de calefacción para la purificación y atomización, mayor capacidad de purificadoras, el empleo de aditivos en el fuel y aceites de lubricación «super HD», serán necesarias, entre otras, las medidas siguientes (31):

— Retorno a motores de carrera larga.

— Camisas refrigeradas solamente en la parte superior, con un nivel de temperatura que conduzca a un desgaste abrasivo y corrosivo mínimo para una amplia gama de cargas.

— Camisas endurecidas o con recubrimientos.

— Segmentos con recubrimientos.

— Ranuras para los aros del pistón endurecidas o cromadas.

— Sistemas de inyección con la atomización más fina posible, además de una baja penetración, para aquellas gotas que tardan en entrar en ignición y que se queman lentamente, por ejemplo para los fuel del Lejano Oriente.

— Presión de combustión baja.

— Mejores equipos de tratamiento automáticos.

Así como otros muchos pequeños detalles que hacen que los motores para quemar Bunker C sean distintos de los de serie.

De la instalación propulsora del buque soviético «KAPITAN SMIRNOV», portacontenedores construido en el astillero Nikolaev, solamente tenemos una noticia muy breve (32) y es que corresponde a un sistema COGAS como el que nosotros proponemos en dos ejes (2 × 25.000 SHP a 130 r. p. m.). Lleva hélices de paso fijo, por lo que suponemos que el engranaje será del tipo inversor. Cada turbina de gas desarrolla 20.000 SHP, produciendo los gases de exhaustación, en cada caldera de recuperación, 20.000 Kg/h. de vapor a 11,4 bar y 309° C, para desarrollar 5.000 SHP complementarios en cada turbina de vapor. Cada línea de ejes es accionada por una turbina de gas y una turbina de vapor a través del engranaje reductor inversor citado. No disponemos de detalles de la instalación ni del tipo de turbina de gas utilizado (derivada de aviación o Heavy-Duty), pero sí sabemos que está actualmente navegando, por lo que creemos que es el primer buque que monta un sistema COGAS marino.

BARCOS

BUQUE LPG ECONOMICO

El astillero Aukra Bruk A/S ha desarrollado, conjuntamente con el armador Oivind Lorentzen A/S y el Canal de Ensayos de Trondhein, un transporte de gas licuado de 6.500 m³ que permite un ahorro de combustible del 30 al 40 por 100 con relación a todos los buques de este tonelaje construidos hasta la fecha, lo que significa un ahorro mensual de 30.000 dólares, o sea un 7 por 100 del flete necesario para obtener una explotación rentable. El armador había puesto como condiciones para este estudio que el coste del buque no fuera superior al de un buque convencional y que su tripulación fuera de diecisiete hombres.

Este resultado se ha conseguido afinando las formas del casco: la eslora se ha aumentado en un 5 por 100 para obtener un mejor comportamiento en la mar y las formas de proa y popa han sido objeto de muchas investigaciones; el motor propulsor consume combustible pesado, lo que es una novedad para un buque de este tipo, y la energía eléctrica necesaria durante la navegación es producida por un generador acoplado a la línea de ejes; los motores auxiliares no se utilizan más que durante las escalas en los puertos; por tanto, la energía eléctrica se produce a partir de combustible pesado, que cuesta la mitad del consumido normalmente por los motores auxiliares. El número de revoluciones de la hélice se ha reducido en un 40 por 100, lo que obliga a montar una hélice de gran diámetro y dar una forma especial a la popa del buque, permitiendo reducir la potencia del motor propulsor en un 15 por 100. Asimismo se ha efectuado un trabajo considerable sobre el tratamiento del casco con un sistema de pintado antiincrustante reactivable.

BUQUE ROLL-ON/ROLL-OFF DE FACTORIAS VULCANO

Hace pocos meses ha tenido lugar la entrega del buque «ROLLMAN», construido en los Astilleros de Enrique Lorenzo y Cía., S. A., Factorías Vulcano, a la compañía armadora Internacional Roll-on/Roll-off, S. A. (INTERROLL), de Madrid.

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

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

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

CARACTERISTICAS PRINCIPALES

Eslora total	112,80 m.
Eslora entre perpendiculares	103,00 m.
Manga de trazado	18,35 m.
Puntal a la cubierta principal	6,50 m.
Puntal a la cubierta shelter	13,20 m.
Registro bruto	2.440 T. M.
Peso muerto	4.900 Tons.
Velocidad en servicio	17 nudos
Autonomía	11.100 millas
Tripulación	20 hombres
Pasajeros	12 hombres

Clasificación: BUREAU VERITAS I 3/3 E + Roll-on/Roll-off GLACE III AUT-MS.

CAPACIDADES DE CARGA, LASTRE Y CONSUMOS

Combustible (fuel)	508 m³
Lastre o combustible (tanques doble fondo bodegas)	575 m³
Combustible (gas-oil)	60 m³
Aceite	63 m³
Agua dulce potable	78 m³
Agua dulce caldera	22 m³
Agua dulce sanitarios	22 m³
Agua de lastre	880 m³
Capacidades de bodega (balas)	4.175 m³
Capacidad de entrepuente (balas)	9.030 m³

Vehículos:

	Remolques de 12,5 m.	Contenedores de 20'	Turismos con peso medio de 1 tons.
a) **Con entrepuente como ro-ro:**			
Bodega	18	36	—
Entrepuente	37	148	—
Cubierta shelter	37	94	—
TOTAL	92	278	—
b) **Con entrepuente como ro-ro y cubierta móvil:**			
Bodega	18	36	—
Entrepuente	37	74	160
Cubierta shelter	37	94	—
TOTAL	92	204	160

La longitud del camino de rodadura de 2,80 metros de ancho para un máximo número de remolques es de 1.200 metros.

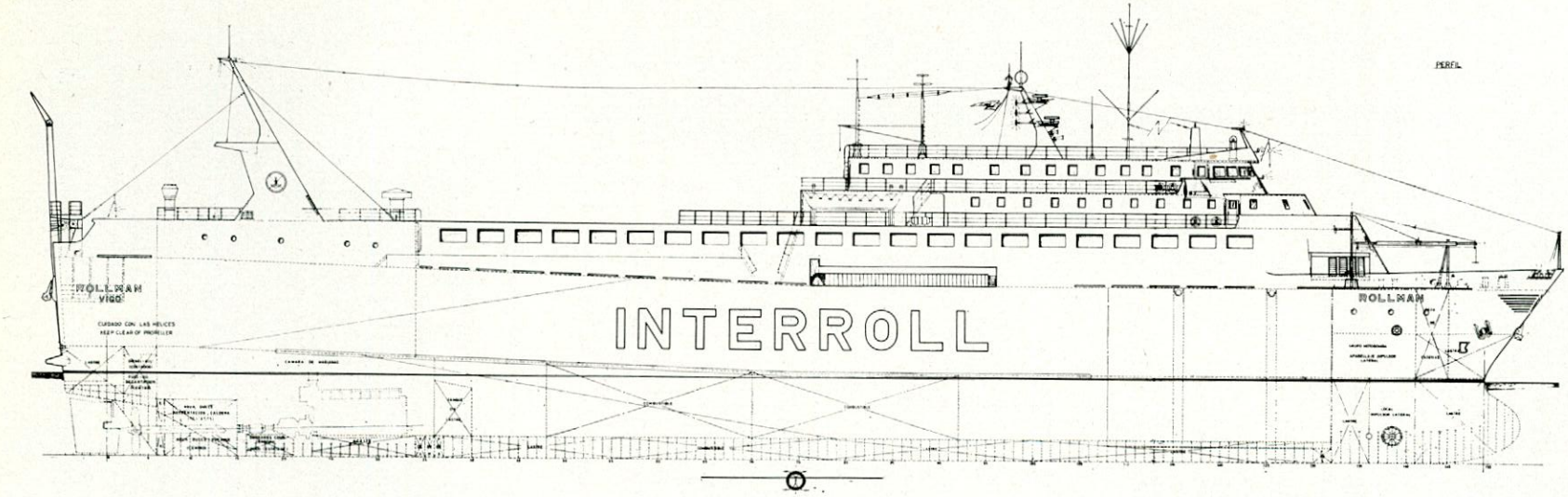
PROPULSION

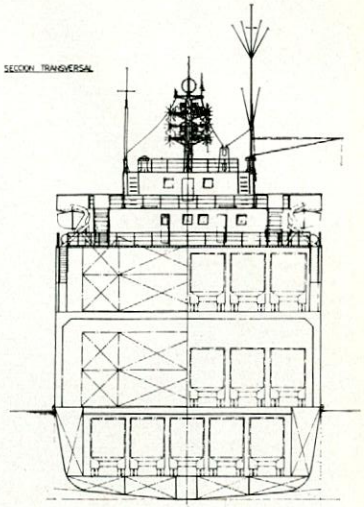
La propulsión se realiza mediante dos líneas propulsoras, compuesta cada una por los elementos siguientes:

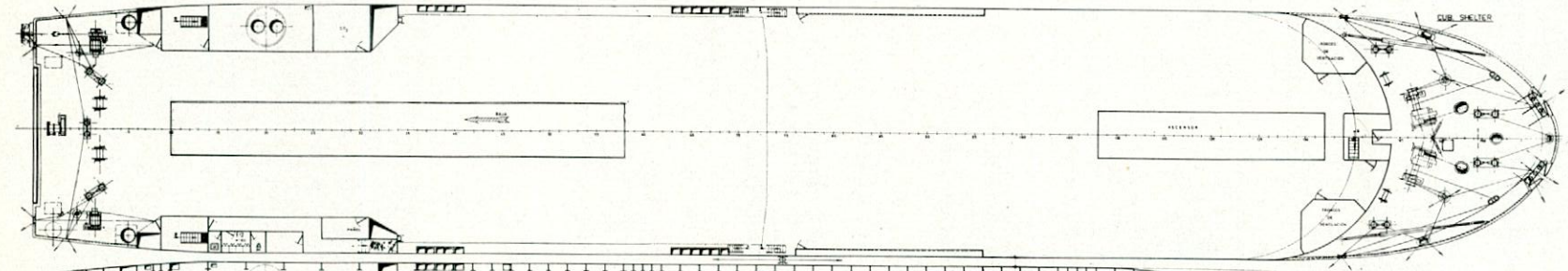
— Motor BAZAN-MAN no reversible, tipo 8L40/54A, de 5.000 CV a 450 r. p. m.

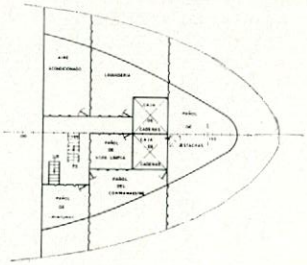
— Reductor TACKE-OLALDE, tipo HSN800, con reducción 2,5:1, con una toma de fuerza secundaria capaz para 500 CV a 1.500 r. p. m.

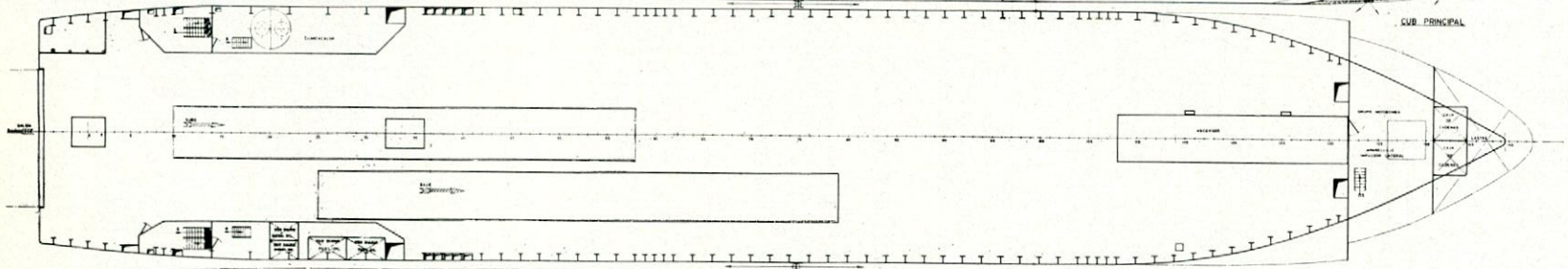
— Hélice NAVALIPS de paso controlable, de cuatro palas y 3.600 mm. de diámetro, con eje de cola de

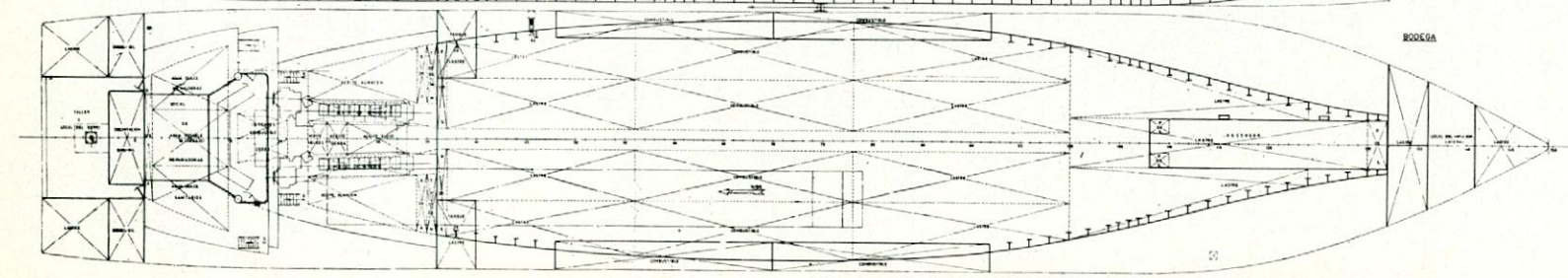

PERFIL
INTERROLL
ROLLMAN
VIGO
ROLLMAN

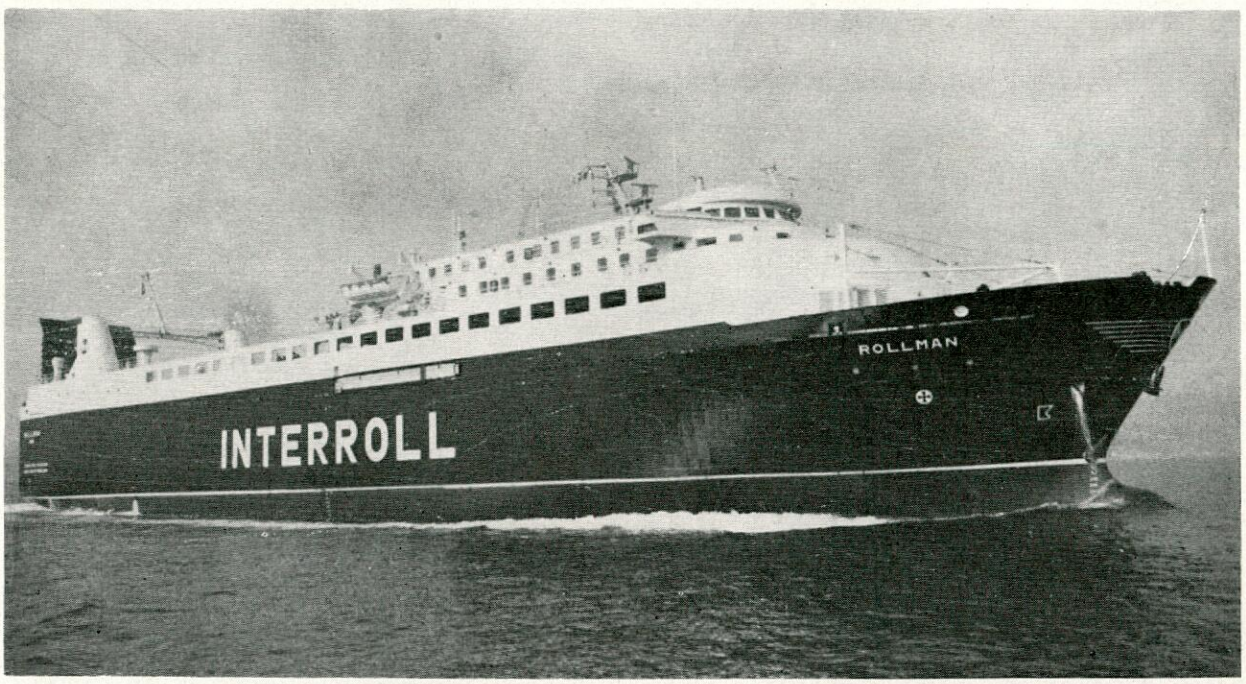

SECCION TRANSVERSAL


CUB. SHELTER




CUB. PRINCIPAL


BODEGA



8.460 mm. de longitud y un carrete de 500 mm. de longitud. La hélice es de cunial.

— Obturadores de bocina WAUKESHA LIPS, tipo 380-MKII.

Para las maniobras de atraque va dotado el buque con un propulsor transversal en proa, con hélice J. W. BERG, tipo SPS, de cuatro palas orientables, accionada por motor eléctrico ALCONZA, tipo DV-315Mb-4, de 400 CV, 380 V, 50 Hz y 1.500 r. p. m.

GRUPOS ELECTROGENOS E INSTALACION ELECTRICA

La energía eléctrica se genera por medio de:

— Dos grupos electrógenos, compuestos cada uno por un motor BAZAN-MAN, tipo R8V16/18TL, de 625 CV a 1.500 r. p. m., y un alternador FENYA, tipo DISB 100 G/4, de 500 KVA a 1.500 r. p. m., 380 V, 50 Hz.

— Dos alternadores de cola, cada uno en la toma de fuerza de cada reductor, FENYA, tipo DISB 100 E/4, de 400 KVA a 1.500 r. p. m., 380 V, 50 Hz.

— Un grupo electrógeno de puerto, compuesto por un motor BARREIROS, tipo B-26 ME, de 108 CV a 1.500 revoluciones por minuto, y un alternador FENYA, tipo AS-2265-4, de 55 KVA, a 1.500 r. p. m., 380 V, 50 Hz. El mencionado motor puede también accionar la bomba de C. I. de emergencia, marca ITUR, de 80 m^3/h a 70 m. a. m., tipo IRS-4408/2.

El buque va dotado asimismo de:

— Dos transformadores INTACE de 380/220/183 V, de 200 KVA, para contenedores frigoríficos.

— Dos transformadores INTACE de 380/220 V, de 100 KVA, para servicio de alumbrado.

— Un transformador INTACE de 380/110 V, de 15 KVA.

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

AUXILIARES DE LA MAQUINARIA Y OTROS EQUIPOS

El buque dispone de los siguientes elementos o equipos:

— Dos botellas de aire de arranque de los motores prcpulsores de 710 litros a 30 kg/cm^2 cada una.

— Una botella de aire para arranque de los motores auxiliares y otros servicios de 125 litros a 30 kg/cm^2.

— Dos electrocompresores marca ABC, tipo XS, de 100 m^3/h a 30 kg/cm^2, con motor eléctrico ALCONZA, tipo B5, de 28 CV.

— Dos bombas de circulación de los motores propulsores marca ITUR, tipo INV 125/315, de 250 m^3/h a 30 m. a. m., accionadas por motor eléctrico ALCONZA, tipo DV-200M-4.

— Tres bombas de refrigeración agua dulce motor propulsor (dos de servicio y una de reserva) marca ITUR, tipo INV-65/160, de 75 m^3/h a 35 m. a. m., accionadas por motor eléctrico ALCONZA, tipo DN-160 MB-2.

— Tres bombas de aceite lubricación motor propulsor (dos de servicio y una de reserva) marca ALLWEILER AG, tipo SNE-1300-46 GG, de 1.535 l/min. 45 m. a. m., movidas por motor ALCONZA, tipo DV-180L-4, de 37 CV.

— Tres electrobombas de aceite para lubricación de balancines del motor propulsor (dos de servicio y una de reserva) ALLWEILER AG, con motor ALCONZA.

— Dos electrobombas de reserva de aceite engranajes reductor ALLWEILER AG, con motor ALCONZA.

— Tres electrobombas de agua dulce refrigeración inyectores motor propulsor ITUR, con motor ALCONZA.

— Tres bombas de combustible motor propulsor ALLWEILER AG, tipo SNE 40R-46GG, de 28,3 l/min. a 62 m. a. m., movidas por motor ALCONZA, tipo DNV-132 M-4, de 9,3 CV.

— Dos separadoras de fuel-oil ALFA-LAVAL, tipo MAPX-207 SGT-24, de 2.675 l/h, movidas por motor ALCONZA, tipo DNF 132 S-4, de 7,5 CV. Se complementa con calentadores de vapor.

— Dos separadoras de gas-oil ALFA-LAVAL, tipo MAPX-204, de 2.450 l/h, movidas por motor ALCONZA, tipo DAF-100-LA-4, de 3 CV.

— Dos depuradoras de aceite ALFA-LAVAL, tipo MAB-205S 24/2049, de 2.200 l/h, movidas por motor ALCONZA, tipo DNF 132S-4, de 7,5 CV. Llevan su calentador de vapor.

— Una bomba de trasiego de fuel-oil ALLWEILER AG, tipo SNF 440 R 40G, de 333 l/min., movida por motor ALCONZA de 9,3 CV.

— Una bomba de trasiego de gas-oil ALLWEILER AG/ALCONZA igual a la anterior.

— Una bomba de trasiego de aceite ALLWEILER AG, tipo SNE 210 R 46G, de 207 l/min., con motor ALCONZA.

— Un separador de sentinas AKERS, modelo AMV 25, con bomba VOLUM, tipo 89 MVDL, de 50 m^3/h.

— Una caldereta de gases de escape COMMODORE, fabricada por FACTORIAS VULCANO, con producción 1.500/1.200 Kg/h. a 7,5 Kg/cm^2.

— Un generador de agua dulce VULPAC, tamaño 2, fabricado por FACTORIAS VULCANO, para una producción de 4 tons/día, con planta potabilizadora.

— Dos bombas de lastre ITUR, tipo RVS 4412/2, de 200 m^3/h a 30 m. a. m., con motor ALCONZA, tipo DV-200 M-4, de 45 CV.

— Dos bombas de sentinas y servicios generales ITUR, tipo RVS 4408/1, de 100 m^3/h a 30 m. a. m., con motor ALCONZA, tipo DV-160 LB-2, de 28 CV.

— Una bomba de C. I., baldeo y rociadores de garajes, ITUR, tipo IRVS4406/2, de 50 m^3/h, 70 m. a. m., con motor ALCONZA, tipo DNV 180 M-2, de 27 CV.

— Una planta séptica FREDIRKSTAD, modelo CP-40, tipo II, para 240 litros/hora de carga media, fabricada por FACTORIAS VULCANO.

— Ventilación de la cámara de máquinas compuesta por:

- Dos impulsores NOVENCO IBERICA, tipo ADA-1000 K7, de 50.000 m^3/h con motor ALCONZA de 18,5 CV.
- Dos extractores NOVENCO IBERICA, tipo ADA-710 G7, de 25.000 m^3/h, con motor ALCONZA de 7 CV.

— Ventilación de bodegas compuesta por:

- Dos impulsores NOVENCO IBERICA, tipo ADA-1120Q3, de 69.000 m^3/h, con motor ALCONZA de 27,6 CV.
- Cuatro impulsores de N. I., tipo ADA-1000 K5, de 52.000 m^3/h, con motor ALCONZA de 14 CV.

— Ventiladores para: local del servo, taller, exhaustación de aseos, cocina, gambuza, local del CO2, local del impulsor lateral, lavandería y local de baterías.

— Instalación de aire acondicionado para la habilitación a base de una central HI-PRESS y tubería SPIRODUCT preaislado suministrada y montada por NOVENCO IBERICA.

— Equipo de protección catódica por corrientes impresas WILSON-WALTON.

— Gambuza frigorífica con compresores COPELAND instalada por la firma TECFRIO, S. A.

— Instalación sanitaria de presión para servicios de habilitación para agua fría y caliente.

— Taller mecánico: torno, taladro, etc.

EQUIPO DE GOBIERNO, FONDEO Y AMARRE

— Servomotor HS-280 Super D de COHINA/A. NAVARRO electrohidráulico.

— Dos molinetes hidráulicos monoancla EIMAR-WEIR, combinados con carreteles de maniobra y amarre de tensión constante y un cabirón. La cadena es de 50 mm. de diámetro, calidad U-2, suministrada por VICINAY, y el ancla es de 3.060 Kg. de peso.

— Dos chigres hidráulicos con carretel y uno de ellos con cabirón, EIMAR-WEIR tipo CHHVII.

— Además de las dos anclas de servicio y una de respeto, todas en proa, existe en popa un ancla para el paso del Canal de San Lorenzo de 1.620 Kg. de peso sujeta por cable al cabirón del chigre hidráulico citado antes.

MEDIOS DE CARGA Y DESCARGA

Para la carga y descarga el buque dispone de:

— Puerta de popa, accionada por cables y mediante un chigre hidráulico EIMAR-WEIR.

— Rampa de cubierta principal y tapa en su zona de proa, accionadas por cilindros hidráulicos.

— Rampa de cubierta shelter accionada por cilindro hidráulico.

— Ascensor y tapa de cubierta principal accionados por cilindros hidráulicos. Este ascensor y tapa son fabricados por ASCARGO, S. A.

Las rampas, puerta de popa y cubierta de coches han sido fabricadas por FACTORIAS VULCANO con proyecto de Tecnor, S. L.

Todos estos elementos tienen trincado asimismo hidráulico. Los cilindros y accesorios hidráulicos son de la firma ROQUET, S. A.

Existen dos centrales hidráulicas EIMAR-WEIR para estos servicios y además para la maquinaria de fondeo y amarre y para la cubierta móvil, situada en la bodega de entrepuente.

La citada cubierta móvil cubre toda la superficie de esa bodega en varias secciones independientes. Puede situarse a dos alturas diferentes además de la de estiba, que es la que resulta de subirla hasta pegar al techo.

ASTILLEROS

ACTIVIDAD DE LOS ASTILLEROS NACIONALES EN EL MES DE ABRIL DE 1979

BOTADURAS

Hijos de J. Barreras.—Transbordador «BAHIA DE CEUTA», que se construye para Isleña de Navegación, S. A. (ISNASA), de 3.000 TRB y 850 TPM. Irá propulsado por dos motores Barreras/Deutz, tipo RBV12M-350, de 4.400 BHP a 430 r. p. m.

Astilleros Españoles. Factoría de Olaveaga.—Carguero polivalente de 7.500 TRB y 15.800 TPM, que se construye para Servicios Comerciales de Informática y Marítimos, Sociedad Anónima (SERCIM). Irá propulsado por un motor Aesa/B&M, tipo 7K45GF, de 6.150 BHP a 227 r. p. m.

Astilleros Españoles. Factoría de Sestao.—Cementero «CASTILLO DE JAVIER», de 26.000 TRB y 44.000 TPM, que se construye para Empresa Nacional Elcano de la Marina Mercante, S. A. Irá propulsado por dos motores Aesa/B&M, tipo 7K45, de 6.160 BHP a 227 r. p. m.

Astilleros de Huelva.—Roll-on/Roll-off «EL SEGUNDO», de 1.500 TRB y 1.960 TPM, que se construye para Cía. Madrileña de Navegación, S. A. Irá propulsado por un motor Echevarría/B&M, tipo 14V23LU, de 2.030 BHP a 800 r. p. m.

Astilleros Luzuriaga.—Atunero congelador «ARATZ», de 1.150 TRB y 1.090 TPM, que se construye para Atuneros del Atlántico, S. A. Irá propulsado por dos motores Echevarría/B&M, tipo 16V23LVo, de 2.320 BHP a 800 r. p. m.

Unión Naval de Levante. Factoría de Valencia.—Remolcador «BOLUDA SET», de 205 TRB y 85 TPM, que se construye para Remolcadores de Cartagena, S. A. Irá propulsado por un motor Aesa/MWM, tipo TBD500, de 2.400 BHP a 500 r. p. m. Es el casco C. n.º 65 de factoría de Barcelona.

ENTREGAS

Construcciones Navales Santodomingo.—Pesquero congelador «BRAK» a Libyan Spanish Fishing Co. (LISPAFISH), de Libia. Las características principales del buque

son: 269 TRB y 170 TPM; eslora total, 30,71 m.; eslora entre perpendiculares, 27 m.; manga, 7,5 m.; puntal, 5,4 m., y calado, 3,35 m. Va propulsado por un motor Barreras/Deutz, tipo SBA6M-528, de 750 BHP a 900 r. p. m.

Marítima del Musel.—Portacontenedores-frigorífico «ANA DEL MAR», que se construye para Euronaves, S. A. Las características principales del buque son: 1.400 TRB y 2.800 TPM; eslora total, 94,09 m.; eslora entre perpendiculares, 86,19 m.; manga, 13,2 m.; puntal, 6,4 m., y calado, 5,06 m. La capacidad de bodegas es de 160 TEU. Va propulsado por un motor Barreras/Deutz, tipo RBV6M-358, de 2.000 BHP a 365 r. p. m.

Hijos de J. Barreras.—Roll-on/Roll-off transporte automóviles «JARAMA» a Naviera Transal, S. A. Las características principales del buque son: 1.600 TRB y 1.800 TPM; eslora total, 88,6 m.; eslora entre perpendiculares, 80 m.; manga, 17 m.; puntal, 14,25 m., y calado, 4,75 m. Tiene una capacidad para 725 vehículos. Va propulsado por un motor Barreras/Deutz, tipo SBV8M-358, de 3.000 BHP a 375 revoluciones por minuto.

Astilleros de Huelva.—Pesquero congelador «DIELMON» a Direction de l'Oceanographie et des Peches Maritimes, de Senegal. Las características principales del buque son: 200 TRB y 160 TPM; eslora total, 29,7 m.; eslora entre perpendiculares, 25 m.; manga, 7,3 m.; puntal, 3,7 m., y calado, 3,2 m. La capacidad de bodegas es de 135 m^3. Va propulsado por un motor Echevarría/B&M, tipo 5T23LU, de 725 BHP a 800 r. p. m.

Astilleros Construcciones. Factoría de Ríos.—Roll-on/Roll-off «GUADALHORCE» a Naviera Cru, S. A. Las características principales del buque son: 2.350 TRB y 2.650 TPM; eslora total, 101,5 m.; eslora entre perpendiculares, 90 m.; manga, 16,5 m.; puntal, 11/6,35 m., y calado, 5,45 metros. La capacidad de bodegas es de 117 roll trailers. Va propulsado por un motor Barreras/Deutz, tipo RBV12M-540, de 5.700 BHP a 600 r. p. m.

Marítima de Axpe.—Frigorífico «EGUZKIA» a Marcargo, S. A. Las características principales del buque son: 1.285 TRB y 2.400 TPM; eslora total, 87,804 m.; eslora entre perpendiculares, 80,33 m.; manga, 13,6 m.; puntal, 7,4/4,7 m., y calado, 4,9 m. La capacidad de bodegas es de 3.256 m^3. Va propulsado por un motor Barreras/Deutz, tipo RBV8M-358, de 2.800 BHP a 310 r. p. m.

BAJAS VOLUNTARIAS

La sociedad British Shipbuilders y la Confederation of Shipbuilding and Engineering Unions han acordado que 3.000 obreros dejarán voluntariamente los astilleros entre el 9 y el 30 de junio como consecuencia del convenio de salarios y de reorganización acordado hace dos meses.

Parece ser que los astilleros del noroeste de Inglaterra serán los más afectados, con 1.085 bajas en diez astilleros; 760 obreros dejarán los astilleros del noroeste, 810 los de Escocia, 115 los astilleros Goole Shipbuilding y Brooke Marine y 250 los astilleros Vosper Thorneycroft y Appledore.

MAL NEGOCIO PARA EL REINO UNIDO

En contestación a un diputado conservador, que había citado un informe de la comisión de cuentas públicas según el cual Polonia sólo había pagado 50.000 libras por los veinticuatro buques que había pedido en el Reino Unido y que habían costado 152 millones de libras a los contribuyentes británicos, la primer ministro señora Thatcher ha declarado que este pedido había producido pérdidas muy importantes y, si bien comprendía la necesidad de procurar trabajo a los astilleros para mantenerlos en actividad, un pedido de tales características había sido un mal negocio para el Reino Unido.

NUEVO PLAN DE REESTRUCTURACION EN SUECIA

El Gobierno sueco ha presentado en el Parlamento un proyecto de ley reorganizando la construcción naval, a fin de permitir su subsistencia sin ayuda del Estado a partir de la mitad de los años 80. El proyecto de ley está basado en el plan presentado en enero último por el grupo estatal Svenska Varv y prevé una disminución considerable de la capacidad de los astilleros que podría pasar de diez millones de horas de trabajo a unos cinco millones por año, según el volumen de pedidos con beneficio de los astilleros.

Dicho proyecto contempla también la especialización de los astilleros. El astillero Uddevallavarvet se dedicará a la construcción de graneleros, petroleros y transportes de cargas unitarias; el astillero de Arendal se especializará en plataformas e instalaciones industriales prefabricadas; el astillero Kockums, en la construcción de transporte de gas y de productos químicos, instalaciones industriales prefabricadas y transbordadores, y el astillero Karlskronavarvet en la construcción de buques de guerra principalmente para la exportación. El astillero Sölvesborg continuará su transformación hacia otras fabricaciones. El astillero Finnboda, de Estocolmo, será cerrado y el astillero Oresundsvarvet dejará progresivamente de construir buques a medida que se creen otros puestos de trabajo en la región.

El grupo Svenska Varv recibirá una ayuda del Gobierno del orden de 6.000 coronas durante los próximos años. Las subvenciones se suprimirán progresivamente en un plazo de tres años.

PROPUESTA DE COOPERACION

Los astilleros Nippon Kokan KK han propuesto recientemente a los principales astilleros japoneses restantes una cooperación entre los «servicios de estudios», lo que permitiría, por una parte, enfrentarse a la demanda creciente de los armadores y, de otra, compensar las reducciones de efectivos. Esta cooperación podría llegar hasta la creación de un órgano común, lo que sin duda motivará algunas oposiciones debido especialmente a la existencia de técnicas propias.

Al parecer, las oficinas de estudios están sobrecargadas, aunque las peticiones de ofertas y los contratos se refieren esencialmente a buques de tecnología relativamente sencilla, debido a una cierta versatilidad de los armadores. En efecto, es frecuente que sean necesarios varios estudios para un solo buque, mientras que los astilleros hacen sus cálculos sobre la construcción de varias unidades del mismo tipo. Por otra parte, las oficinas de estudios no tienen apenas tiempo de dedicarse a la investigación tecnológica, particularmente en materia de ahorro de energía.

Los astilleros Nippon Kokan estiman que una cooperación decidida en la elaboración de los planos de buques de tecnología sencilla y bien conocida permitiría limitar el plan de carga de las oficinas de estudios, que así podrían dedicarse, con una mayor eficacia, a la investigación fundamental.

Con excepción de los dirigentes de los astilleros Kawasaki, los responsables de los restantes astilleros japoneses no parecen oponerse a dicha colaboración. Hay que señalar que en la época de los contratos de petroleros los astilleros habían establecido una cooperación de este tipo. Sin embargo, con la crisis, los astilleros se han replegado sobre sí mismos, sirviéndose de su propia imagen para obtener los contratos necesarios para su supervivencia.

EN EL LIMITE DE LAS AYUDAS

El Gobierno de Noruega va a conceder 100 millones de coronas de créditos suplementarios para la construcción naval, que se añadirán a los 400 millones previstos en el presupuesto de este año. Se estima que al final del año actual los astilleros emplearán unas doce mil personas, lo que supone una reducción del 50 por 100 con relación al personal empleado al comienzo de la crisis.

El ministro de Industria ha declarado que el coste de la ayuda a la construcción naval había tomado proporciones tales, que ya no era posible continuar al mismo ritmo.

Ha señalado que desde 1977 el coste de esta ayuda asciende a 3.600 millones de coronas y ha permitido la supervivencia de los astilleros. Ya es hora de que los astilleros comprendan la necesidad de colaborar entre ellos en los campos donde esto sea posible. Esta colaboración no puede ser una garantía de supervivencia, pero debe permitirles utilizar mejor sus recursos y financiar su reconversión. Ha terminado diciendo que Noruega necesita astilleros fuertes y competitivos para garantizar el empleo en esta industria.

EL MERCADO DE NUEVAS CONSTRUCCIONES

A pesar de que la actividad general en el mercado no es muy grande, se ha contratado un cierto número de buques y la demanda es suficiente para permitir a los astilleros más competitivos aumentar sus precios. Los constructores japoneses están preocupados por el incremento de sus costes, consecuencia de una inflación galopante; el precio del acero ha subido en un 10-12 por 100, el de la electricidad en un 50 por 100 y se están discutiendo reivindicaciones salariales. Como consecuencia, desde primeros de año han aumentado sus precios en un 15 por 100, si bien todavía son competitivos cuando convierten los yens en dólares a la tasa de cambio actual, pero a muchos armadores les preocupa el riesgo que corren contratando en yens para un período de nueve a doce meses.

El optimismo en las perspectivas del transporte de carbón se ha reflejado en el pedido de diez graneleros de 130.000 TPM y diez Panamax de 60.000 TPM durante el primer trimestre de 1980. Otros diez grandes graneleros están actualmente en período de negociación. Los pedidos de graneleros de más de 60.000 TPM representan más de diez millones de toneladas, frente a una flota en servicio algo inferior a 100 millones de toneladas, de las cuales el 45 por 100 tienen más de diez años.

Los armadores noruegos tienen negociaciones avanzadas para distintos tipos de buques: grandes graneleros, petroleros Panamax, transportes puros de coches, graneleros abiertos de tamaño medio y ocho ro-ros de 5.000 TPM.

TRAFICO MARITIMO

PLANES DE LOS ARMADORES ALEMANES

Los armadores alemanes han presentado al ministro de Transportes solicitudes de subvenciones para la construcción o transformación de ciento veintinueve buques, por un coste de casi tres mil millones de marcos. La mayor parte de estos contratos se harán en astilleros alemanes si los armadores pueden obtener subvenciones del 12,7 por 100 del coste de los trabajos. El citado Ministerio decidirá en breve los armadores que se beneficiarán de las subvenciones.

Actualmente dispone de 175 millones de marcos para autorizaciones bajo el título de la ley de presupuestos de 1980. Sin embargo, 25 millones de marcos están reservados para la subvención destinada a un transporte de gas licuado de 130.000 m^3, de un coste de 300 a 400 millones de marcos, que no pudo ser totalmente entregada el pasado año. Para poder conceder las subvenciones solicitadas para la construcción o transformación de los ciento veintinueve buques harían falta 366 millones de marcos, o sea más del doble de los créditos disponibles. A pesar del gran número de peticiones, la dirección de los transportes marítimos del Ministerio Federal de Transportes mantiene sus reservas y estima que algunas no se refieren a proyectos concretos y que otras podrán ser aplazadas a otro año presupuestario.

Este año se prevé por primera vez subvenciones para la transformación de buques, pero los trabajos de construcción seguirán siendo prioritarios. Por otra parte, se concederá preferencia a las subvenciones para los trabajos destinados a adoptar los buques al transporte de otras cargas o a modificar su equipo propulsor. El Ministerio ha recibido veintiocho peticiones de subvenciones para trabajos de transformación, por un total de 331 millones de marcos, y ciento una peticiones para la construcción de buques, por un total de 556.000 TRB y 196.000 TPM y un coste de 2.610 millones de marcos. Igual que en los años anteriores, la proporción de los grandes buques es pequeña y no se ha presentado ninguna demanda para la construcción de grandes buques de línea. El reparto de las ciento una peticiones de subvenciones para la construcción de buques es la siguiente: cuarenta y ocho cargueros de menos de 1.600 TRB; veintiocho transportes de productos químicos, de productos y de gas; diecisiete cargueros de más de 1.600 TRB; cinco buques de línea destinados al tráfico europeo; un granelero, un buque de suministro y un buque de cruceros de 9.300 TRB.

EL PORTACONTENEDORES DE LOS AÑOS 90

Un consejero económico de Overseas Containers Ltd. ha manifestado que el 75 por 100 del tráfico de línea se realizará en contenedores en 1989, en lugar del 50 por 100 en 1980. Por el contrario, el tráfico rodante disminuirá, tanto si se trata de transporte en buques ro-ros puros como en buques mixtos.

Asimismo ha estimado que la transformación a contenedores se desarrollará especialmente en los países en desarrollo y que la demanda de portacontenedores aumentará a un ritmo anual del 9,5 por 100 en los años 80, mientras que la demanda de cargueros convencionales disminuirá alrededor del 3 por 100. De todas formas, se seguirán pidiendo buques de este tipo, dado que el desguace de cargueros convencionales de bastante edad alcanzará un ritmo del 5 por 100 al final de la década.

El tonelaje de la flota de portacontenedores, que era de 20 millones de TPM en 1979, llegará a ser de 50 millones de TPM, mientras que el tonelaje de la flota de cargueros convencionales pasará de 100 millones de TPM en 1979 a 73 millones en 1989. El portacontenedores más utilizado a comienzos de los años 90 será un buque sin elementos de carga y descarga, totalmente celular, con una capacidad de 1.500 a 2.000 TEU y con propulsión por motores diesel para una velocidad en servicio del orden de 20 nudos.

PUBLICACIONES

INFORME DE ANAVE

Se ha publicado recientemente el Informe número 5 del Gabinete de Estudios de la Asociación de Navieros Españoles, con el título «Evolución de las flotas mundiales: el impacto de la crisis y perspectivas para los 80».

Se trata de un documento de 38 páginas en el que, mediante un buen número de cuadros y gráficas, se analiza la evolución del tráfico marítimo en la década de los 70, se formulan previsiones de crecimiento para el futuro y se estudia, para el mismo período de tiempo, la evolución de la flota mundial en sus distintos sectores, así como las necesidades de nuevas unidades. También se dedican capítulos a la nueva política de reparto de cargas y su impacto futuro y a las políticas de adaptación y defensa de los países tradicionales frente a la crisis. Finalmente, se hace una breve síntesis de la situación en España.

Incluimos hoy las conclusiones más importantes obtenidas, sin perjuicio de que en un próximo número reproduzcamos el apartado que se refiere a nuestro país.

CONCLUSIONES MAS IMPORTANTES

— La demanda de transporte marítimo, que ha cambiado radicalmente tras las crisis, se mantendrá con un crecimiento medio inferior al período de 1970-74.

— La sobrecapacidad del sector de construcción naval exige la reestructuración de la industria para evitar el envilecimiento del mercado marítimo.

— Las oportunidades del mercado de transporte marítimo en la década de los 80 serán muy heterogéneas:

- **Petróleo.**—Malas perspectivas, al menos hasta 1985, si bien pueden exceptuarse de esta situación los buques menores de 100.000 TPM. Para dicha fecha, y teniendo en cuenta la entrada en vigor de las normas IMCO, podría lograrse un equilibrio de la flota.

- **Principales graneles sólidos.**—Los tráficos ligados a la industria siderúrgica no se espera tengan una recuperación hasta mediada la década.

El carbón térmico aparece como la máxima esperanza del sector. El transporte de grano mantendrá las tasas de crecimiento actuales e incluso puede aumentarlas en función del crecimiento continuo de la población, sobre todo en los países en desarrollo.

- **Gases licuados.**—Aunque se espera un auge del tráfico del LNG, hay que tener en cuenta la sobrecapacidad de la flota actual y que los buques serían para contratos específicos, dada su difícil financiación.

En el caso de LPG, la situación es algo distinta: aunque existe sobrecapacidad de la flota para el transporte internacional, la demanda puede doblarse para 1985 y 1990.

- **Líneas regulares.**—A finales de la década anterior comenzó un cambio de tendencias en este sector, que continuará más acentuada en los 80, en detrimento del carguero convencional. Dentro de éstos, las mejores perspectivas se encuentran en los tamaños entre 8.000 y 14.000 TPM. El tráfico de contenedores seguirá creciendo, pero hasta enjugarse el exceso de grandes unidades, sólo gozarán de oportunidades a corto plazo los portacontenedores celulares tipo «feeder» y los buques ro-ro.

- **Tramp.**—Claramente se está produciendo un desvío de esta actividad hacia las banderas de conveniencia, que ofrecen oportunidades de operar los buques a bajo coste.

— La creciente participación estatal y las reservas de bandera por parte de los países en desarrollo tendrá un gran impacto en esta nueva década. Habrá que contar con el Código de Conducta de Líneas Regulares UNCTAD, que entrará seguramente en vigor en breve. En el futuro habrá que contar con una creciente participación de los países en desarrollo en el tráfico marítimo mundial. Esto exige un replanteamiento de la política marítima de los pabellones tradicionales.

CENSO INDUSTRIAL DE ESPAÑA - 1978

Con el fascículo correspondiente a Madrid se inicia la publicación de los resultados de la primera fase del Censo Industrial, de cuya segunda fase se está realizando en estos momentos la toma de datos.

En esta publicación aparecen los establecimientos industriales clasificados por los datos que forman su estructura. Podría, pues, decirse que estamos ante una **estadística de la estructura de los establecimientos industriales.**

Se tienen un total de 23 tablas, casi todas ellas muy extensas, pues aparecen los establecimientos diferenciados por su actividad hasta el nivel de tres cifras o de grupo de la CNAE (Clasificación Nacional de Actividades Económicas), que para Madrid supone más de cien rúbricas. Para cada rúbrica de éstas se clasifican los establecimientos por distintas características, como son las personas ocupadas, potencia instalada, naturaleza jurídica de la empresa, tipo de establecimiento, período de actividad, tipo de municipio en que esté ubicado, etc., etc.

En resumen, un cúmulo de datos que creemos muy interesantes para todo aquel que tenga que planificar a cualquier nivel alguna parcela de la industria, tanto desde el punto de vista de los poderes públicos como de la empresa privada.

I. N. E. 1980; 91 págs., 29 × 20 centímetros, 200 pesetas.

REUNIONES Y CONFERENCIAS

GRUPO DE TRABAJO DEL CIMAC

El día 9 del pasado mes de mayo se ha celebrado, en Fábrica de San Carlos (San Fernando), el 6.º Meeting del Sub-Grupo «AUTOMATION AND MONITORING», de CIMAC, con asistencia de los delegados nacionales de Holanda, Dinamarca, Noruega, Finlandia, Francia, Italia, Suiza, Japón y España.

CIMAC es una organización internacional con sede central en París y dedicada al estudio, investigación y desarrollo de las técnicas relacionadas con el diseño, construcción y utilización de motores de combustión.

El Sub-Grupo «AUTOMATION AND MONITORING» tiene encargada la confección de una reglamentación que regule las condiciones técnicas que deben reunir los equipos de indicación y control automático para que sea autorizada su instalación en buques.

ASAMBLEAS DE ANAVE

Se han celebrado en Madrid, el pasado día 27 de mayo, en la sede social, las Asambleas Extraordinaria y Ordinaria de la Asociación de Navieros Españoles.

En la Asamblea Extraordinaria se aprobó la modificación de Estatutos que había sido propuesta.

A continuación fue elegida por unanimidad la candidatura presentada. Continúa, pues, tras esta elección don Fernando Fernández-Tapias Román como presidente y don Enrique H. Menchaca como vicepresidente para el próximo período de tres años.

Inmediatamente se dio paso al orden del día de la Asamblea Anual Ordinaria, exponiendo las actividades de la Asociación el director general, don Fernando Casas.

Se aprobaron el estado de cuentas de 1979 y el presupuesto para 1980.

Terminados estos asuntos se interrumpió la reunión para reanudarse con la presencia de don Miguel I. Aldasoro, subsecretario de Pesca y Marina Mercante, y don Vicente Rodríguez-Guerra, director general de Transportes Marítimos.

El presidente de ANAVE, señor Fernández-Tapias, expuso en su intervención la situación del sector, analizó los problemas más urgentes, citando las medidas a corto, medio y largo plazo indispensables para el sector.

De sus palabras copiamos algunos párrafos significativos:

"La Marina Mercante, uno de los sectores que más requiere planteamientos definidos con claridad a plazos medio y largo, tiene una nítida idea de cuanto precisa para responder al desafío de los próximos años..." "Somos los primeros en buscar la competitividad internacional de la Marina Mercante española y ello como única base firme de consolidación en el duro mercado mundial. Somos conscientes de que debemos prepararnos a una eventual incorporación al Mercado Común. Pero esta incorporación debe hacerse en forma compensada. Es decir, evitando decididamente que nuestra actividad sea instrumento exclusivo de protección de otros sectores de la economía nacional. No podemos ser competitivos y esclavos de unas limitaciones que otros pabellones no tienen. Queremos igualar la capacidad de acceso al mercado de recursos de las empresas de otros países que compiten con nuestros buques. Sólo en este marco de libertad de actuación puede encontrar el pabellón español una firme base para su crecimiento futuro.

Sabemos la importante contribución de la actividad de nuestras empresas al equilibrio de nuestra balanza de pagos. Conscientes de su importancia, la vocación de la Marina Mercante es continuar aportando, a través de la exportación de fletes, unos ingresos en divisas internacionales.

La inversión de nuestro sector, la construcción de nue-

vos buques adaptados tecnológicamente a las necesidades de hoy, ha aportado, y puede aportar en el futuro, una contribución importante al empleo tanto directo como indirecto que la industria y servicios nacionales canalizan a través de este proceso inversor.

Por otro lado, la cobertura que aporta nuestra flota al comercio exterior español tiene una enorme importancia estratégica. En efecto, no sólo garantiza el aprovisionamiento de materias primas, sino que debe ser una contribución importante para facilitar la exportación de manufacturas.

El efecto conjunto de estos objetivos permite hacer pensar en una contribución media, a largo plazo, en torno a las 300.000 toneladas de nuevas necesidades de flota anual, ello partiendo de unos supuestos realistas y no tratando de fijar objetivos utópicos ajenos a los intereses navieros y que se salen del marco de la finalidad de encontrar una introducción en un mercado difícil como es el de los fletes internacionales.

Finalmente, las modificaciones que ha impuesto en el desarrollo tecnológico el cambio profundo de los costes relativos de la energía y la modificación permanente de la estructura de los tráficos y de los modos de transporte suponen un reto permanente para tener actualizada la tecnología naval, que requiere una eficiente operación de una flota tecnológicamente avanzada. También el papel de una flota consolidada por su eficacia contribuye decididamente a que España siga poseyendo un nivel de desarrollo de tecnología naval importante de cara al futuro.

Para hacer práctica la realización de estos principios es necesario instrumentar medidas muy concretas y muy urgentes que impidan que se frustre este positivo panorama que la flota mercante española quiere seguir ofreciendo a la economía y la consolidación de nuestro país.

Lo primero que hace falta cambiar es el viejo marco normativo de la obsoleta ley de 1956. Es precisa una ley de Ordenación de la Marina Mercante que homologue el acceso a los recursos de explotación en términos del mercado internacional y de que gozan nuestros principales competidores.

Es preciso contar con buques a precios internacionales tanto de primera como de segunda mano, es necesario liberalizar la facultad de reparar buques en el extranjero, es preciso, en fin, contar con niveles de costes de los seguros, de los pertrechos del aprovisionamiento de los buques a niveles de coste competitivo internacional. Tampoco debe permanecer congelado el número de tripulantes de los buques; buena prueba de ello es que la mayor parte de los países avanzados han revisado a la baja y realizan continuamente estudios de racionalización de los cuadros mínimos de tripulantes.

En segundo lugar, el proceso de aplicación de esta nueva ley de Ordenación debe tener un calendario definido y su aplicación debe ser progresiva y equilibrada.

Si la reducción de la protección de la industria nacional y del empleo de tripulantes españoles debe hacerse con un programa adecuado, no menos coherente debe resultar el tratamiento de las tarifas de aquellos fletes regulados oficialmente. La congelación artificiosa con que se ha conducido el flete en algunos tráficos está provocando una situación dramática para las empresas a las que afecta."

"Otra medida de aplicación necesaria es el estímulo y no precisamente en forma vergonzante del propio pabellón español, porque en todos los países existe un apoyo al pabellón propio y ello mediante una práctica concreta de su Administración hacia las empresas navieras. No podemos aceptar que, sin más, el desmontaje del comercio de Estado afecte directamente y sin ninguna medida transitoria al tráfico de mercancías muy importantes que se han venido transportando bajo pabellón nacional, y estas medidas concretas deben incluir al menos la revisión de los siguientes aspectos sangrantes de hoy, en cuanto que discriminan el tratamiento del naviero español ante su propia industria nacional. Concretamente me refiero a una cobertura de financiación fijada porcentualmente por debajo de lo que puede conseguir el armador extranjero, una desgravación fiscal a la que no tiene derecho la empresa naviera nacional en igualdad de condiciones, tanto en el campo de nuevas construcciones como en el de reparaciones; un nivel de primas a la construcción que aparece injustificadamente limitado a una determinada gama de tamaño de buques. Y, por no citar más que aspectos importantes, una imposición indirecta que trata discriminatoriamente también a la actividad marítima. Otra medida concreta es el reconocimiento de la actividad marítima como exportadora y que concretamente debe traducirse en un derecho a la obtención de capital circulante, que si fue reconocido en el decreto que estableció el concurso de un millón de toneladas, no ha sido todavía instrumentada en forma práctica. Igualmente, que de esa consideración se derive o bien una desgravación fiscal al flete generado en tráfico de exportación o, alternativamente, una exención de la imposición indirecta en estos mismos tráficos."

Al discurso del presidente respondió el subsecretario de Pesca y Marina Mercante, señor Aldasoro, con unas acertadas palabras, en que contestó en nombre de la Administración a las sugerencias formuladas en la intervención del señor Fernández-Tapias.

A continuación el subsecretario se ofreció a los asistentes para escuchar y elevar al ministro cuantas sugerencias estimasen oportunas. Fue una muestra más de la predisposición hacia un encuentro Administración-empresas navieras a fin de encontrar entre todos la salida a una tan difícil situación.

La asistencia, muy numerosa, abandonó la sede social para trasladarse a la recepción anunciada con el nuevo ministro de Transportes y Comunicaciones. En el acto, al que asistieron periodistas, informadores, televisión, etc., el presidente de ANAVE, don Fernando Fernández-Tapias, expuso la tesis de su intervención ante la Asamblea sobre los temas y la situación sectorial. Entre otras cosas dijo:

"Tenemos unas necesidades urgentes que no admiten desplazamientos ni retrasos.

Porque precisamente este año es el primero en mucho tiempo en que la Marina Mercante española, en lugar de crecer, ha disminuido. Consecuencia inevitable de la crisis profunda y muy larga que ha atravesado nuestro sector.

No vamos a mirar hacia atrás para lamentarnos, pero sí será necesario hacerlo de una manera crítica y constructiva para poder sentar las bases de una consolidación sectorial futura.

El viejo marco de la ley de 1956 ha agotado decididamente su capacidad de acogida. Hoy la flota española sólo puede estar asentada firmemente en su capacidad de competitividad internacional.

Pero ello no es facultad que esté en manos de las empresas navieras. Depende rigurosamente de una normativa legal que no se acomoda al momento presente y exige una nueva ordenación. Exige una nueva atmósfera en la que el armador pueda conseguir acceder a los recursos de explotación, ya sean sus buques, sus pertrechos o aprovisionamientos y los diferentes servicios que utiliza, a unos niveles de coste análogos a los de sus competidores extranjeros.

En esta circunstancia el armador español no tiene temor a una eventual incorporación al Mercado Común. Lo que sí recela, y tiene motivos recientes para ello, es que sin apoyo a la bandera, y liberalizando en unos casos y en otros congelando los fletes, se posponga la capacidad de alcanzar unos costes internacionales sin más salida, en consecuencia, que la de desprenderse de su flota para poder salir de una situación financiera insostenible..."

"Todo ello con la imprescindible definición del papel de la empresa pública haciendo efectivos los principios establecidos en el Libro Blanco del Transporte para que no se desate una competencia irracional y desperdiciar inútilmente los limitados recursos de que dispone el país.

Precisamente este tema de la empresa pública es de máxima actualidad, porque es imprescindible que de esos textos del Libro Blanco se pase a la realidad, confirmando así esa prioridad de la empresa privada que está presente habitualmente cubriendo cuantos servicios exige el país. Evita-

remos así crear artificialmente una conflictividad entre empresa privada y pública, ya que esta última no tiene sentido en aquellos tráficos en que hay una capacidad en servicios más que suficiente o una disposición a introducir en la explotación de unidades adecuadas, opción que precisamente se resiente en el caso de que la empresa pública innecesariamente se introduzca en tráficos atendidos en su crecimiento por compañías privadas.

La verdad de lo que sucede, y seamos claros al decirlo, es que no se tiene el valor de acometer la debida y necesaria reestructuración o remodelación del sector de la construcción naval y que todos los proyectos más o menos vagos al respecto no pasan de conversaciones bizantinas sin ningún reflejo en la realidad.

Y mientras tanto, por presiones laterales, políticas y de orden público, en algunos casos, se intenta resolver tensiones conflictivas depositando nuevos pedidos de buques no queridos en los astilleros nacionales para su posterior encaje a las empresas públicas, con lo que se hacen inversiones no precisas y se mantienen explotaciones no rentables, ya que con esto no se ha conseguido eficacia competitiva y productividad en la construcción y reparación navales en estos irreales procesos de mantenimiento de una industria excedentaria. Con un criterio contrario a cuanto se ha venido realizando y se realiza en todos los países tradicionalmente marítimos y con problemas de exceso de construcción naval. Cabe citar el dato de que las dos principales áreas constructoras, Europa Occidental y Japón, han hecho disminuir sus efectivos entre un 25 y un 30 por 100, mientras en España permanecen petrificadas instalaciones y empleo. Además, insistimos, mientras se toman estas medidas urgentes no podemos apartar la mirada de otros objetivos primordiales y de aquellas otras medidas que permitan lograrlos.

Me estoy refiriendo a la necesaria consideración de la actividad marítima como industria exportadora y, en consecuencia, con derecho a percibir capital circulante, cosa que, si ya fue reconocido en el decreto sobre el millón de toneladas, todavía no ha encontrado su instrumentación práctica. Y en este mismo sentido, eximiendo o devolviendo la imposición indirecta con que hoy aparece gravada. La extensión a los buques mayores de 12.000 TRB de primas completas a la construcción, hoy con injustificada y discriminatoria limitación para los buques nacionales. Al logro de una cobertura de financiación no discriminatoria, como sucede hoy para el armador español frente al extranjero.

En estas circunstancias, con este apoyo y ese nuevo marco de actuación legal, no fallará la contribución de las empresas navieras para seguir desarrollando su actividad, porque no sólo se habrán aclarado unas expectativas, sino que se habrá comprendido el decisivo papel que por sí y a través de los sectores directamente ligados a nuestra Marina Mercante se aporta a la producción y comercio de nuestra economía.

Bien es cierto que la mejor respuesta que podría dar la Administración a nuestras exposiciones sería crear una Secretaría de Estado para Asuntos Marítimos que reúna las todavía dispersas competencias que afectan a nuestras actividades. Elevando al mismo tiempo al debido rango a un sector tan determinante dentro de la economía.

Y ello en atención a que no sólo requiere un tratamiento especial que hoy día aparece oscurecido en el marco de la Administración, sino que tiene una importancia económica muy destacada en cuanto que no sólo afecta a su actividad específica, sino a muy importantes sectores de cabecera y al sector de usuarios de sus servicios de transporte."

A continuación el ministro, en esta su primera intervención ante el sector de la Marina Mercante, respondió en los siguientes términos:

"En las palabras de vuestro presidente se han reunido parte de la problemática del sector. Problemática compleja y específica que necesita reflexión y profundo estudio.

Una serie de coyunturas económicas, a nivel mundial, tienden a arrastrar la economía española, que sufrió un deterioro continuo a partir de 1973, sin un esfuerzo realista para su corrección. La espiral inflacionista y otras causas económicas provocaron al comienzo del 77 una situación difícil, con un crecimiento prácticamente cero de nuestra economía.

Hay que tratar de relanzar la economía, cambiando las tendencias cualitativas de nuestro crecimiento y preparándonos para un futuro próximo.

Pero todos sabemos que en el transporte marítimo no es fácil conocer el futuro; bruscos cambios coyunturales, a veces políticos; nuevas técnicas, sofisticados buques, hacen que el navegar de esta industria sea difícil y requiera la mano maestra de sus empresarios.

En esa dura escuela tenéis que preparar vuestras empresas, a un futuro de integración de claro signo liberalizador.

La Marina Mercante, por la peculiaridad de su actividad, se mueve en ese difícil marco, máxime en los momentos de dura crisis mundial, forzada por una situación crítica energética que ha frenado los índices de crecimiento industrial, base de los programas de transportes.

Os puedo asegurar que el Gobierno conoce vuestros problemas sector por sector, con esa amplia problemática que va desde el cabotaje a los grandes transportes energéticos, que son tan necesarios para nuestro desarrollo. Temas como:

★ *Flexibilidad para mantener un equilibrio en la financiación de los buques.*

★ *Desgravaciones fiscales apropiadas a la especial característica del sector.*

★ *Sistema de apoyo directo al sector a través de tratamientos financieros especiales a la hora de explotación de las nuevas construcciones.*

★ *Apoyos económicos ante el encarecimiento de los productos energéticos.*

El ministro de Transportes confía en ir respondiendo a cada caso y en cada ocasión no sólo en el ámbito de su jurisdicción, sino también en la que afecta a otros departamentos para que conjuntamente podamos alcanzar los mejores objetivos para la Marina Mercante.

En esa línea de solución mi departamento está trabajando en la puesta a punto en la ley de ordenación de la Marina Mercante, tan necesaria para poner al día toda la problemática pendiente.

Se regulará a través de esta ley el tráfico marítimo realizado por los buques mercantes españoles, comportando problemas tan dispersos como definiciones de tráfico, ordenación de usos de puertos, medidas de seguridad, medidas económicas a ser puestas en vigor y otras de protección y ayuda al sector, creación del consejo superior de la Marina Mercante que asesore en los complejos temas del medio.

En lo que respecta a las relaciones internacionales, la política de contactos con otros países ligados a nosotros por vías marítimas es de dominio público.

Hemos llegado a fructíferos acuerdos marítimos que pueden abrir vías a nuestros tráficos con países de interés comercial para España, y pienso que las empresas navieras ya estén preparando servicios que puedan dar cabida a buques no empleados en otros sectores.

Otras negociaciones ya en curso o preparadas a corto plazo tratarán a través de estos acuerdos de dar cabida a servicios que hasta ahora han encontrado serias dificultades en ser establecidos.

Todo esto pertenece al programa que el Gobierno desea para los transportes para la Marina Mercante.

Pero a ese programa debemos todos aportar nuestro esfuerzo; la Administración, con la claridad y la transparencia en sus acciones, con el esfuerzo de sus hombres a conseguir las mejores metas.

Vosotros, dentro del esfuerzo empresarial, reunir las dispersas fuerzas, hacer un fuerte bloque económico, para vencer en la lucha, sin desfallecer por los duros avatares de vuestra profesión, aportando la mejor técnica, el buen hacer empresarial del que siempre habéis hecho gala.

Me atrevería a pediros como ministro de Transportes y Comunicaciones que sigáis trabajando con ahínco, que en el nuevo panorama español que estamos haciendo entre todos, y teniendo una reconocida participación, demos la respuesta adecuada al reto de las dificultades económicas."

VARIOS

COMPRA DE B&W DIESEL POR MAN

Aunque el primer ministro de Dinamarca había declarado que Burmeister & Wain Diesel no sería cedido a MAN sin el acuerdo de la Confederación general del trabajo, la realidad fue que antes de que llegara a Copenhague, a invitación del citado primer ministro, la delegación de la dirección de MAN, encabezada por el presidente del grupo, éste había hecho saber muy claramente al Gobierno danés que su participación en la compañía B&W, bien bajo la forma de poseer un número importante de acciones, o bien la totalidad de las acciones, tenía por condición «sine qua non» que el Gobierno de Dinamarca no tuviera ningún interés en la sociedad. Si esta condición no se cumplía, MAN no efectuaría ninguna inversión en la sociedad B&W.

Después de cuatro horas de negociaciones entre el primer ministro danés y el presidente del grupo MAN, éste ha declarado que todas las acciones de B&W Diesel pasarían a MAN y que la B&W A/S, ex sociedad principal del grupo, no poseería ninguna acción de aquélla. Por su parte, el Gobierno danés ha declarado en un comunicado que había obtenido una gran victoria, puesto que en el acuerdo logrado con MAN éste declaraba que era posible y deseable una participación danesa después de un período de consolidación limitado a dos años, aunque esta participación no debería sobrepasar el tercio del capital social.

El presidente de MAN ha precisado que contemplaba varias formas para esta participación danesa: la compra en Bolsa de acciones por intereses daneses, en el caso de aumento del capital, o la distribución de acciones a los colaboradores de la sociedad. La decisión definitiva se tomará cuando la empresa esté consolidada y obtenga beneficios.

Por su parte, el primer ministro de Dinamarca ha declarado que no había sido posible conservar una participación danesa en B&W Diesel, ya que le había cogido de sorpresa y no había tenido el tiempo necesario para encontrar el capital danés indispensable.

La compra por MAN de la totalidad de las acciones de B&W Diesel ha tenido algunas consecuencias inmediatas. Dos de los miembros daneses del consejo de administración han pedido su dimisión y no se sabe aún por quién serán reemplazados, aunque MAN ha declarado que deseaba una participación danesa en el citado consejo.

NUEVOS PROGRESOS DE LA VERSION 10 DEL SISTEMA FORAN

Recientemente publicábamos la noticia del desarrollo de una versión del Sistema FORAN, denominada Versión 10, e indicábamos las empresas qeu habían sido licenciadas. Desde entonces, dos nuevas licencias han sido concedidas por SENER, Sistemas Marinos, S. A. (SENERMAR).

Se trata de Astilleros del Noroeste, S. A. (ASTANO), que ha adquirido los derechos para la utilización de la fase de proyecto, y Astilleros y Fábricas Navales del Estado (AFNE), en Argentina, para la utilización tanto de la fase de proyecto como de producción.

Con éstas son trace ya las empresas licenciadas por SENERMAR, en los siguientes países: Argentina, Afne; Bélgica, Cockerill; Bulgaria, Koraboimpex; Corea del Sur, Hyundai; España, Bazán, Aesa y Astano; Francia, Chantiers de France; Gran Bretaña, British Ship Research Association (BSRA); Italia, Italcantieri; Polonia, Centromor; Rumania, Icepronav, y Unión Soviética, Licensintorg.

(Viene de la pág. 191.)

ción que, exigida por miedo, sentimientos o grupos de presión política, pueda resultar costosa y contraproducente, bajo forma de legislaciones unilaterales excesivas.

Y para terminar cabe decir que los accidentes marítimos siguen cobrando su tasa con paso firme, como lo muestran los últimos acontecimientos. El año 1978 terminó con la explosión del petrolero griego de 218.000 TRB «ANDROS PATRIA», que derramó unas 50.000 toneladas de crudo en la costa noroeste de España, cuando se dirigía a Rotterdam lleno de crudo ligero procedente de Irán. La mayoría de la tripulación de 39 hombres que abandonaron el barco se ahogaron al dar la vuelta los botes salvavidas, pero el petrolero fue remolcado más tarde hasta puerto.

El 1 de enero de 1979 el buque «MASTER MICHAEL», de registro chipriota, cargado con 5.600 toneladas de combustible diesel, se incendió, hundiéndose en el Caribe al día siguiente durante una tormenta y perdiendo la vida más de 30 hombres.

Las tormentas de primeros de enero de 1979 cobraron más hundimientos y muertes, incluyendo al buque «CANTONAD», de 4.000 TRB, que se hundió en Guernsey con 15 de sus tripulantes, tras sufrir un corrimiento de carga; también el buque «STABIA I», de 1.300 TRB, colisionó contra las rocas en las proximidades de Nápoles por fallo de sus máquinas, sobreviviendo solamente un hombre de su tripulación de 13.

El buque «BETELGEUSE», de 120.000 TPM, sufrió una catastrófica explosión mientras descargaba crudo en el terminal de Bantry Bay, de la Gulf Oil, el 8 de enero de 1979; el resultado fue que el buque quedó partido en dos y murieron 50 personas. Las causas todavía no se conocen, pero entonces se estaban lastrando tanques y el petrolero no tenía ningún sistema de gas inerte.

Así, pues, a pesar de las conferencias internacionales, regulaciones y recomendaciones, etc., las explosiones de petroleros continúan cobrando su tasa, numerosos costeros sucumben a las severas condiciones atmosféricas invernales, los pesqueros vuelcan y las cargas sufren corrimientos, mientras que los equipos de salvamento frecuentemente demuestran ser inadecuados o impracticables en las condiciones del accidente. Por supuesto, hay gran interés académico en estas materias. Sin embargo, con los desastres marítimos a este nivel deben tomarse medidas mucho más serias por los proyectistas, operadores, establecimientos dedicados a la formación de personal y en general por todos aquellos responsables del difícil y arriesgado cumplimiento de las medidas de seguridad.

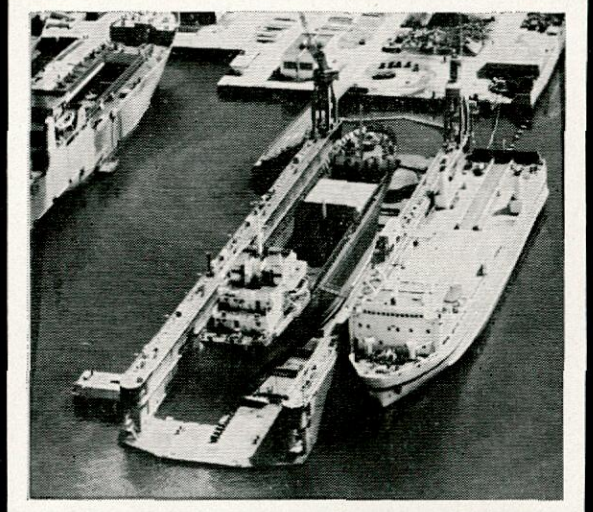
ASTILLEROS CONSTRUCCIONES, S. A.

construccion de buques

Astilleros Construcciones, S.A. cuenta con instalaciones cuya superficie total es de 58.000 m² en la Factoría de Ríos y 55.000 m² en la Factoría de Meira, disponiendo de los siguientes medios:

- 2 gradas varadero de 145 m. de eslora.
- 2 gradas cubiertas de 120 m. de eslora.
- 3 muelles de armamento de 150; 120 y 60 m. de largo.

Durante los ultimos años Astilleros Construcciones ha construido buques de muy diversos tipos, tales como Roll-on Roll-of, porta containers, pesqueros factoría, buques para el transporte de coches, etc., muchos de ellos para la exportación.



reparaciones

Situado en una de las más importantes rutas marítimas, Astilleros Construcciones, S.A. desarrolla una gran actividad de reparación de buques, incluyendo alargamientos y conversiones. Dispone de los siguientes medios:

- 1 dique flotante para buques de hasta 12.000 tpm.
- 2 varaderos para puesta en seco de buques de hasta 1.500 tons.
- Equipos para reparaciones a flote.

Unas buenas comunicaciones aéreas permiten un rápido acceso a las principales capitales Europeas.

Factorías en Ríos y Meira. Vigo.

ASTILLEROS CONSTRUCCIONES, S.A.

Zurbano, 76 - MADRID-3
Tel. 441 56 89 - 441 55 90 - Télex 23024 CENSA

2700

ZODIAC

BALSAS DE SALVAMENTO "MP"

MARINA PROFESIONAL

HOMOLOGADAS

de acuerdo con las Normas
SEVIMAR-SOLAS

DESEO RECIBIR INFORMACION

DON _____

EMPRESA _____

DOMICILIO _____

_____

TELEFONO _____

PLAZA _____

Construidas con tejidos que soportan perfectamente temperaturas de -55° a + 70° (Ensayos realizados según Normas Afnor NF. G37-111 y NF. G37-105) no afectándolas la baja temperatura del gas CO_2 en el momento de su salida de la botella.

ZODIAC ESPAÑOLA, S.A. Mercados Especiales
Vía Layetana,47
Tel.: (93) 317 94 08 - Télex: 51641 ZESA - E
BARCELONA – 3

FONDO EDITORIAL DE INGENIERIA NAVAL

Asociación de Ingenieros Navales de España

LIBROS DISPONIBLES:

«VOCABULARIO DE CONSTRUCCION NAVAL» (Reeditado)
Autor: Rafael Crespo Rodríguez. Dr. Ing. Naval

«CALCULO MATRICIAL DE ESTRUCTURAS»
Autor: José M.ª Sáez de Benito. Dr. Ing. de Caminos, Canales y Puertos

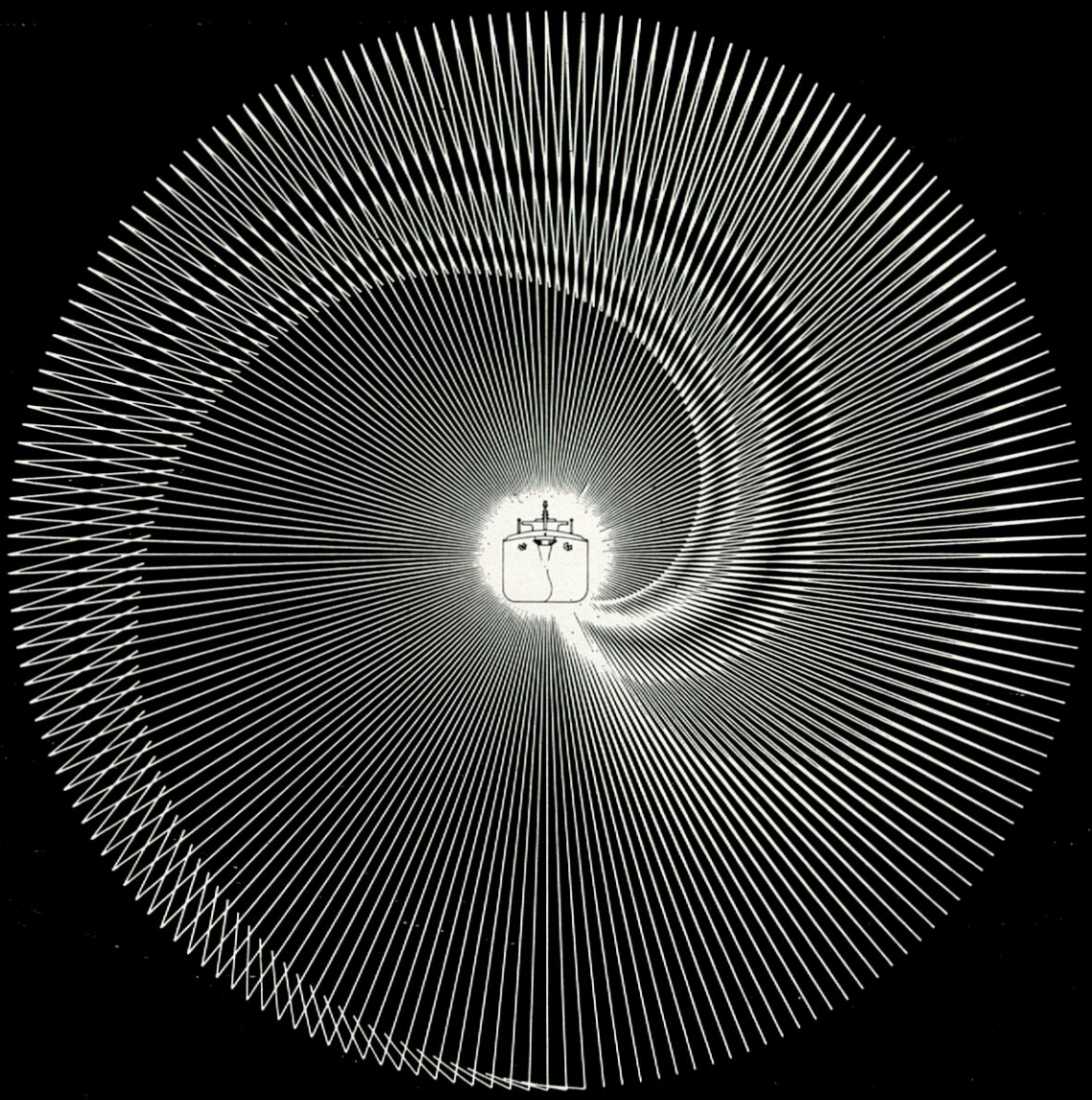
«LECCIONES DE ELECTRICIDAD APLICADA AL BUQUE»
Autor: Manuel Baquerizo Pardo. Dr. Ing. Naval

«TRAFICO MARITIMO»
Autor: Javier Pinacho y Bolaño-Rivadeneira. Dr. Ing. Naval

«DIRECCION DE LA FUNCION INFORMATICA»
Autor: Guillermo Serrano de Entrambasaguas. Dr. Ing. Naval

«CURSO DE DIBUJO TECNICO»
Autor: José Luis Hernanz Blanco. Dr. Ing. Naval

PEDIDOS A: **Fondo Editorial de Ingeniería Naval**
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales
Avda. del Arco de la Victoria, s/n. Ciudad Universitaria. Madrid-3



SENERMAR

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

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

Más de 600 buques de todo tipo han sido construidos con proyecto de SENER desde su fundación en 1956.

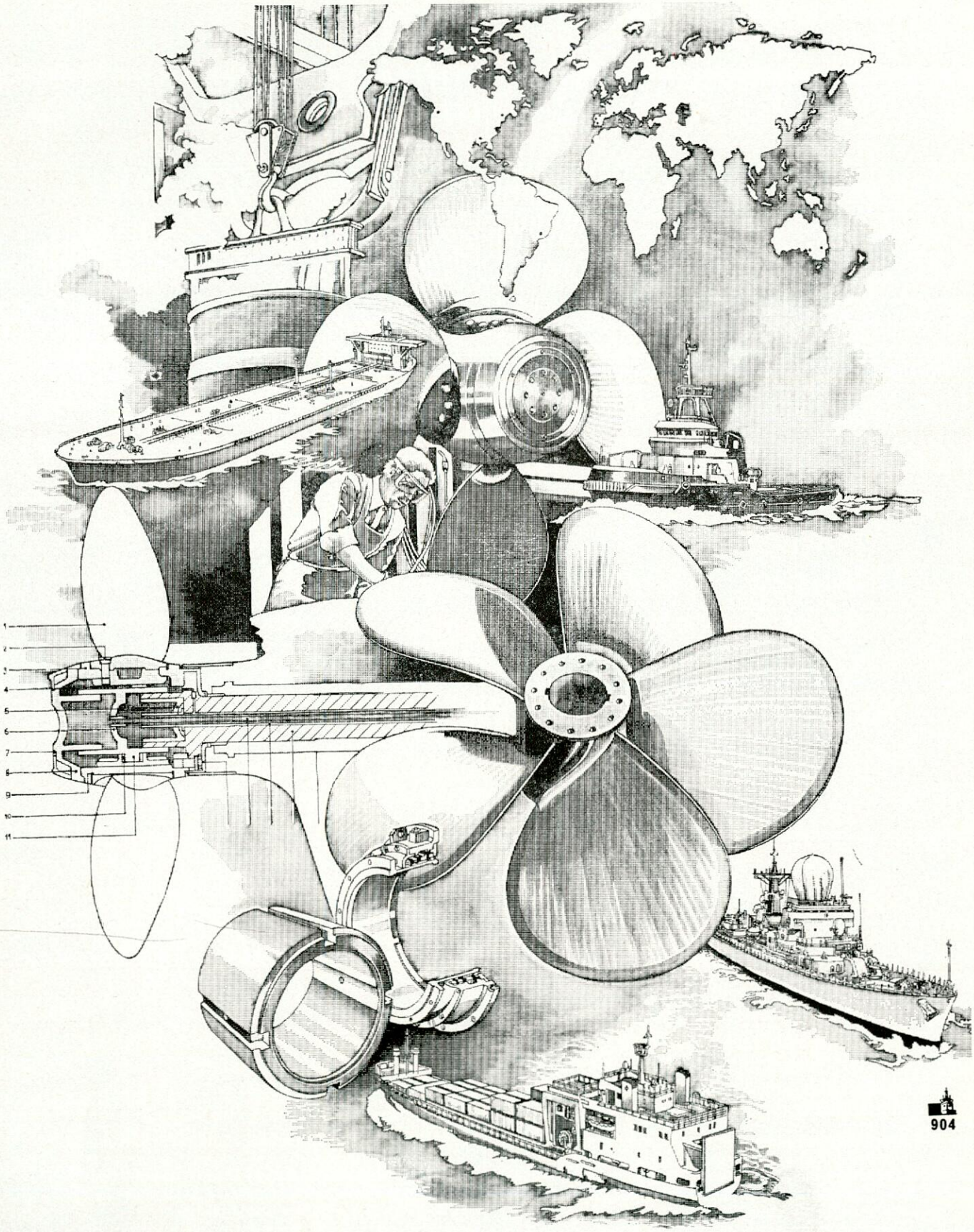
TECNOLOGIAS AVANZADAS. • Sistema Foran para el proyecto y construcción de buques. • Sistema de contención de gases licuados. • Sistema de apoyo de plantas industriales en fondo marino. • Sistema de proyecto de buques de casco desarrollable.

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

SENERMAR

SENER SISTEMAS MARINOS, S. A.

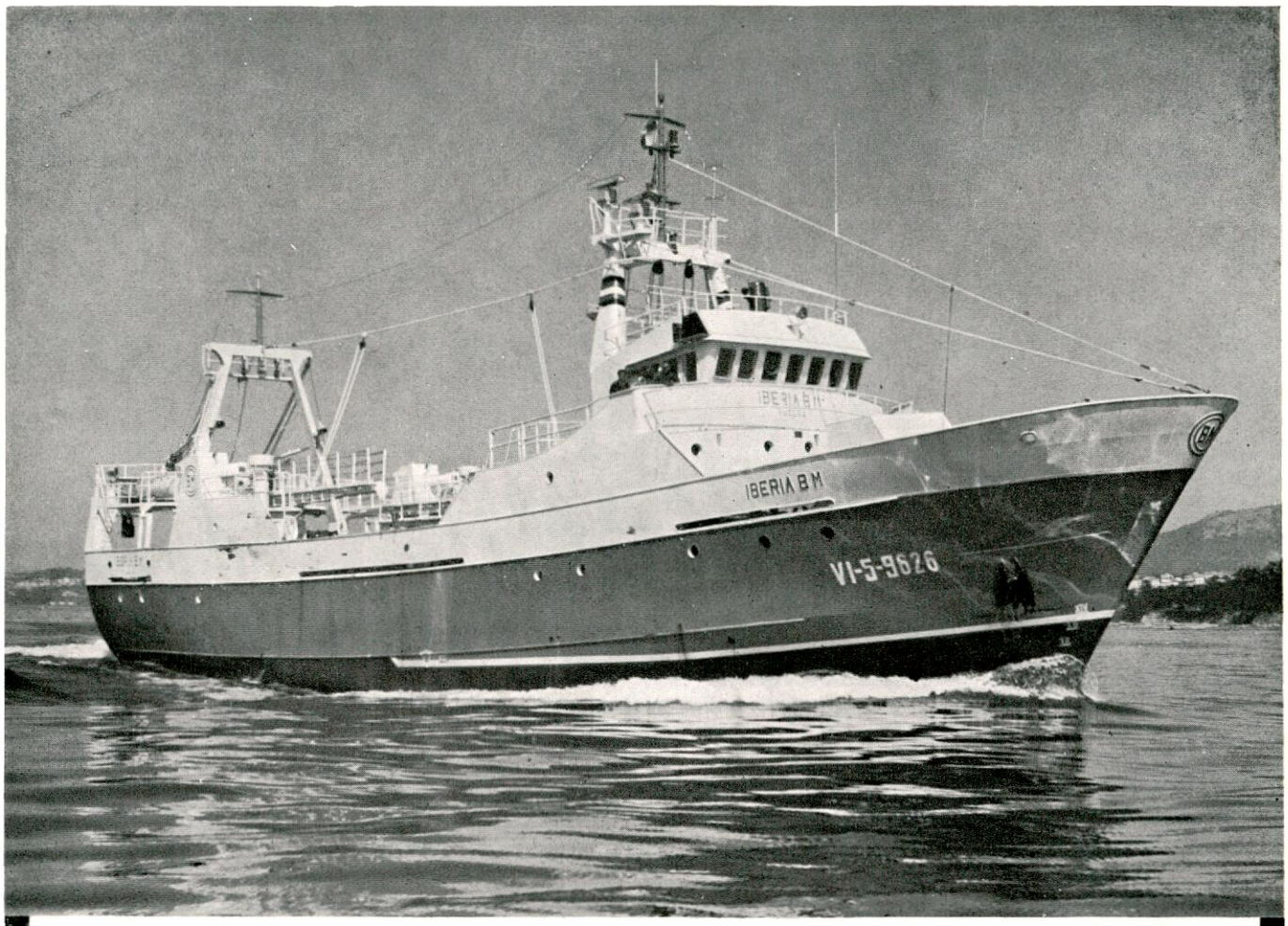
GUZMAN EL BUENO, 133 - MADRID-3 TELEFONO 234 20 00 - TELEX 27350 TELEGRAMAS: **SENERMAR**



904

NAVALIPS S·A·

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



construcciones navales
santodomingo

PESQUEROS, REMOLCADORES
Y TODO TIPO D BUQUES,
HASTA 18 M. D MANGA

Avda. Orillamar, s/n. ● Apartado 614-Vigo ● Tel. 23 56 01-02 **VIGO**

2003

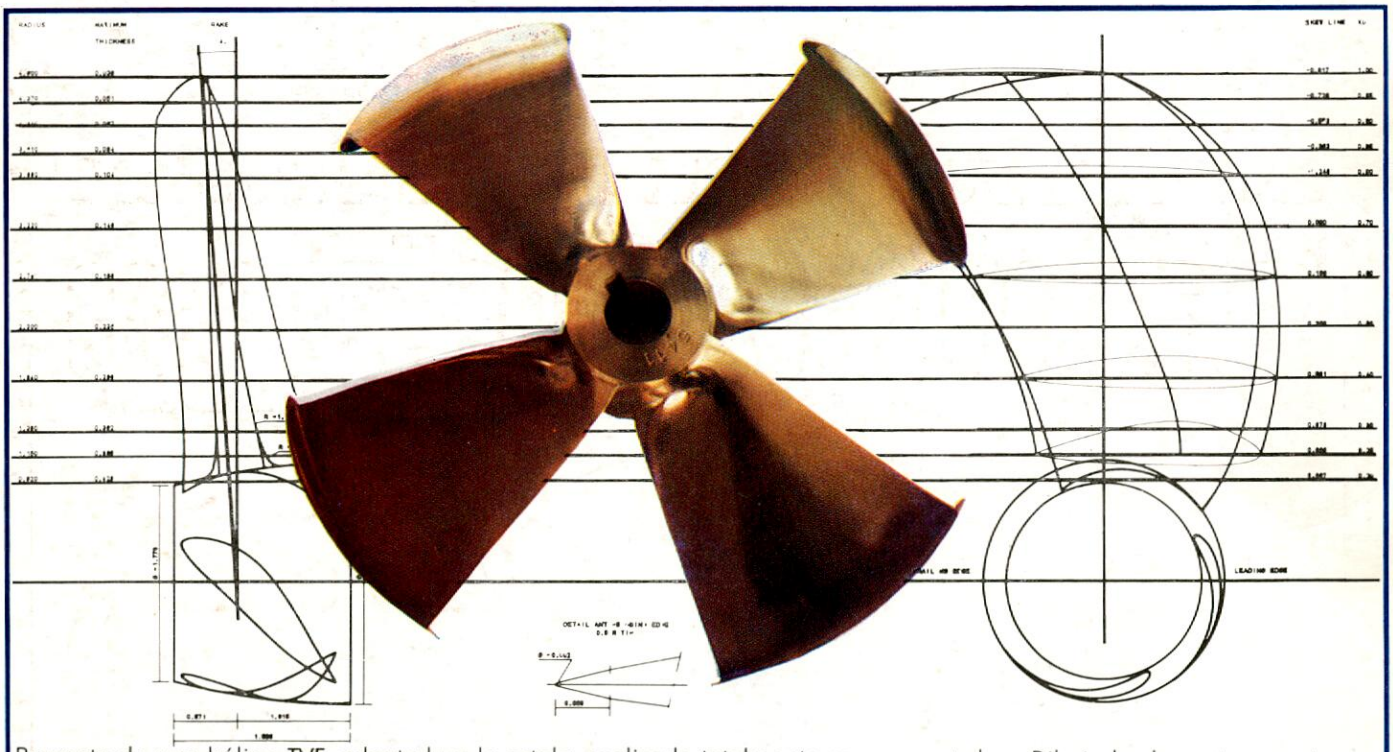
HELICES TVF (*)

REDUCEN MAS EL CONSUMO DE COMBUSTIBLE DE LOS BUQUES, DE UN 12 A UN 35 %

Las hélices TVF (Tip Vortex Free=sin torbellinos de extremo de pala) han sido desarrolladas por ASTILLEROS ESPAÑOLES S.A., mediante una nueva teoría de líneas sustentadoras y los correspondientes programas de computador, que han demostrado ser una excelente herramienta para el diseño de hélices de un rendimiento extremadamente alto.

Los resultados teóricos han sido ya totalmente confirmados en el campo experimental, mediante ensayos de modelos realizados en colaboración con el NETHERLANDS SHIP MODEL BASIN en Wageningen (Holanda).

Muchos buques equipados con este revolucionario sistema de propulsión surcarán pronto los mares del planeta, y ahorrarán grandes cantidades de preciosa energía, esa energía que está llegando a ser en nuestros días tan escasa y tan cara...



Proyecto de una hélice TVF adaptada a la estela, realizado totalmente por computador - Dibujo hecho enteramente por trazador automático.

212

ASTILLEROS ESPAÑOLES, S.A.
Padilla, 17 - MADRID-6

Telex: 27690 y 27648 ASTIL E
Teléfonos: 225 21 00 al 09
Cable: "Astilleros" Madrid

(*) Patentes pendientes en todo el mundo.