



- Buque anticontaminación de Astilleros GONDAN.
- Buque tanque "MAR VIRGINIA" de UNL.
- Buque de transporte de LNG "MUBARAZ".
- Prototipos de tres buques para tráficos Short Sea Shipping de ADIMDE .
- Remolcador de puerto, alta mar, contra incendios y antipolución 30,00 M. de Astilleros ARMON



En los mares del mundo



Operación en el Mar del Norte. El Alba FSU traslada el petróleo extraído del fondo del mar a un barco shuttle.



El "Nuevo León", uno de los cuatro porta-contenedores construidos para la naviera mejicana TMM, con servicio en el Océano Atlántico.



Central eléctrica flotante de dos motores diesel de dos tiempos construidos en consorcio con la empresa japonesa Mitsui, suministra 200 MW en Mindanao, Filipinas.



El "Hilda Knutsen", un transportador de productos químicos.

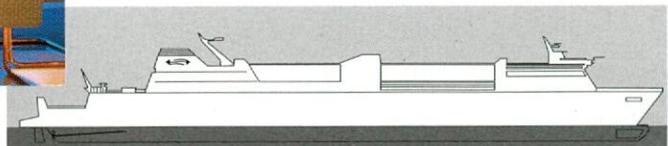


El "Prinsesse Ragnhild" es un crucero de 1752 pasajeros transformado

para la naviera Color Line. El barco fue modernizado y alargado en 35 metros. Camarotes y servicios del más alto nivel de lujo y seguridad.



Uno de los interiores del ferry para 1.300 pasajeros construido para la naviera Limadet, en servicio en el Estrecho de Gibraltar.



Ferry de 200 m de eslora para trenes y vehículos con capacidad para 600 pasajeros en camarotes. En construcción para la naviera Sweferry, que cubre el intenso tráfico de ferrocarril-ferry entre Suecia y Alemania.

ASTILLEROS ESPAÑOLES

AESA en Cádiz, Puerto Real, Sestao y Sevilla; Astano en Ferrol; Astander en Santander; Juliana en Gijón; Barreras en Vigo; MDE en Manises.

AÑO LXIV - Nº 728 - JUNIO 1996
 Revista editada por la Asociación
 de Ingenieros Navales de España.
 Fundada en 1929

Fundador

† Aureo Fernández Avila,
 Ingeniero Naval.

Director

Juan Antonio Alcaraz Infante,
 Dr. Ingeniero Naval

COMISION DE LA REVISTA

Presidente

Juan Antonio Alcaraz Infante, Dr. I.N.

Secretario

Jose M^a de Juan G^a Aguado, Dr. I.N.

Vocales

Luis Lomo Martín. I.N.
 Fernando Pérez Lopez. I.N.
 Alfonso Cebollero de Torre. I.N.

Asesores

José M^a de Lossada y Aymerich, Dr. I.N.
 José Luis Valdivieso Rubio, Dr. I.N.
 Julián Mora Sánchez, I.N.

Editor Jefe

José Luis Valdivieso Rubio, Dr. I.N.

Redacción

Cristina Menéndez Maldonado

Corrección y Supervisión Técnica

Sebastián Martos Ramos. I.N.

Dirección y Administración

Castelló, 66

28001 Madrid

Tel. 575 10 24 - 577 16 78

Fax 577 16 79

Publicidad

MATIZ imagen y Comunicación, S.L.

Galileo, 20 5º B

28015 Madrid

Tel. 446 24 42 - Fax 593 34 24

Diseño y Producción

MATIZ imagen y Comunicación, S.L.

Tel. 446 24 42 - Fax 593 34 24

Suscripción Anual

España (incluido IVA) y Portugal
 8.000 Ptas.

Resto del mundo 10.000 Ptas.
 Precio del ejemplar (incluido IVA)
 1.000 Ptas.

Notas:

No se devuelven los originales.

Los autores son directamente

responsables de sus trabajos.

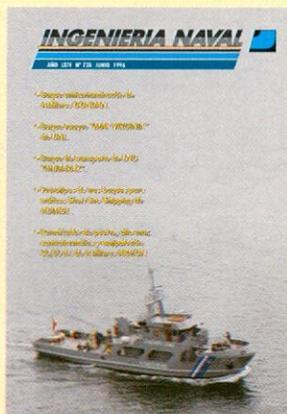
Se permite la reproducción de nuestros
 artículos indicando su procedencia.

Publicación mensual

ISSN: 0020-1073

Depósito Legal: M 51 - 1958

Solicitado el control OJD



NOMBRAMIENTO

4

EDITORIAL

5

ENTREVISTA

6

FRANCISCO SAYANS GÓMEZ

REPORTAJE

10

- Astilleros GONDAN. Buque anticontaminación para el Ministro de la Marina Mercante de Grecia.
- Entrega del buque tanque "MAR VIRGINIA"
- Entrega del buque de transporte de LNG "MUBARAZ".
- ADIMDE desarrolla los prototipos de tres buques para tráficos Short Sea Shipping.
- Astilleros ARMON remolcador de puerto, alta mar, contraincendios y antipolución 30,00 M.

ARTICULO TECNICO

32

Consideraciones sobre la modelización matemática de la acción que una hélice ejerce sobre el agua. (2ª parte).

LAS EMPRESAS INFORMAN

46

PONENCIA

48

CONTRATOS DE BUQUES

56

INTERNACIONAL

57

NACIONAL

59

ACTUALIDAD

62

AGENDA

64

ESTADISTICAS

66

INVESTIGACION

75

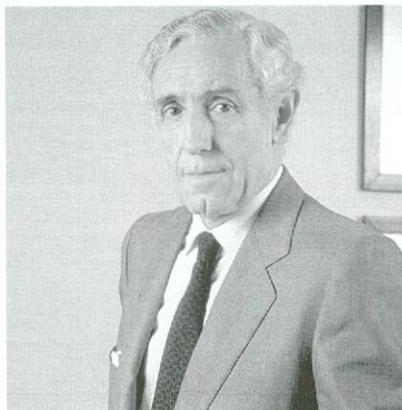
EL MINISTRO DE INDUSTRIA MUESTRA SU APOYO AL GRUPO ASTILLEROS ESPAÑOLES EN LA TOMA DE POSESIÓN DE ANTONIO MENDOZA, COMO PRESIDENTE

"Ingeniería Naval" en su nombre y en el de la Asociación de Ingenieros Navales de España, desea y espera de la gestión de Antonio Mendoza Sanz los mayores éxitos para la Construcción Naval Española y para él personalmente.

El Ministro de Industria y Energía, Josep Piqué, en el acto de toma de posesión de Antonio Mendoza como presidente del grupo Astilleros Españoles, ha ratificado las palabras de Francisco Prada, presidente de A.I.E. sobre la importancia de conseguir la viabilidad de los astilleros públicos como meta prioritaria. Agradeció a Carlos Martínez de Albornoz la importante tarea realizada en circunstancias complejas y difíciles, y añadió que nadie mejor para culminarla con éxito que el nuevo presidente, Antonio Mendoza, a quién dio las gracias por aceptar este reto.

El presidente de la Agencia Industrial del Estado (A.I.E.), Francisco Prada, resaltó el empuje de la presencia en este acto del ministro de Industria, el subsecretario, Pedro Ferreras, y el director general del mismo departamento, Pau Guardans. Prada explicó la compleja tarea de la AIE de hacer viables en el menor tiempo posible las empresas integradas en ella y especialmente la DCN, "que tiene una gran importancia en el Estado español". Sobre este grupo de empresas señaló que se enfrentan a varias dificultades como el convenio de la OCDE, la desaparición de las primas a la construcción naval y la imposibilidad de que las aportaciones públicas persistan más allá del 98.

Prada consideró como factor de segundo término si la titularidad de estas empresas va a ser pública o privada. "Lo importante es viabilidad", dijo. En este sentido añadió la idea de abordar la negociación del convenio "como primera tarea, que va a impulsar el nuevo presidente y donde las centrales sindicales deberán centrar sus aspiraciones en los principales objetivos de la competitividad empresarial."



Finalmente, Prada despejó erróneas ideas difundidas últimamente: "En la Agencia no se van a producir privatizaciones sorpresivas ni inmediatas. Lo que importa es la viabilidad de las empresas."

En consejo de Administración de Astilleros Españoles ha aceptado la dimisión de su presidente, Carlos Martínez de Albornoz y ha nombrado nuevo presidente a Antonio Mendoza. El consejo ha dejado constancia de la labor realizada por Martínez de Albornoz en el tiempo que ha estado al frente de la compañía agradeciéndole su esfuerzo y su dedicación.

El presidente saliente, ha destacado el gran esfuerzo realizado por el Grupo Astilleros Españoles en estos últimos años para adecuarse a las exigencias del mercado y a los acuerdos internacionales, y la consiguiente mejora en su situación general. También ha puesto de relieve la categoría profesional y humana de Antonio Mendoza, que constituye, dijo, un garantía de permanencia y de continuidad de la empresa, garantizando una gestión eficaz, en términos de rentabilidad y competencia."

Por su parte, el nuevo Presidente subrayó su satisfacción por incorporarse a una tarea,

sin duda difícil, pero apasionante. Antonio Mendoza, puso de relieve que accede a la presidencia del Grupo Astilleros Españoles con el compromiso de adecuar su dimensión para que pueda incrementar su competitividad en el mercado internacional y lograr los objetivos de rentabilidad y de equilibrio financiero. "España-afirmó el nuevo Presidente- necesita disponer de una importante capacidad de construcción naval y Astilleros Españoles constituye un elemento fundamental en ese proyecto de futuro."

ANTONIO MENDOZA SANZ

Ingeniero de Caminos, Canales y Puertos.

Diplomado en Alta Dirección de Empresas en la Harvard Business School.

Ha desempeñado o desempeña los siguientes cargos ejecutivos:

- Presidente de LAING, S.A. (y consejero en Londres, del Grupo Jhon Laing, p.l.c.)
- Presidente de EUROPISTAS.
- Presidente de EUROVIAS.
- Vicepresidente de AUTEMA (Autopistas Terrassa-Manresa).
- Presidente de PACSA.

Ha sido, o es miembro de varias organizaciones empresariales o profesionales. Así como miembro del Consejo de "European de Constructores Internacional Contractors" (Asociación Europea de Constructores Internacionales), y Profesor y director de Área del "Master de Dirección de Empresas Constructoras" organizado por la Fundación Bethencourt en la Escuela de Caminos, Canales y Puertos. ■



E

n este mismo número de la Revista se publica el artículo titulado "La reforma de la Ley reguladora de los Colegios Profesionales" en el que se hace una detallada exposición de la génesis y, sobre todo, de la evolución de la legislación sobre los Colegios profesionales.

Se puede constatar que, con el paso del tiempo, el centro de gravedad de la razón de ser de los Colegios profesionales se traslada desde la defensa de los intereses privados de los colegiados ante los posibles abusos de la Sociedad, a la defensa de los intereses de la colectividad frente a los propios miembros.

De ello se deduce la importancia creciente que debe tener en estos momentos la deontología profesional y la potestad disciplinaria, dentro de las funciones ejercidas por los Colegios para proteger los intereses de terceros y que justifican la propia existencia de los mismos.

Para cumplir esa función de carácter moral que la Sociedad encomienda a los Colegios profesionales, sus normas deontológicas deben responder a unos principios generales que garanticen ese doble objetivo de evitar abusos, en cualquiera de las direcciones, en las relaciones mutuas Colegiado/Sociedad. En consecuencia y formando parte de estos principios generales:

- 1.- el colegiado debe, en el desarrollo de su actividad, mantener al margen todo interés propio o influencia exterior, evitando con ello prejuicios que mermen su objetividad, así como injustas discriminaciones respecto a concretos servicios y/o personas. Todo lo contrario, debe abogar por una total independencia e imparcialidad en sus estudios, análisis, juicios y decisiones.
- 2.- el colegiado debe observar, en todo momento, honestidad y rectitud, conservando un espíritu de justicia y fidelidad con todas aquellas personas con las que, por motivos de su trabajo, en un momento u otro, entable relación.
- 3.- la confianza entre el colegiado y sus clientes y colaboradores es base para su correcta actividad profesional. Sin garantía de confidencialidad no puede existir ningún tipo de confianza. Por todo ello, el secreto profesional, fuera de cualquier limitación temporal, debe ser reconocido y respetado.
- 4.- la publicidad personal y, especialmente, la realizada a través de los medios de comunicación, necesaria para la captación de clientes potenciales, ha de realizarse de manera profesional, lo que conlleva evitar cualquier tipo de exageración y falsificación, así como el aprovechamiento injusto y las informaciones despreciativas.

Por último, no queremos finalizar estos comentarios sin mencionar un aspecto que nos parece importante y que se encuentra en plena actualidad, ya que se trata de la defensa del medio ambiente, a la que nuestra propia Constitución consagra su Artículo 45. Las normas deontológicas de un Colegio profesional competente en esta materia, no pueden dejar de mencionar los aspectos medio-ambientales.

**CAPITAN DE NAVIO DEL CUERPO DE INGENIEROS DE LA ARMADA
E INGENIERO NAVAL.**

FRANCISCO SAYANS GÓMEZ



**LA NECESIDAD DE LA
ARMADA DE
"FABRICAR" SUS
PROPIOS INGENIEROS
NAVALES A PARTIR DE
OFICIALES
OPERATIVOS CON
EXPERIENCIA, HA
DADO LUGAR A
PROMOCIONES DE
"ÉLITE" DENTRO DEL
SECTOR NAVAL QUE
HAN DEMOSTRADO
SU PREPARACIÓN,
COMO ES EL CASO DE
NUESTRO
ENTREVISTADO.**

Por M^a Cristina Menéndez Maldonado.
Fotos: Ignacio Suárez-Llanos.



Francisco Sayáns Gómez es uno de esos Oficiales de Marina, ingeniero naval de "vocación tardía". Llega a la Ingeniería tras cinco años en la Escuela Naval y siete años de Oficial embarcado. La necesidad de la Armada de "fabricar" sus propios Ingenieros Navales a partir de oficiales operativos con experiencia, ha dado lugar a promociones de "élite" dentro del sector naval que han demostrado su preparación, como es el caso de nuestro entrevistado. Tras dos años de preparación en el Instituto de Estudios Superiores del Observatorio de Marina de San Fernando se incorpora a la ETSIN en 1972, para tres años después convertirse en un ingeniero Naval que mira atrás con añoranza y orgullo. Según sus propias palabras "la ETSIN me ha aportado los conocimientos necesarios para entender el buque como un todo independiente, producto de la síntesis de un sinfín de técnicas complejas". Se considera un privilegiado por "haber tenido la suerte de poder ejercer la profesión en casi todas sus facetas" pero cuando en 1989 deja el servicio activo en la Armada y se incorpora a la actividad profesional particular, tiene muy claro que el ámbito de la construcción naval es un capítulo a cerrar y que el campo energético le presenta mayores oportunidades de actividad profesional.

Sabemos que se dedica a la Cogeneración. ¿En qué consiste?

Se trata de un proceso de optimización cuyo objetivo es conseguir de un combustible el mayor aprovechamiento a la hora de generar energía (eléctrica y térmica). Un ejemplo puede ser más aclaratorio: En una instalación industrial con demanda de energía eléctrica y vapor (u otra forma de energía térmica), la primera se atiende tomando de la red y la segunda quemando combustible en una caldera, en este proceso por cada KW eléctrico que se consume hay que sacrificar en origen 3,2 KW térmicos y por cada KW térmico que consume hay que sacrificar en la caldera 1,2 KW. Como consecuencia, por cada 2 KW en la industria se precisa sacrificar combustible por 4,4 KW térmicos.

Con la cogeneración, un combustible se quema en un grupo generador y la energía residual se aprovecha en una caldera de recuperación, para producir la energía térmica que se precisa. De esta manera, con 4,4 KW térmicos en combustible, podemos obtener 1,5 KW eléctricos más 2 KW térmicos útiles, total 3,5 KW que frente a los 2KW, esto nos da muestra de la mayor eficiencia. Se pasa de tener un rendimiento global del 45'5% a un rendimiento global del 79'5.

"La ETSIN me ha aportado los conocimientos necesarios para entender el buque como un todo independiente, producto de la síntesis de un sinfín de técnicas complejas"

Pero, teniendo en cuenta que en las industrias las demandas energéticas raramente se encuentran en la misma proporción que en el combustible a sacrificar. ¿Cómo se resuelve este conflicto?

Es cierto, por ello el dimensionamiento de la Planta de Cogeneración normalmente se lleva a cabo a partir de la demanda térmica de la fábrica, quedando la potencia eléctrica definida a partir de este compromiso. Así las cosas, es normal que la potencia eléctrica de la Planta quede sobredimensionada con respecto a la demanda de la fábrica por lo que los excedentes se vierten a la red. El Real Decreto 2366/94 regula las condiciones en que se puede instalar una planta de cogeneración

desde el punto de vista técnico, económico y legal, así como las relaciones que se establecen con las compañías eléctricas afectadas y la obligatoriedad de las mismas en asumir estos excedentes, en según que condiciones.

¿Cómo ven las compañías eléctricas esta obligación de quedarse con los excedentes?

Yo creo que, en general, la posición de las compañías eléctricas frente a los cogeneradores ha evolucionado mucho en los últimos años, aunque todavía no parece que lo hayan asumido en su justo término. En este sentido, últimamente estamos asistiendo a una fortísima campaña por parte de las mismas, con el objetivo de deteriorar la posición estable definida por el R.D. 2366/94. Hay varias razones que refuerzan el papel de los Autogeneradores en el escenario de la producción eléctrica actual y futura. Por un lado el parón nuclear, por otro el variable y escaso régimen pluviométrico del país, por otro las dificultades en la importación de energía eléctrica, por otro la necesidad de poner en reposo algunas de las centrales convencionales que queman combustible fósil, por otro la disminución del impacto ambiental para generar la misma cantidad de energía, la generación distribuida que proporciona una mayor estabilidad en las redes de distribución y una menor pérdida en el transporte de energía, etc, etc.

Las eléctricas dicen que la demanda de electricidad está estancada, pero no dicen que la del sector industrial ha disminuido y la del sector doméstico, terciario y de las pymes va en continuo aumento; es decir, se les está produciendo una "limpieza de la cartera de clientes" pues disminuyen los Kilowatios de a 8 y aumentan los de a 20.

Por otro lado, hay aspectos chocantes en el comportamiento de las eléctricas pues muestran interés en participar fuertemente en el negocio como socios, mientras actúan contrariamente cuando la posibilidad de participar desaparece, una estrategia de freno y control.

¿Cuales han sido los primeros pasos de la Cogeneración? ¿Y cuales son en este momento los proyectos más destacables?.

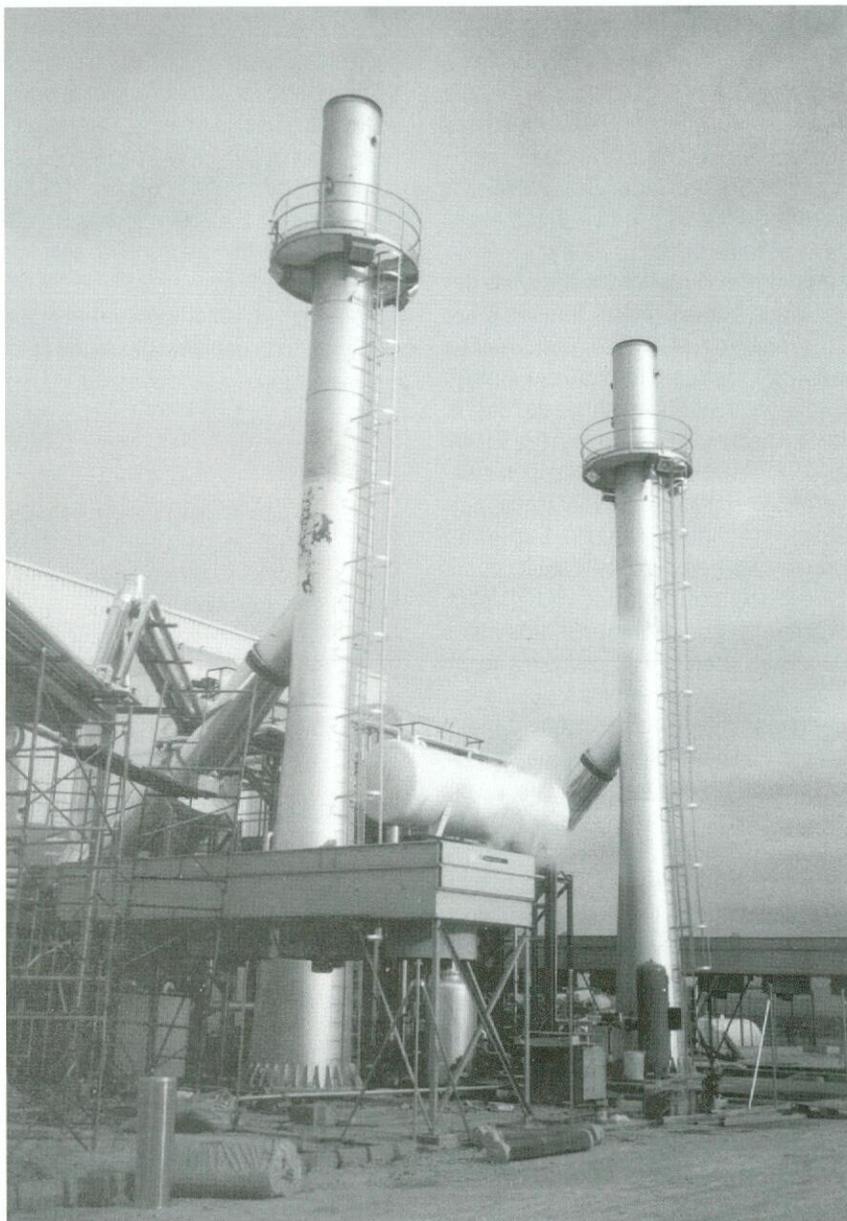
De una forma o de otra, Plantas de Cogeneración ha habido siempre. En el ámbito naval, hace mucho que se implantaron las primeras calderas de recuperación de gases de escape; de manera que en los barcos las pequeñas demandas de vapor para la calefacción de tanques, habitabilidad (agua caliente), etc, se obtenían con una caldera que se montaba en la chimenea del buque.

Existen importantes proyectos de grandes instalaciones con potencias por encima de los 100 MW, pero mi interés personal y profesional se centra en plantas de potencia entre 5 MW y 30 MW. En este sentido la empresa promotora-financiera que dirijo ha entregado dos plantas con 17 MW y tiene en construcción avanzada otras cinco con 55 MW de potencia y una inversión comprometida superior a los 5.000 millones de pesetas.

En estos momentos la potencia instalada de plantas de cogeneración es de 3.000 MW, lo que da idea de la importancia del sector en el esquema energético productivo del país.

¿En qué países se utiliza más intensamente la Cogeneración?.

Pues en aquellos en los que el precio de la energía eléctrica es alto, que además tienen inquietud por reducir el impacto ambiental negativo que tiene todo sistema generador de energía y que están preocupados por mejorar los esquemas de costes de producción de las empresas y su capacidad competitiva en un mercado global. Países de nuestro entorno como Alemania, Holanda, Finlandia, Gran Bretaña son ejemplo de esto último; en otros como Francia, que disfruta de unos precios de la electricidad verdaderamente bajos, apenas si tiene presencia.



Planta de cogeneración

¿Ha tenido o tiene detractores la Cogeneración?

En cierto aspecto sí, especialmente las eléctricas, aunque de diferente forma e intensidad. Estas se han movido en un mercado que consideraban de exclusividad y está siendo difícil conseguir que vayan entendiendo la situación actual.

Las compañías eléctricas, en su doble faceta de producción y distribución de ener-

gía eléctrica, actúan con recelo ante los nuevos productores sobre todo si la potencia con que se instalan es significativa, pero unas y otras lo hacen de forma diferente. Existe una cierta intención de confundir al público en general, pues están haciendo campaña para que el precio que se pague por KW a los Autoprodutores sea lo que llaman el "coste evitado", como si el cliente del Autoprodutor fuera el área de producción de la eléctrica, cuando el cliente es el área de distri-



bución de la misma y, en este sentido, compran a 10 para vender a 20 sin ninguna inversión en activos productivos ni gastos en mantenimiento de los mismos.

¿Cómo afecta al escenario de la Cogeneración la entrada en vigor del R.D. 2366/94?

Es evidente que de forma muy significativa, ya que introduce entre otras variables la del cumplimiento de figuras de ahorro más exigentes y, además, incorpora el compromiso por parte del cogenerador de garantizar una potencia a entregar determinada, con una disponibilidad concreta. Por lo primero, el conseguir de la Administración la calificación de Autogenerador en Régimen Especial (como así se denomina al cogenerador) se ha vuelto más difícil y el control sobre los ahorros previstos es ahora más eficaz. Por lo segundo, se prima económicamente la seguridad y regularidad del suministro de energía eléctrica a la red de distribución pero también se penaliza el no cumplimiento de esto último.

Para el mercado, el R.D.2366/94 disipa las incertidumbres existentes con respecto al futuro, aportando un marco estable que motivará el relanzamiento de proyectos congelados.

¿Qué sectores prevé con mayor potencial?

Las grandes instalaciones de cogeneración ya están definidas y en proceso de proyecto y construcción, ahora es el momento del desarrollo de instalaciones de mediana y pequeña potencia con aprovechamiento de casi toda la energía residual disponible como imperativo de los rendimientos exigidos en el R.D. mencionado.

Fuerte entrada de motores alternativos como máquinas principales, con capacidad para generar pequeña cantidad de vapor y gran cantidad de agua caliente y, alternativa o complementariamente, agua fría con plantas de absorción; en este sentido hoteles, hospitales, grandes com-

plejos comerciales y de servicios pueden ser las áreas de más desarrollo.

En el sector de la alimentación hay todavía un potencial no atendido, también en invernaderos para cultivos hortofrutícolas en zonas de clima continental y en piscifactorías marinas. Son alguno de los ejemplos que se pueden poner.

¿Cómo se integra el ingeniero naval dentro de esta actividad?

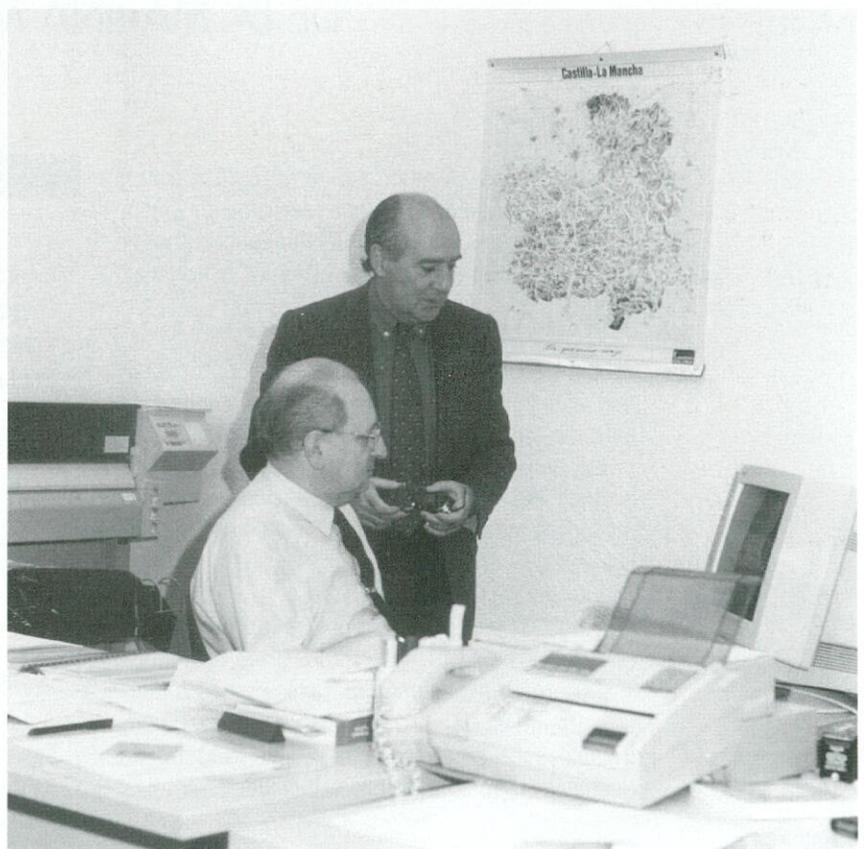
Pues divinamente, no hay que perder de vista que una planta de cogeneración se configura con equipos y sistemas que, en un alto porcentaje, proceden o tienen utilización importante en el ámbito naval. Nuestros compañeros con experiencia en proyectos y monturas van a tener gran facilidad para incorporarse como gerentes de proyectos de plantas de cogeneración.

De hecho se puede decir que tenemos una gran presencia en la parte de equi-

pos auxiliares y en calderas e instalaciones de vapor.

¿Qué nos puede decir sobre el grupo de apoyo a la Cogeneración que se ha creado?

Realmente no conozco con detalle los objetivos concretos del mismo, en todo caso me parece muy bien que haya profesionales de la ingeniería naval que decidan unir sus esfuerzos e influencias para potenciar un área de desarrollo tecnológico tan importante como el que nos ocupa. En este sentido, yo podría echar de menos la existencia de una formación en el ámbito de las plantas de propulsión naval sino a todas en general; tenemos formación en calderas, motores, turbinas de vapor y gas, equipos auxiliares, generadores eléctricos, etc, etc pero muy pocos poseen la formación y experiencia para llevar a cabo los trabajos de "matching" para modelizar, calcular y proyectar el conjunto como una unidad. ■





ASTILLEROS GONDAN

BUQUE ANTICONTAMINACIÓN PARA EL MINISTERIO DE LA MARINA MERCANTE DE GRECIA

Astilleros Gondan ha construido para el Ministerio de la Marina Mercante de Grecia el buque "Alfa", proyectado especialmente para luchar contra la contaminación de petróleo en la mar.

El buque está equipado con tanques para productos químicos y para el almacenamiento de residuos de petróleo. Dispone de un equipo de recogida de petróleo, que incluye una barrera inflable de 300 m de longitud, un "skimmer" para recogida, un tanque neumático de 5 tons de capacidad y una bomba hidráulica portátil sumergida.

El "Alfa" está propulsado por dos motores diesel Caterpillar 3512 DITA, de 1.280 HP de potencia a 1.800 rpm, que accionan, a través de dos reductores Reintjes WAF 641, dos hélices de paso controlable, Scandinavian Propellers, de 1400 mm de diámetro, en toberas de alta velocidad.

Características principales del "Alfa" :

Eslora total	29,10 m
Eslora entre perpendiculares	25,06 m
Manga	6,20 m
Puntal	3,20 m
Calado	2,25 m
Desplazamiento	198 t
Registro bruto	130 GT
Velocidad en pruebas	15 nudos
Autonomía	500 millas
Tripulación	12 personas

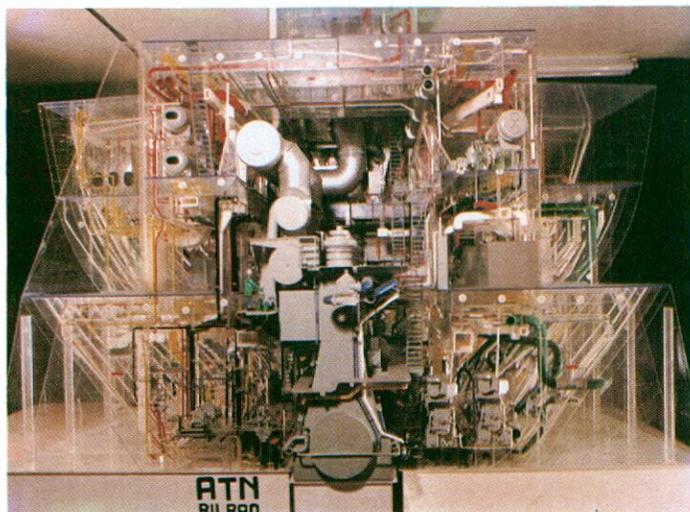
Capacidades:

Diesel oil	15 m ³
Agua dulce	7 m ³
Tanque de dispersante químico	9,5 m ³
Tanque de residuos	10,6 m ³



Marine Technical Consultants and Designers

Behenafarroa Ibilbidea, 30 48640 Berango-Bizkaia (Spain)
 Phones: + 34 (4) 668 10 14/668 11 56 Fax: 34 (4) 668 06 68



SERVICES

PROJECTS

- Fishing Ships Projects
- Work Management Survey

OUTFITTING

- Service scheme
- Engineering development of engine room and deck (Model and computer aided design)
- Building drawings with interim product coding
- Material list for interim products

HULL

- Classification drawings
- Blocks drawings
- Interim product drawings (Sub-assembly and panels)
- Computer aided hull development (parts diagrams and NC cutting files)
- Materials list by interim products

PRODUCTION ENGINEERING

- Accuracy Control
- Total Quality Control
- Design Standards
- Line Heating
- Palletizing

I.P.P. El Paquete de Propulsión Integrado ("Integrated Propulsion Package") ha sido desarrollado por **REINTJES** y **BERG**, dos especialistas con décadas de experiencia en el campo de la propulsión marítima.

El paquete completo incluyendo reductor, hélice de paso variable y sistema de control remoto se entrega listo para instalar. Todos los componentes van totalmente cableados y encajados.

El concepto I.P.P. ofrece importantes ventajas, pues permite relacionar el proceso de construcción de buque y simplifica la instalación. Vd. trata con un suministrador que asume toda la responsabilidad de la adaptación técnica, entrega y garantía.

El I.P.P. puede suministrarse para instalaciones de propulsión marítima de 1.000 - 10.000 kW.

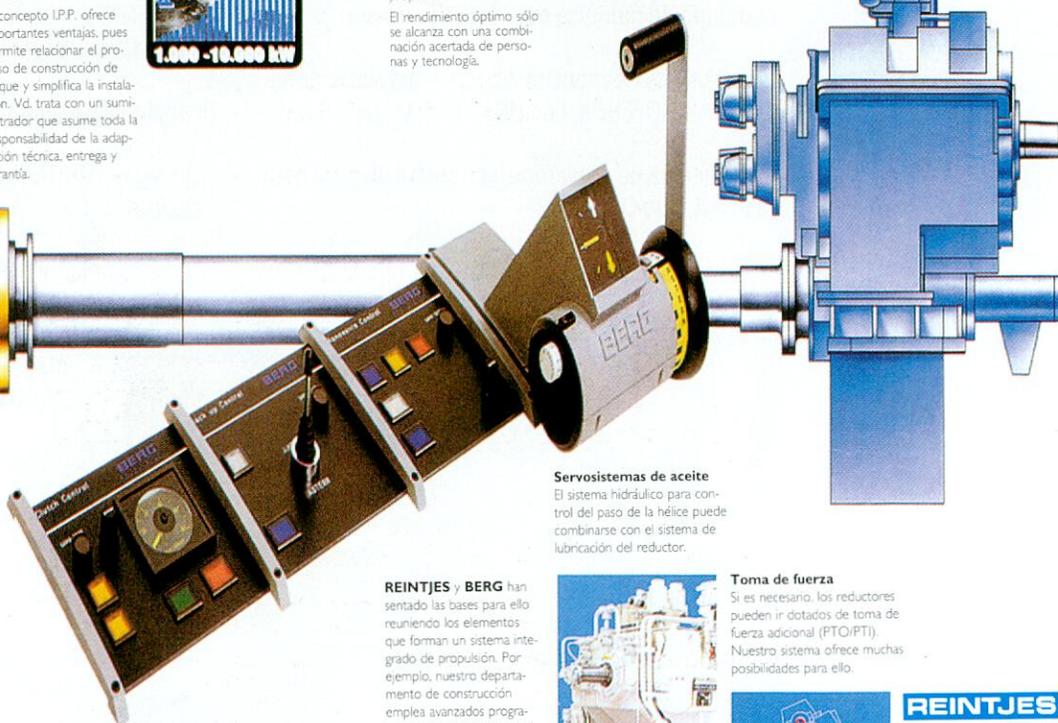
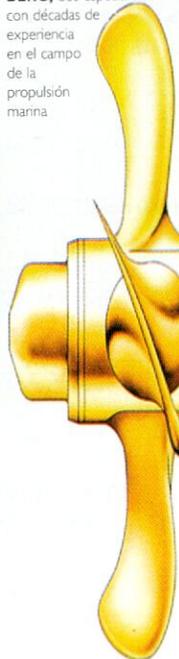


El centro neurálgico del I.P.P. es la unidad electrónica de control que coordina el régimen de revoluciones del motor, el ajuste del paso de la hélice y la actuación del embrague para alcanzar un funcionamiento óptimo de todo el sistema propulsor.

El rendimiento óptimo sólo se alcanza con una combinación acertada de personas y tecnología.



Los reductores realizan la función clave de reducir el régimen de giro del motor al régimen óptimo para la hélice.

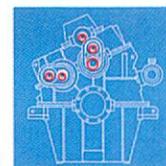


Servosistemas de aceite
 El sistema hidráulico para control del paso de la hélice puede combinarse con el sistema de lubricación del reductor.

REINTJES y BERG han sentado las bases para ello reuniendo los elementos que forman un sistema integrado de propulsión. Por ejemplo, nuestro departamento de construcción emplea avanzados programas de ordenador para calcular con la mayor precisión posible las combinaciones de transmisión y hélice que producen el mejor resultado para el perfil operativo de un buque dado.



Toma de fuerza
 Si es necesario, los reductores pueden ir dotados de toma de fuerza adicional (PTO/PTI). Nuestro sistema ofrece muchas posibilidades para ello.



REINTJES
REINTJES ESPAÑA, S.L.
 Extremadura, 5
 28110 Algete (MADRID)
 Tel: 628 03 42
 Fax: 628 01 18

LOS EXPERTOS



Dispone de los siguientes **equipos auxiliares:**

- 2 motores auxiliares CUMMINS 6BS. 9 G(M) de 73 HP a 1.500 rpm.
- 2 alternadores ARIES, tipo CM 35, de 60 KVA, 220 V, 50 Hz.
- 2 bombas de servicios generales, AZCUE CA-50/3, de 14 m³/h, 26 m.c.a., 3 HP, 2.900 rpm, una de ellas accionada por un motor propulsor a través de un embrague electromagnético, 20 V DC.
- Un sistema de presión de agua dulce AZCUE EP-4 BOX/CP-25/160, con un tanque de 26 l de capacidad.
- Una bomba de trasiego AZCUE BT-IL45D, de 6 m³/h, 1,5 bar, 2 HP, 1.450 rpm.
- Dos ventiladores para la cámara de máquinas WOODS AIR MOVEMENT LTD, de 15.000 m³/h a 50 mm c.a.
- Un filtro de agua /combustible DAHL.
- Un separador de sentinas, POSEIDON, tipo PL15 15 ppm.
- Un electrobomba para el sistema de dispersante químico, FRANK AYLES/AN, tipo Hydro Series 1500, de 150 l/min a 7 bar, y un eyector de 30 l/min a 3 bar.

El equipo de cubierta está constituido por:

- Un molinete electrohidráulico para dos líneas de anclas, HIDROFERSA, tipo HE4, TM 2.19, de 7,5 Kw.
- Un sistema de gobierno electrohidráulico HIDROFERSA, tipo D-110.
- Un paquete de potencia, MARFLEX tipo DHP 120,

incluyendo:

- Un motor diesel DEUTZ F6L912, de 112 HP a 2600 rpm.
- Una bomba hidráulica, de 130 l/min a 320 bar.
- Un compresor de aire MARFLEX TINT 250, de 15 m³/h a 8 bar.
- Una grúa hidráulica EFFER, tipo 8000-25 Marine Crane, de 7.483 Kg. m de potencia máxima y un alcance máximo de 7,848 m.
- Un tambor de enrollamiento de la barrera hidráulica, HIDROFERSA, tipo TH/3 TM, de 3,2/9,2 t de capacidad a 20 rpm y una velocidad de 90 m/min.
- Una bomba hidráulica portátil sumergida, MARFLEX, tipo MSP-200 DS, de 180 m³/h a 70 m.c.a. ó de 100 m³/h a 90 m/min
- Un bote inflable OLIMPIC, capaz de alcanzar una velocidad de 25 nudos, con un motor fueraborda de 25 HP.

La **acomodación** de la tripulación dispone de un sistema de aire acondicionado con un compresor BOCK F2, suministrado por GRENCO IBERICA.

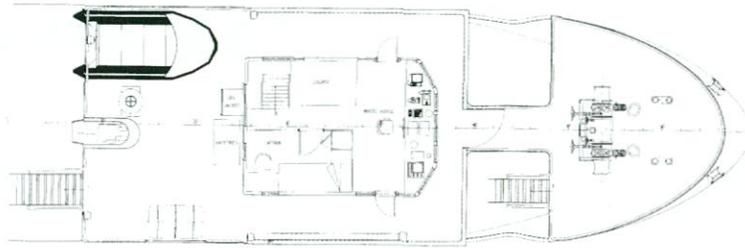
Tiene un sistema de aguas residuales de vacío, EVAC 90 SILENT, con un tanque de acero inoxidable de 1 m³ de capacidad.

El equipo de navegación está constituido por:

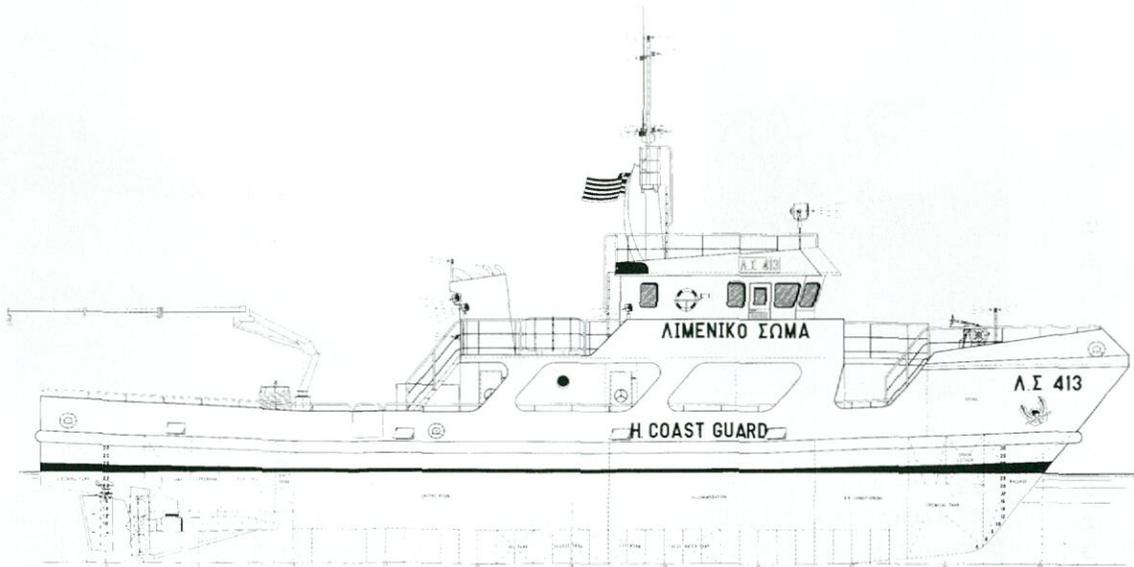
- Un radar FURUNO, modelo 1940, de 48 millas de alcance.
- Un ecosondador FURUNO, modelo FE-6300



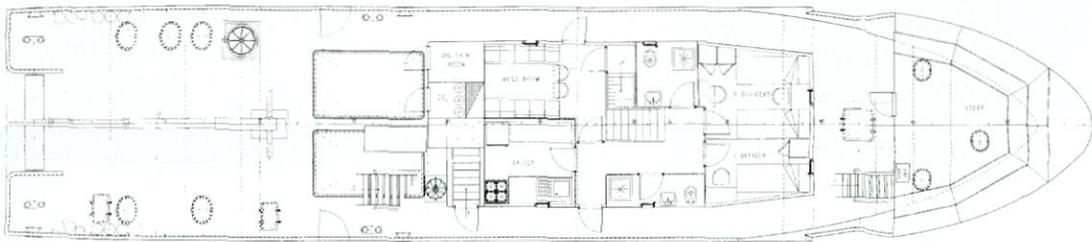
- Un sistema de intercomunicación AMPLIDAN, tipo CAT 018620 y WALK CAT 019670.
- Un sistema de VHF FURUNO, modelo FM-2510, VHF/FM25, 25 canales.
- Un compás magnético UNILUX, tipo MORPES.
- Un proyector PERCO, tipo 884 UP3 WHT High Pedesatl, de 14" ø, 1000W



FORCASTLE DECK



PROFILE



MAIN DECK



LOWER DECK

ENTREGA DEL BUQUE TANQUE "MAR VIRGINIA"



En Unión Naval de Levante-Valencia, ha tenido lugar, en junio de este año, la entrega a MARPETROL del buque tanque "Mar Virginia", destinado al transporte a granel de productos químicos.

El plano de formas del buque "Mar Virginia" corresponde al del "Mar Almudena", que el astillero entregó en diciembre de 1994 al mismo armador. En la zona central de la cubierta de intemperie dispone de brusca de 300 mm. El buque está equipado también con helice del tipo CLT dado el buen resultado obtenido en el buque anterior.

El buque cumple con los siguientes Reglamentos:

- Requerimientos de la Administración Nacional Española para buques de bandera española (SOLAS, CIQ, MARPOL, etc.)
- Reglamento GMDSS.
- Reglas del USCG para buques quimiqueros de bandera extranjera.
- Resolución IMO A 468 (XII), sobre niveles sonoros.
- Norma ISO 6954, sobre límites máximos de vibraciones.

El buque está certificado como IMO 2, y es capaz de transportar sustancias del tipo A, B, C ó D, de acuerdo con la clasificación del Anexo II de MARPOL.

Se le ha asignado la cota de clasificación : L.R.S +100 A1 Chemical Tanker Ship Type 2, + LMC, UMS-PORT, PCWBT, in association with a list of defined cargoes.

Características principales del "Mar Virginia"

Eslora Total	121,000 m
Eslora entre perpendiculares	113,220 m
Manga	18,500 m
Puntal a cub. superior	10,075 m
Calado a plena carga	7,400 m
Peso muerto correspondiente	9.385 t
Capacidad de tanques de carga	10.000 m ³



DISPOSICIÓN GENERAL

El buque dispone de doble forro y doble fondo en toda la zona de carga.

Dispone de 14 tanques de carga, cada uno de ellos equipado con una bomba de pozo profundo, accionada hidráulicamente. Los cuatro tanques de carga de proa están destinados al transporte de fenol. Dispone de tanques de lastre en costados y doble fondo. Las dos bombas de lastre están accionadas por el sistema hidráulico de las bombas de carga.

Todas las superficies interiores de los tanques son de acero inoxidable 316 LN, con contenido de molibdeno superior al 2,5 %. La construcción se ha llevado a cabo utilizando el acero inoxidable especificado en forma de chapa sólida en el doble fondo de los tanques de carga, en los mamparos longitudinales de separación entre los tanques laterales de lastre y los de carga, y en la cubierta. Los refuerzos de cubierta se han situado por el exterior y son de acero normal.

ESTRUCTURA

Para el escantillonado de la estructura del buque se efectuó una modelización de una sección de la zona de carga, por elementos finitos, con objeto de evaluar las zonas más cargadas en las conexiones de los mamparos corrugados entre tanques de carga, el doble fondo y la cubierta superior.

SISTEMA DE CARGA

El sistema de carga del buque dispone de bombas de pozo profundo FRAMO, de 300 m³/h de capacidad las de los cuatro tanques mayores y de 200 m³/h las de los 10 tanques restantes. El buque cuenta también con una bomba de carga portátil de reserva de 80 m³/h. Las bombas pueden regularse desde la central de carga entre 0-100% y dan una presión de descarga de 120 m.c.l. con carga de 0,83 t/m³ y de densidad y 1 cSt de viscosidad. La capacidad máxima de descarga es de 1.000 m³/h. La presión hidráulica de trabajo es de 250 Kg/cm².

Cada bomba de carga dispone de un sistema de rechique de alto rendimiento y todas las operaciones de manipulación de la carga se pueden realizar dentro del concepto de "tanque cerrado".



Toda la tubería de carga y todo los elementos en contacto con la carga son de acero 316 L como mínimo.

El venteo de los tanques de carga se realiza a través de válvulas de presión-vacío, de características reglamentarias, taradas a 0,2 bar sobre la presión atmosférica, con objeto de poder transportar productos considerados tóxicos.

El buque dispone de un sistema de retorno de gases a tierra, de acuerdo con lo requerido por el USCG para terminales de carga en USA.

Los tanques de carga disponen de un sistema de calentamiento por aceite térmico procedente de dos calderas de aceite térmico, HTI-PRODINCO, de 1.000.000 Kcal/h, capaces de quemar HFO de hasta 3.500 sg. Redwood a 100°F. La temperatura de transporte de la carga, con excepción de los tanques de transporte de fenol, es de 50°C. Para circulación del aceite térmico dispone de dos bombas, PRODINCO, de 108 m³/h a 6,3 bar. Los tanques destinados al transporte de fenol disponen además de un sistema de control de temperatura con intercambiador de aceite térmico HTI-PRODINCO, de 372.000 Kcal/h, situado en la cubierta superior, que permite transportar el fenol a 45°C, con temperatura máxima de 90°C en el serpentín de calefacción. Para circulación del aceite térmico para el circuito de fenol dispone de una bomba de 85 m³/h a 5 bar, HTI-PRODINCO.

Para trasiego del aceite térmico dispone de una bomba AZCUE, de 5 m³/h a 3,5 bar.

Los tanques de carga disponen de sistema de niveles a distancia, tipo radar, con lectura desde la Oficina de Carga.

La limpieza de los tanques de carga se lleva a cabo mediante máquinas de limpieza de 15 m³/h cada una, construidas de acero inoxidable AISI 316 L, con dos toberas por unidad.

PROPULSIÓN

El buque está propulsado por un motor diesel Wartsila 8R/32 de 4460 BHP (3.280 Kw) a 750 rpm, que, a través de un reductor VALMET-BALIÑO, con PTO incorporada, y acoplamiento elástico VULKAN RATO S 2201/3121, acciona una línea de ejes y hélice del tipo CLT, de paso variable, cuatro palas, y de alto rendimiento, suministrada por BALIÑO. El equipo hidráulico de maniobra de la hélice es de 750 l, BALIÑO, HUB/OD-BOX 102 XF3/4 70FO.

El buque dispone también de los siguientes equipos auxiliares de la propulsión:

- 2 bombas de A. S de refrigeración, AZCUE, de 255 m³/h a 22 m.c.a.
- 2 enfriadores de agua dulce/salada del motor principal y propulsión, ALFA LAVAL, de 1.940.000 Kcal/h.
- 2 botellas de aire de arranque del motor principal, WARTSILA, de 250 l a 30 bar.
- 1 Módulo aliment. combustible motor principal, WARSILA, WD BM-3000 SS-E.
- 1 módulo bombas alimentación comb. al módulo combustible (2 bombas de 2,2 m³/h a 4 bar, IMO ACE 032).
- 1 bomba reserva A.D. refrigeración M.P alta temperatura, de 96 m³/h a 2 bar, AZCUE.
- 1 bomba reserva A.D. refrigeración M.P. baja temperatura, de 96 m³/h a 2 bar, AZCUE.
- 1 bomba precalentamiento motor principal, AZCUE CP 25/130, de 3,2 m³/h a 0,8 bar.
- 1 precalentador A.D. motor principal, de 31 Kw, ALFA LAVAL M3 FM 16 placas AISI.
- 1 bomba de reserva aceite lubric. motor principal, AZCUE, de 65 m³/h a 4,2 bar
- 1 filtro automático aceite motor principal, ALFA LAVAL LGM 280 BIV 25/4 AO5.
- 1 tanque aceite reductor, de 250 l.
- 1 tanque aceite hélice, de 800 l.
- 1 tanque aceite bocina, de 600 l.



PLANTA ELÉCTRICA

La energía eléctrica del buque es suministrada por tres grupos electrógenos, WARTSILA SACM UD25L6S5D, de 560 HP a 1.500 rpm, un grupo generador de emergencia, VOLVO PENTA TAMD 71 A, de 110 Kw (100 Kw el alternador) a 1500 rpm, situado en la cubierta toldilla, y un alternador de cola, LEROY-SOMER, de 600 Kw.

EQUIPOS AUXILIARES

El buque "Mar Virginia" dispone también de los siguientes equipos auxiliares:

- 1 módulo compresores aire de arranque (2 compres. de 50 Nm³/h a 30 bar), HAM WORTHY ARIES.
- 1 compresor de aire de servicio e instrumentación, TAMROTOR ARIES, de 132 Nm³/h a 7 bar.
- 1 unidad de secado y filtrado de aire de control, de 150 Nm³/h a 7 bar, HAMWORTHY ARIES.
- 1 botella de aire de servicio, de 1000 l a 7 bar, INTERGASA.
- 1 botella de aire de arranque de los motores auxiliares, de 250 l a 30 bar, INTERGASA.
- 1 bomba de trasiego de fuel-oil, AZCUE, de 20 m³/h a 3 bar.
- 1 bomba de trasiego de diesel-oil, AZCUE, de 20 m³/h a 3 bar.
- 1 bomba de lodos, AZCUE, de 5 m³/h a 3 bar.
- 1 tanque de expansión del aceite térmico, de 2.700 l, HTI-PRODINCO.
- 1 tanque de expansión del aceite térmico del circuito de fenol, de 450 l, HTI-PRODINCO.
- 1 caldera de gases de escape, de 800 Kg/h a 7 bar,
- 1 generador de vapor, de 600 Kg/h a 7 bar.
- 2 bombas de agua de alimentación de la caldera de gases de escape, de 1,8 m³/h a 11 bar.
- 1 condensador de vapor sobrante, de 800 Kg/h, 5 m² de superficie.
- 1 enfriador de purgas contaminables, ALFA LAVAL, M3-FM, 61 Kw, 20 placas AISI.
- 1 bomba de trasiego del aceite térmico, AZCUE, de 5 m³/h a 3,5 bar.
- 1 módulo purificadoras de combustible (2 purif. MOPX-205 de 1.500 l/h IFO 380), ALFA LAVAL.
- 1 módulo bombas circulación purificadoras de fuel-oil (2 bombas AZCUE BT 32 D de 1500 l/h), ALFA LAVAL.
- 1 tanque de A.D. purificadoras, de 60 l.
- 1 módulo purificadoras de aceite y diesel-oil, ALFA LAVAL (2 PURIF. MOPX-205 de 1.200 l/h)



- 1 Bomba purificadora aceite lub. motor principal, AZCUE, BT-32D, de 1.200 l/h.
- 1 bomba purificadora D.O y reserva aceite lub. motor principal, AZCUE BT-32D, de 1.200 l/h.
- 1 generador de agua dulce de 9 tons/día, ALFA LAVAL, NIREX JWSP-26-C80.
- 1 bomba de A.S. para el generador de agua dulce de 22 m³/h a 3,8 bar, ALFA LAVAL.
- 1 planta de tratamiento de aguas negras, de 1.600 l/día, HAMWORTHY ARIES.
- 1 bomba de vacío de aguas negras.
- 2 bombas de sentina, lastre y serv. generales, de 95 m³/h, a 3 bar, HAMWORTHY ARIES, C125 VID2.
- 1 módulo separador de sentinas, de 5 m³/h, HAMWORTHY ARIES, tipo HS5 MkII.
- 1 tanque preparación lodos incinerador, de 500 l.
- 1 incinerador de 150.000 Kcal/h, DETEGASA DELTA IRL-15.
- 1 extractor gases incinerador, de 1.200 Nm³/h a 224 mm. c.a., DETEGASA.
- 2 bombas de lastre tanques fuera máquinas, de 250 m³/h a 9 bar, FRAMO C200 HEX 8.
- 2 Bombas de contraincendios, de 70 m³/h a 9 bar, HAMWORTHY ARIES B80 VID1.
- 1 bomba de contraincendios de emergencia, de 50 m³/h a 9 bar, HAMWORTHY ARIES B80 VID2.
- 1 bomba lavado de tanques de carga, de 60 m³/h, FRAMO.
- 1 calentador lavado tanques de carga, de 2.000.000 Kcal/h, PRODINCO.
- 1 oleómetro JOWA 9000.
- 1 polipasto eléctrico desmontaje motor principal, VICINAY Mod, B.10. 4N. 2/1, de 1.000 Kgs.
- 1 equipo hidróforo de A.D. fría sanitaria, (1 tanque de 1.500 l y 2 bombas de 4 m³/h a 5,5 bar), AZCUE.
- 1 esterilizador ultravioleta, de 4.000 l/h, REX IBERICA mod. REX 1A50.
- 1 mineralizador con bomba dosificadora.
- 2 bombas de A.D refrigeración servicios generales, de 45 m³/h a 1,5 bar, AZCUE.
- 1 enfriador de A.D/aceite equipo hidráulico, de 130 Kw, FRAMO.
- 2 compresores de aire acondicionado, de 56760 frigorías/h, SABROE.
- 1 tanque de aceite compresores aire, de 250 l
- 1 tanque de aceite motores auxiliares, de 600 l.
- 1 hélice de maniobra, BALIÑO.
- 1 Equipo de gobierno WILLI BECKER ING.

ACOMODACIÓN

El buque tiene capacidad de acomodación para 18 personas dispuestas en camarotes individuales con aseo incorporado, dentro del más alto estándar eu-

ropeo para este tipo de buques.

Para el servicio de hotel se ha dispuesto una caldera mixta aceite térmico-gases de exhaustación, capaz de generar 800 Kg/h de vapor.

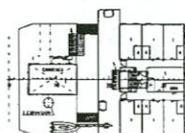
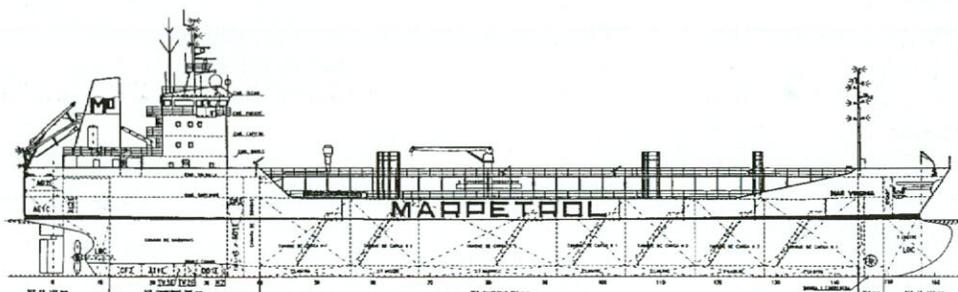
SISTEMA DE CONTROL DE CARGA

El "Mar Virginia" dispone de un sistema de control de la carga para controlar, desde la Oficina de Carga situada en la Cub Toldilla, los parámetros de la maquinaria auxiliar y demás equipos necesarios para el buen funcionamiento del sistema de carga del buque.

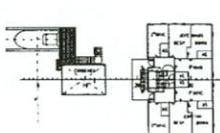
El sistema realiza las siguientes funciones:

- Alarma y vigilancia.
 - Control de las bombas de carga y lastre.
 - Control de bombas y ventiladores auxiliares.
 - Control de válvulas telemandadas y lectura a distancia de los niveles de los tanques de carga y lastre.
 - Lectura a distancia de la temperatura de los tanques de carga.
 - Arranque, parada y señalización de la bomba de lavado de tanques.
 - Monitorización de la presión de descarga en el manifold de las bombas de carga (14), colector de lavado (1) y aspiración y descarga de las bombas de lastre.
- El sistema de control de la carga está constituido por los siguientes equipos principales:
- Estación de control principal de máquinas (2 pantallas y 1 impresora).
 - Equipo de indicación de temperatura.
 - Equipo de indicación de niveles de los tanques de carga y lastre, suministrado por SAAB Marine Electronics.
 - Equipos de control de las bombas de carga.
 - Equipos de control de las válvulas de carga y lastre telemandadas, suministrados por DANFOSS.
 - Mímicos de señalización para lastre y carga.

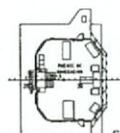




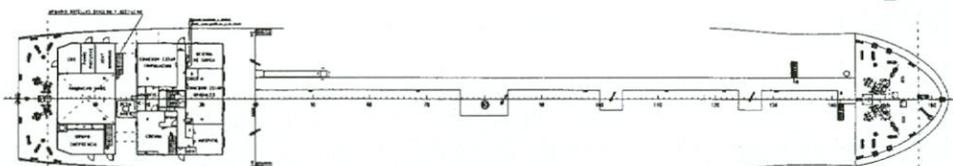
CUB. BOTES



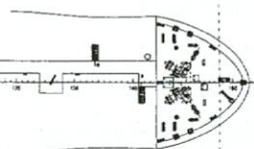
CUB. CAPITAN



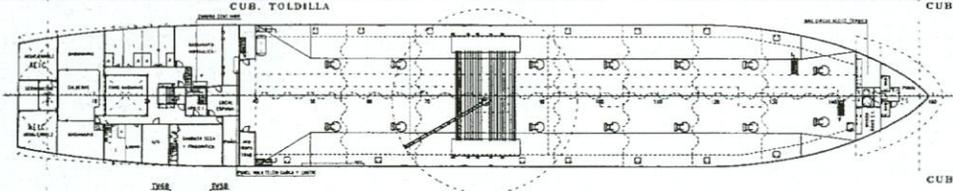
CUB. PUENTE



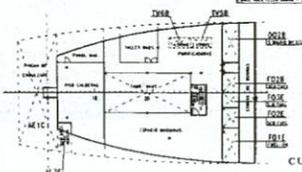
CUB. TOLDILLA



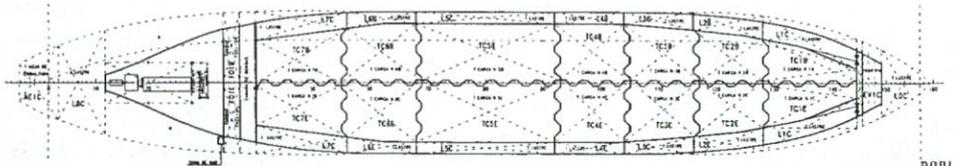
CUB. CASTILLO



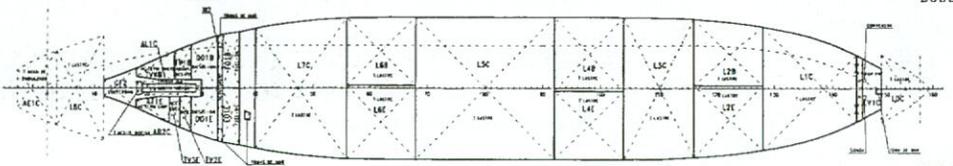
CUB. SUPERIOR



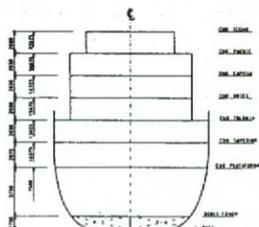
CUB. PLATAFORMA



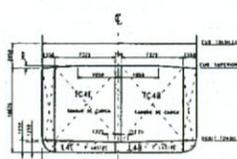
DOBLE FONDO



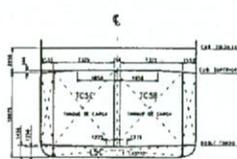
FONDO



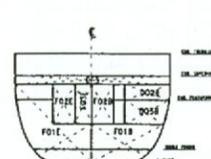
SECCION EN CUAD. 33



SECCION EN CUAD. 100



SECCION EN CUAD. 80

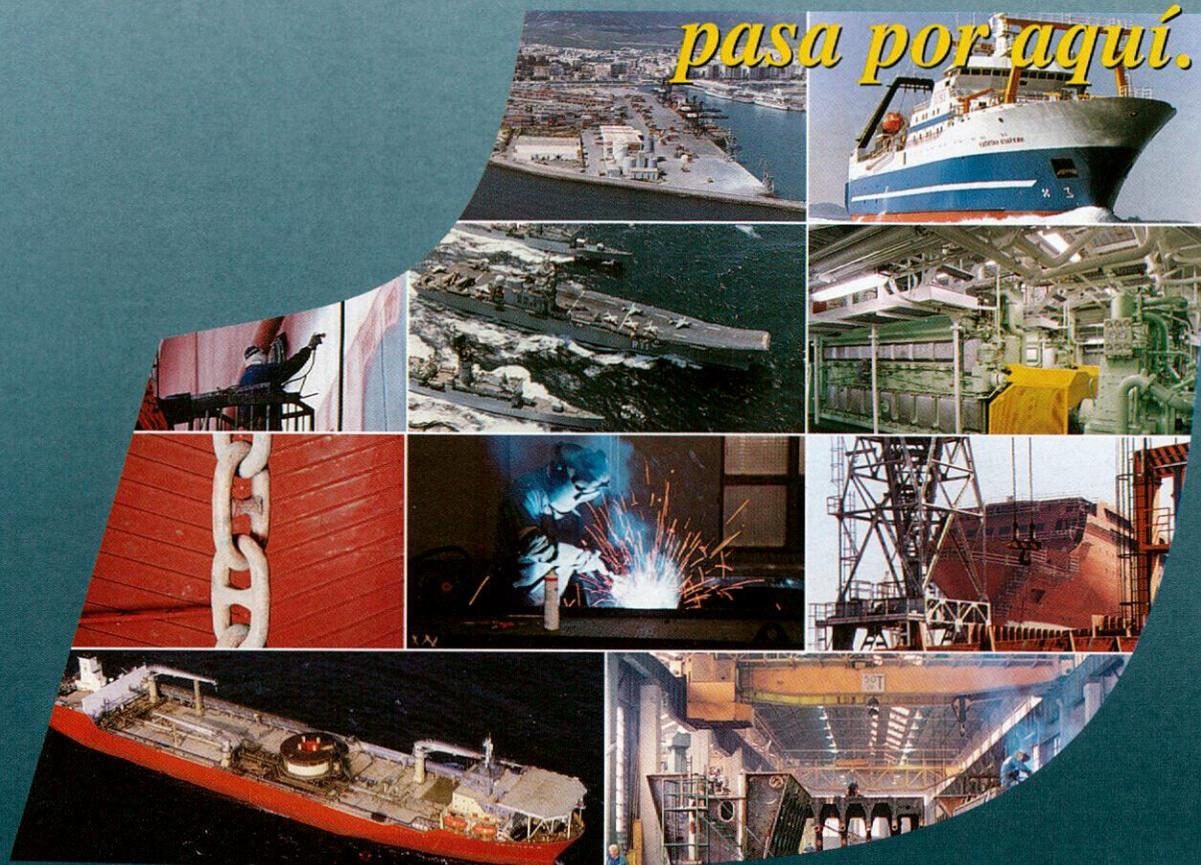


SECCION EN CUAD. 35

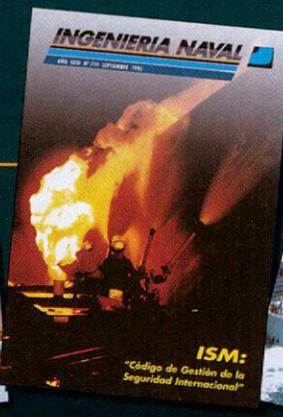
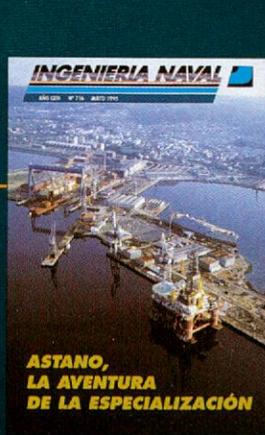
INGENIERIA NAVAL

SI SU CAMPAÑA

pasa por aquí...



...pasa por las manos de quienes deciden y ordenan la compra de su producto. comunicación directa con su objetivo.



Solicite nuestra información de medios y tarifas.



PUBLICIDAD EN EXCLUSIVA

Matiz, Imagen y Comunicación
Galileo 20, 5º B - 28015 Madrid
Teléfono 446 24 42 - Fax 593 34 24

ENTREGA DEL BUQUE DE TRANSPORTE DE LNG "MUBARAZ"

El pasado mes de enero tuvo lugar, en el astillero finlandés Turku New Shipyard, de Kvaerner Masa-Yards, la entrega al armador Abu Dhabi National Oil Company del buque transporte de LNG "Mubaraz", de 135.000 m³, primero de una serie de cuatro buques contratados en abril de 1993. La entrega de los otros tres está prevista para junio de este año y enero y mayo de 1997.

A diferencia de otros buques LNG de 135.000 m³ con cinco tanques, el "Mubaraz" sólo tiene cuatro tanques esféricos de aluminio, de 40,44 m de diámetro, por lo que se han simplificado los sistemas y operación de la carga y se ha reducido el coste de construcción.

El sistema de contención de la carga LNG está basado en el tanque esférico desarrollado por Kvaerner Moss Technology. Es de un proyecto bien probado y que tiene un excelente registro de seguridad ya que, desde que los primeros buques LNG de este proyecto se entregaron al comienzo de la década de los 70, no se ha registrado ningún fallo en este sistema de contención de la carga. Más de dos tercios de la flota ac-

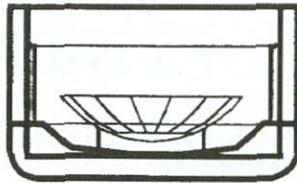
tual mundial de buques LNG, incluidos los que están en cartera, incorporan este sistema.

Los tanques de carga, tienen forma esférica y están fabricados con planchas de aleación de aluminio, magnesio (4,0-4,9%) y manganeso (0,4-1,0%). El gas natural es enfriado a -163° C y se transporta en forma líquida a la presión atmosférica.

El astillero ha desarrollado y patentado un nuevo método de fabricación de los tanques. La construcción está basada en grandes paneles de múltiples chapas. El manejo del panel, y la soldadura e inspección están mecanizadas y automatizadas extensamente. Toda la maquinaria ha sido construída según las propias especificaciones de Kvaerner Masa-Yards, basadas en un extenso trabajo de I & D.

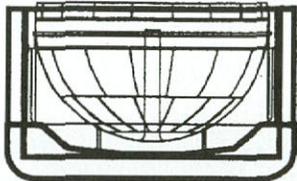
La fabricación y montaje de las esferas tiene lugar en tres modernos talleres de producción, adecuados para la fabricación efectiva de los tanques esféricos de gran diámetro.





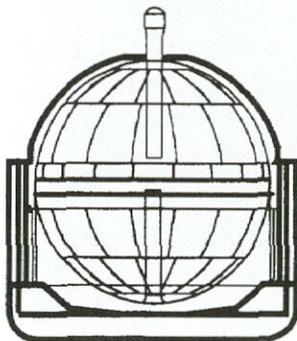
Section A

Lifting on board



Section B

Erection onboard Fitting and welding of sections A and B.
Erection of tower lower part.



Section C

Erection onboard Fitting and welding of sections Band C.
Erection of steel tank cover.
Erection of tower upper part with dome

Montaje del tanque de carga LNG

Los tanques esféricos están soportados a través de un "perfil central" por una faldilla cilíndrica de apoyo, que consta de zonas de aluminio, acero inoxidable y acero, y que conecta la estructura del tanque al casco del buque.

El aislamiento consta de paneles de capas de poliestireno cubiertos con una lámina de aluminio estanca y sirve como una barrera secundaria alrededor de los tanques de carga. El aislamiento se sujeta a la superficie del tanque dejando un pequeño espacio entre ambos, que permite una vigilancia continua de la posible pérdida de gas con la ayuda de gas nitrógeno puro soplado sobre la superficie del tanque.

Cada tanque con su aislamiento está protegido por una cubierta de acero que proporciona también una atmósfera controlada en el interior de cada bodega de carga entre el tanque y el casco. El espacio se rellena con aire seco que puede ser sustituido por gas inerte en una emergencia. Los tanques se enfrían al entrar en servicio y se mantienen fríos también durante el viaje del buque en

lastre, pulverizando una cantidad de LNG en el interior de los tanques de carga a través de unas toberas.

Durante un viaje del buque cargado se evapora una cantidad controlada de LNG, manteniendo estable la temperatura y presión. Este gas "evaporado" se quema en las calderas de generación de vapor y proporciona la mayor parte de la energía para la maquinaria de propulsión.

El aislamiento del tanque y la faldilla de apoyo pueden ser proyectados para un porcentaje de evaporación deseado.

El buque está propulsado por dos turbinas de HP y LP que desarrollan una potencia total de 29.600 KW. El vapor necesario se produce en dos calderas principales de 63 t/h a 64 bar, y en un generador de 12 t/h a 8 bar.

La energía eléctrica es suministrada por tres alternadores de 2.700 Kw, 440 V, 60 HZ, uno de ellos accionado por un motor diesel y los otros dos por turbinas de vapor. También dispone de un diesel generador de emergencia de 700 KVA.

Características principales del "Mubaraz":

Eslora total	289,00 m
Eslora entre perpendiculares	275,00 m
Manga	48,10 m
Puntal a la cubierta superior	27,00 m
Calado de proyecto	11,30 m
Peso muerto	68.500 t
Registro bruto	117.000 GT
Velocidad de servicio	19,5 nudos
Potencia instalada	29.600 Kw
Capacidad de carga	135.000 m ³
Porcentaje de evaporación	0,15 % al día



ADIMDE DESARROLLA LOS PROTOTIPOS DE TRES BUQUES PARA TRÁFICOS SHORT SEA SHIPPING

Por encargo de la Agrupación de Industrias Marítimas de Euskadi (ADIMDE), la empresa de ingeniería Technical Assistance & Project Development (TAPD) ha desarrollado los prototipos de tres buques para el tráfico Short Sea Shipping entre los países de la Comunidad Europea: un granelero de 3.200 TPM, un portacontenedores de 182 TEU's y un ro-ro de 2.000 TPM.

Según ha señalado ADIMDE, se trata de construir buques más pequeños que posibiliten el trasvase de las mercancías transportadas actualmente por carretera entre distancias relativamente cortas.

Para el desarrollo del prototipo de granelero se ha buscado la mínima inversión inicial, por lo que se ha eliminado cualquier suplemento, como accesorios para contenedores y medios de carga, entre otros. Por otro lado, la economía de explotación ha obligado a disponer de medios de atraque y maniobra propios, con el fin de mejorar su autonomía e independencia. Entre estos medios cabe destacar:

- Hélices de maniobra (empujadores transversales)
- Timones activos
- Maquinaria de cubierta de tensión constante.

La planta propulsora estaría constituida por un motor diesel de 900/1.000 rpm, un reductor inversor y una hélice de paso fijo. Se considera que la utilización de combustible M.D.O. simplifica la planta, facilita el mantenimiento y reduce la inversión inicial.

La planta de generación de energía eléctrica estaría constituida por dos grupos electrógenos. La hélice de maniobra será de accionamiento eléctrico y de pallas fijas.

Características principales del prototipo de carguero :

Eslora total	87,5 m
Eslora entre perpendiculares	82,7 m
Manga	13,2 m
Calado	4,8 m
Puntal	6,1 m
Peso muerto	3.200 t
Velocidad de servicio	11 nudos
Tripulación	9 personas

Capacidades:

- Carga (grano)	4.100 m ³
- Agua de lastre	1.500 m ³
- Diesel oil	210 m ³
- Agua dulce	15 m ³

La idea básica del portacontenedores ha sido la de definir un buque que pueda ser considerado como el "semiremolque" del mar. Esta filosofía precisa de una organización en tierra que mueva estos contenedores, desde el origen hasta el destino. El concepto es la utilización de puertos pequeños como entes más próximos y flexibles para dar servicio al cliente, por lo que se plantea un tráfico entre puertos pequeños entre sí y con alguno grande.

El tráfico entre puertos pequeños obliga a disponer de medios propios de carga y descarga de contenedores. El buque podría transportar contenedores frigoríficos.

La autonomía durante las operaciones de entrada y salida de puerto es básica, por lo que se ha com-

ENTRE TU Y EL MAR...





templado la instalación de un empujador transversal y hélice propulsora de paso variable.

Dado que la estadia en puerto es cara se pensó en minimizarla dotando al buque con una gran estabilidad, que admita un mayor grado de libertad en la estiba de los contenedores.

Otro factor que se ha tenido en cuenta es la velocidad, que se ha especificado en 13,5 nudos al 85% de la potencia máxima continua (MCR) del motor principal, por lo que, al contar con un margen de potencia adecuado, se tienen garantías suficientes de regularidad en los viajes independientemente del estado de la mar.

La capacidad de carga real se ha fijado en 182 contenedores, que supone el poder llevar 170 contenedores con una carga de 14 t.

Al disponer de hélice propulsora de paso variable, la solución más económica para la producción de la energía eléctrica es la instalación de un generador de cola y de un grupo auxiliar.

La disposición de guías para contenedores se considera como el mejor medio para agilizar la estiba; sin embargo, en la zona de los finos de proa se contempla la instalación de soportes desmontables, lo

que permite, en caso de que el tráfico lo requiera, habilitar una bodega o parte de ella para carga sin contenedor.

El prototipo de buque ro-ro surge como complemento muy conveniente para participar en varias líneas de tráfico de cabotaje, habiéndose considerado adecuado dotarle de una mayor velocidad.

La operación se concibe en base a un ascensor doble de cierre estanco en la cubierta de francobordo, dos hélices de paso fijo con reductor-inversor y un propulsor de proa.

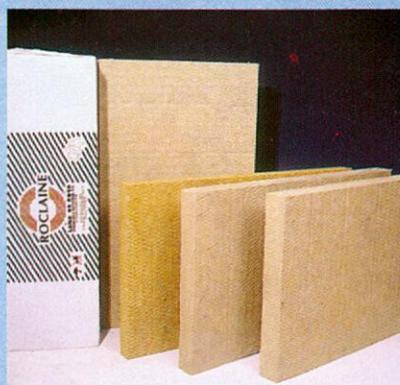
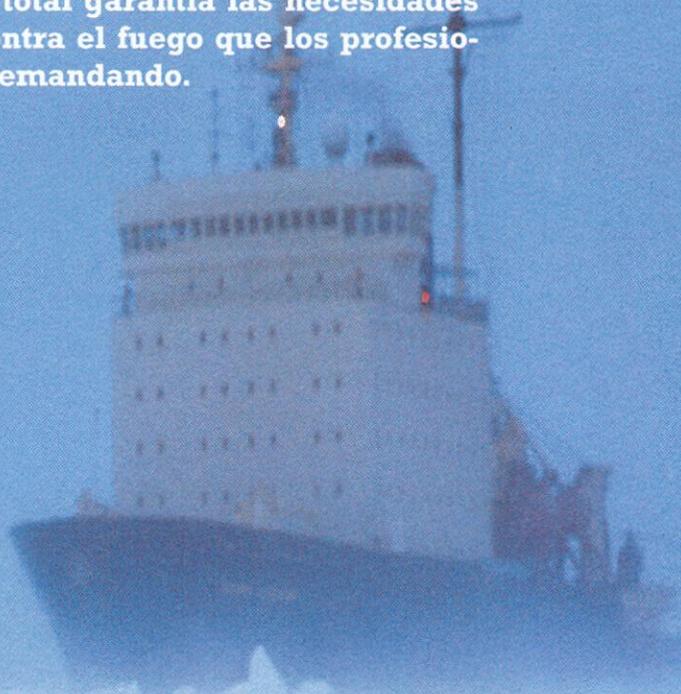
Características principales del prototipo de portacontenedores :	
Eslora total	87,0 m
Eslora entre perpendiculares	82,0 m
Manga	16,0 m
Calado	4,9 m
Puntal	7,0 m
Peso muerto	3100 t.
Tripulación	9 personas.
Velocidad en servicio	13,5 nudos.
Capacidades:	
-Contenedores de 20'	182 TEU
-Agua de lastre	1.450 m ³
-Diesel oil	150 m ³
-Agua dulce	15 m ³

Características principales del prototipo de ro-ro:	
Eslora entre perpendiculares	85,0 m
Manga	16,4 m
Calado	4,9 m
Puntal a la cubierta superior	12,4 m
Puntal a la cubierta de francobordo	6,8 m
Peso muerto	2.000 t
Tripulación	8 personas
Velocidad en servicio	16 nudos.
Capacidades:	
- Agua de lastre	1.450 m ³
- Diesel oil	150 m ³
- Agua dulce	15 m ³
Áreas de cubierta:	
- Doble fondo	450 m ²
- Cubierta de francobordo	1.100 m ²
- Cubierta superior	1.040 m ²
Líneas de 2,9 m de ancho:	
- Doble fondo	114 m
- Cubierta de francobordo	362 m
- Cubierta superior	345 m.

... SOLO HAY UN AISLAMIENTO. ROCLAINÉ

La lana de roca aislante ROCLAINÉ dispone de todas las certificaciones nacionales e internacionales y se produce en el Complejo Industrial de Cristalería Española, S.A. de Azuqueca de Henares, acreditado con el Certificado de Empresa Registrada R de AENOR.

La amplia gama de productos ROCLAINÉ, está concebida para aportar soluciones técnicas y resolver con total garantía las necesidades térmicas, acústicas y de protección contra el fuego que los profesionales de la Construcción Naval están demandando.



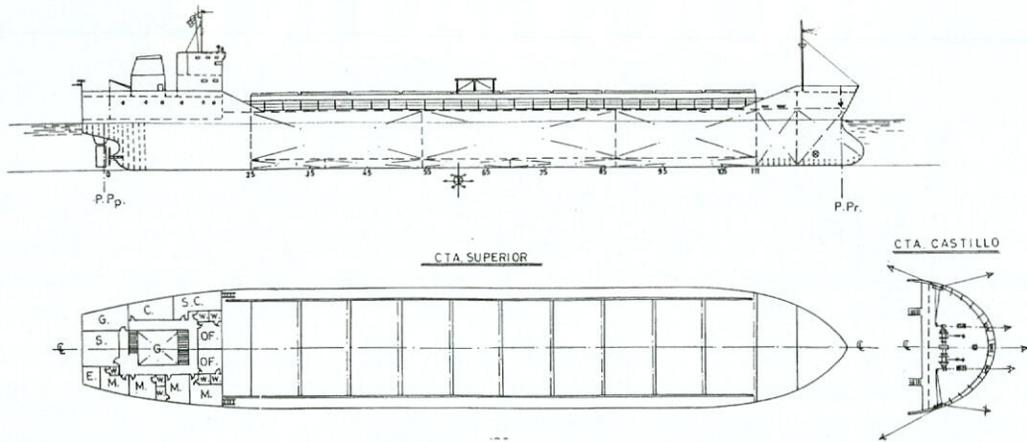
Solero & Solero



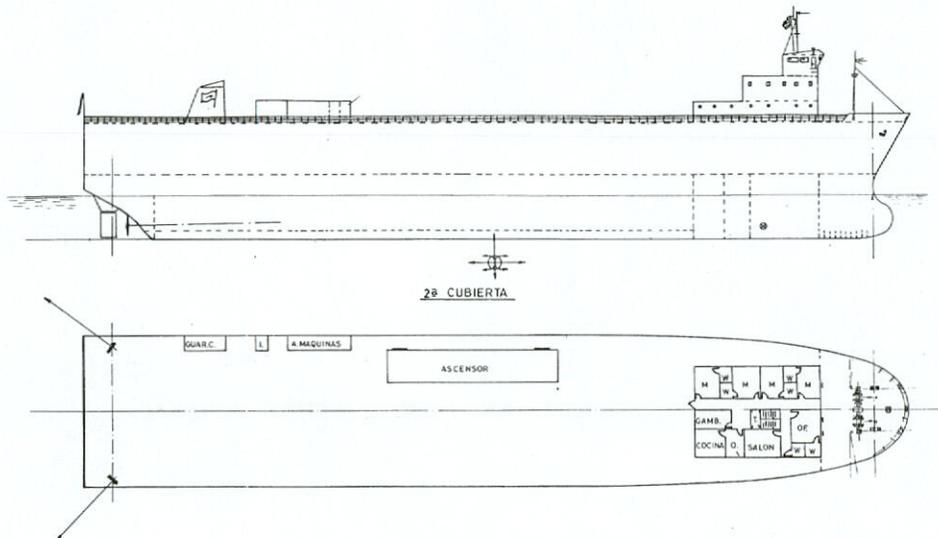
 CRISTALERÍA ESPAÑOLA, S.A.
División Aislamiento



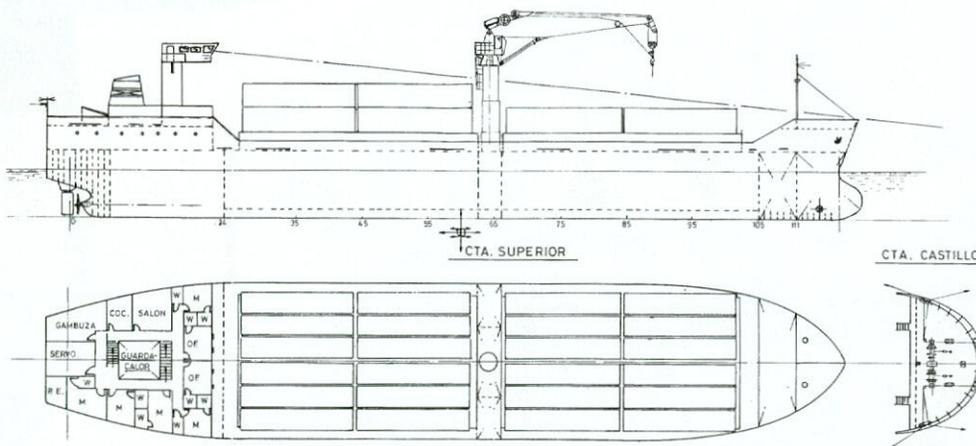
LANA DE ROCA



Disposición general del Carguero de 3.200 TPM



Disposición general del RO-RO



Disposición general del Portacontenedores



ASTILLEROS ARMON

REMOLCADOR DE PUERTO, ALTA MAR, CONTRAINCENDIOS Y ANTIPOLUCIÓN 30,00 M

Astilleros Armón construirá próximamente, para el armador Remolques Unidos S.A. un remolcador de puerto, alta mar, contraincendios y antipolución de 30 m de eslora, igual al CINCHO entregado el 12 de septiembre de 1994 a dicho armador.

Ha sido diseñado para efectuar remolques en alta mar y maniobras en el puerto. Con él se pretendió conseguir la máxima eficacia en las operaciones de maniobra de atraque de buques con la mayor simplicidad de manejo, de forma que pueda ser atendido con un mínimo de tripulación (3 hombres).

La popa despejada y una amplia visibilidad desde el puente facilitan al máximo la seguridad y eficacia en la maniobra; para ello se han dispuesto ventanas en todo el contorno de la caseta, desde la cubierta puente hasta el techo.

MAQUINARIA PROPULSORA Y AUXILIAR

El buque dispone de dos motores propulsores marca CATERPILLAR, mod 3516TA de 2.000 BHP a 1.800 rpm con dos Reductores REINTJES mod. LAF-741, reducción 2,033:1, con PTO. El conjunto acciona 2 equipos propulsores SCHOTTEL tipo SRP-1212 a 250 rpm. de helices.

Para la generación de electricidad dispone de dos grupos auxiliares marca CATERPILLAR mod. 3304T de 127 HP a 1500 rpm con alternador CATERPILLAR de 106 KVA (85 Kw). Para el accionamiento de la bomba c.i. de 800 m³/h dispone de un motor auxiliar CATERPILLAR mod. 3408 TA de 510 CV a 2.100 rpm.

Asimismo dispone de los siguientes equipos auxiliares:

- 1 Grupo motobomba AZCUE tipo AN-33/200, de 10 m³/h a 5 bar, para agua salada y dispersante, de 10 Cv.
- 1 Grupo motobomba AZCUE tipo BO-19/10, de 2 m³/h, para dosificador de dispersante de 1,5 Cv.
- 1 Grupo motobomba AZCUE tipo CA-80/15, de 40 m³/h a 4 bar, para servicios generales, de 15 Cv.
- 1 Grupo motobomba AZCUE tipo CA-80/7 de 70 m³/h a 1,5 bar, para servicios generales, de 7 Cv a 2.900 rpm.
- 1 Grupo motobomba AZCUE tipo BT-IL45D, de 5 m³/h a 2 bar, para trasiego de combustible, de 2 Cv a 1.450 rpm.
- 1 Grupo motobomba AZCUE tipo MV-10C, de 21 m³/h a 15 bar, para líquido espumógeno, de 20 Cv a 2.900 rpm.
- 1 Grupo motobomba AZCUE tipo BO-19/20, de 2 m³/h a 2 bar, para servicio hidróforo de agua dulce de 1,5 Cv a 1.450 rpm y depósito galvanizado de 100 l.

Las características principales del remolcador son:

Eslora total	30,00 m
Eslora entre perpendiculares	26,80 m
Manga de trazado	9,85 m
Puntal	5,40 m
Calado de trazado	4,20 m
Tracción a punto fijo	50 Tn. aprox.
Capacidad de combustible	228 m ³
Capacidad de agua dulce	50 m ³
Capacidad tanque líquido espumógeno	12 m ³
Tripulación en el mar	7 hombres.
Tripulación en puerto	3 hombres.



- 1 Grupo motobomba AZCUE tipo BO-19/20, de 2 m³/h a 2 bar, para servicio hidróforo de agua salada, de 1,5 Cv a 1.450 rpm y depósito galvanizado de 100 l.
- 1 Grupo motobomba AZCUE tipo AF-55/1T25 PB, de 5 m³/h a 1,5 bar, para lodos, de 2 Cv a 1.000 rpm.
- 2 Grupos motobomba AZCUE tipo CA-50/5, de 40 m³/h a 1,5 bar, para reserva de agua salada de los motores propulsores.
- 2 Grupos motobomba AZCUE tipo AN-50/125, de 85 m³/h a 1,5 bar, como reserva de agua dulce, de 7,5 Cv a 2.850 rpm.
- 2 Grupos motobomba AZCUE tipo BT IL 60 D, de 30 m³/h a 5 bar, de reserva de aceite de los motores propulsores, de 15 Cv a 2.850 rpm.
- 1 Bomba centrífuga marca AZCUE tipo BOB-200/50, de 800 m³/h a 14 bar, para servicio contraincendios, absorbiendo una potencia de 425 Cv a 2.100 rpm.
- 2 Filtros de combustible FACET mod. VFCS-21-C con alarma.
- 1 Separadora de combustible ALFA LAVAL MAB-104, de 2.000 l/h
- 1 Separadora de aceite ALFA LAVAL MAB-104, de 1.500 l/h.
- 1 Compresor de aire ATLAS COPCO LX-108E-50, de 1 Cv.
- 2 ventiladores de cámara de máquinas WOODS tipo 19-J, de 15.000 m³/h a 40 mmca. con motor de 7,7 Cv.

MAQUINAS DE CUBIERTA

- 1 Maquinilla de remolque de 2 carretes de 500 m diámetro 45 y 700 m diámetro 45 con tracción 15

t a 11 m/min y tiro estático de 80 t con control remoto desde el puente y control local desde la propia maquina.

- 1 Carrete para sarga de 1 Tn. de tiro con capacidad de 80 m de diámetro de 20 mm.
- 1 Gancho de remolque FERRY serie 1514 TN-50 de 50 t de carga de trabajo con disparador en 5 puntos y amortiguador de balance.
- 1 Grúa PALFINGER mod PK-8000-MB de 0,8 Tm con un alcance máximo de 11,2 m.
- 1 Molinete de anclas para cadena de 20,5 mm con motor eléctrico 15 Cv con un tambor para 100 m de malleta de diámetro 80 mm y 50 Tn de tiro estático.
- 1 Cabrestante vertical de 5.000 Kg de tracción, 15 m/min.

CONTRAINCENDIOS EXTERIOR

- 2 Monitores agua espuma PROTEC-FIRE mod M-900-2V de 400 m³/h a 14 bar con sus lanzas correspondientes.
- 1 Mezclador PROTEC-FIRE mod VZ-250 con 52 boquillas pulverizadoras distribuidas a lo largo del buque y 10 boquillas con tangores.
- 1 Mezclador de espumógeno ITURRI mod PR-6

EQUIPOS ELECTRÓNICOS

- 1 Radar FURUNO mod FR-8100 de 72 millas 10 Kw.
- 1 Radar FURUNO mod FR-1731 de 24 millas.
- 1 Sonda FURUNO mod. FCV-561.
- 1 Sistema de navegación GPS FURUNO mod. GP-70.
- 1 Receptor de cartas meteorológicas FURUNO mod FAX-208.
- 1 Preamplificador Facsimil mod FAX-5.
- 1 Piloto automático ROBERTSON mod AP-90
- 2 V.H.F. SAILOR mod RT-2048.
- 2 Antenas V.H.F. alta ganancia.
- 1 Receptor de banda fija SAILOR mod. R-501.



- 1 Antena receptor de socorro.
- 1 Radiotelefonía SAILOR P/2000 onda media y onda corta de 250 W.
- 1 Antena Shakespeare alta ganancia 8,5 m.
- 1 Intercomunicador para 6 servicios.

EQUIPOS VARIOS

El buque dispone también de los siguientes equipos:

- Material reglamentario según SEVIMAR grupo III clase T.
- 1 Central de alarmas contra incendios con 5 detectores iónicos.
- 1 Armario frigorífico BURAGLIA CR-500-R de 386 l.
- 1 Arcón congelador BURAGLIA CA-400 de 353 l.
- 1 Cocina BURAGLIA CPE-80 C.5 de 12 Kw.
- 1 Unidad climatizadora ELYTE tipo UF-060 de 15.000 Fr/h.
- 1 Ventilador extractor de cocina WOODS 9,5 Kg de 1.000 m³ a 30 mca. 0,5 Cv.
- 1 Equipo de teléfono autogenerado de 3 estaciones.
- 1 Sirena MKT-75/350.
- 1 Telégrafo de órdenes tipo botonera.
- 1 Proyector SEEMATZ tipo WS-351 de 500 W.

REMOLCADOR "LIEVEN GEVAERT"

Astilleros Armón ha entregado el primero de una serie de remolcadores Voith Water Tractor para la compañía belga Societé de Remorquage et Sauvetage, el LIEVEN GEVAERT.

Los seis buques para la belga SRS llevan propulsión tipo cicloidal Voith Water Tractor. Armón ha construido también remolcadores para armadores españoles, en este caso con propulsión hélice-timón Schotte. Este año entrarán en producción otros dos remolcadores de propulsión azimutal para un Armador italiano.

Astilleros Armón se ha convertido en líder en la construcción de remolcadores con todo tipo de propulsión no convencional, además de otros tipos de buques como el pesquero.

El Lieven Gevaert, es un remolcador de puerto y altura de 30 metros de eslora con la notación FI-FI-1 de la sociedad de clasificación Lloyd's Register.

Ha sido proyectado y construido para efectuar maniobras y remolques en puerto y remolques en puerto y en alta mar, así como otras tareas de escolta de petroleros y otras embarcaciones.



La maquinaria del buque está compuesta por dos motores diesel marca DEUTZ, tipo SBV-8M-628, de 1.500 Kw a 900 rpm, de arranque neumático y alcanza una velocidad de 13 nudos. Los motores auxiliares son de la marca VOLVO tipo TMD 120 A, de 215 HP a 1.500 rpm.

El buque posee además una maquinilla de remolque Fluidmecánica, tipo CHR-1500-120 con 500 m de cable de capacidad y estibador automático e incorpora asimismo una maquinilla auxiliar con capacidad para 100 m de cable.

El buque posee además una grúa Palfinger tipo PK-8000 M de accionamiento hidráulico con capacidad de 4 T a 2 m y 0,5 T a 11 m de alcance.

El equipo contra-incendios consta de dos bombas Kvaerner a 14 bar.

Las características generales del buque son las siguientes:

Eslora total	30,000 m
Eslora entre perpendiculares	28,50 m
Manga	11,00 m
Puntal	4,50 m
Calado	3,40 m
TRB	275
Potencia propulsora	2x2000 BHP
Velocidad en pruebas	13 nudos.
Tracción a punto fijo	40 T
Tripulación	8



HAY COSAS QUE HABLAN POR SI MISMAS

Artículos del Colegio Oficial de Ingenieros Navales

C U P O N D E P E D I D O

Si, deseo que me envíen el (los) artículo (s) que señalo a continuación

ARTICULO	PRECIO	ENVIO ESPAÑA	EXTRANJERO
<input type="checkbox"/> Metopa fundida en bronce sobre madera noble	5.000	700	2.000
<input type="checkbox"/> Corbata de seda con anagrama	3.000	275	350
<input type="checkbox"/> Sujeta corbatas en plata con baño de oro y esmaltado	4.000	250	300
<input type="checkbox"/> Gemelos en plata con baño de oro y esmaltado	7.000	250	300

Nota: Estos precios llevan incluido el I.V.A.

NOMBRE

APELLIDOS

DIRECCION

C.P.

CIUDAD

PROVINCIA

PAIS

FORMA DE PAGO

Adjunto talón bancario

Contra reembolso

Tarjeta VISA

Nº TARJETA VISA

FECHA DE CADUCIDAD

FIRMA DEL TITULAR



COLEGIO OFICIAL DE INGENIEROS NAVALES



CONSIDERACIONES SOBRE LA MODELIZACION MATEMATICA DE LA ACCION QUE UNA HELICE EJERCE SOBRE EL AGUA (2ª PARTE)

GONZALO PÉREZ GÓMEZ

Doctor Ingeniero Naval
Director General de SISTEMAR, S.A.
Profesor Titular de la E.T.S.I. Navales de Madrid.

JUAN GONZÁLEZ-ADALID

Ingeniero Naval
Director Técnico de SISTEMAR, S.A.

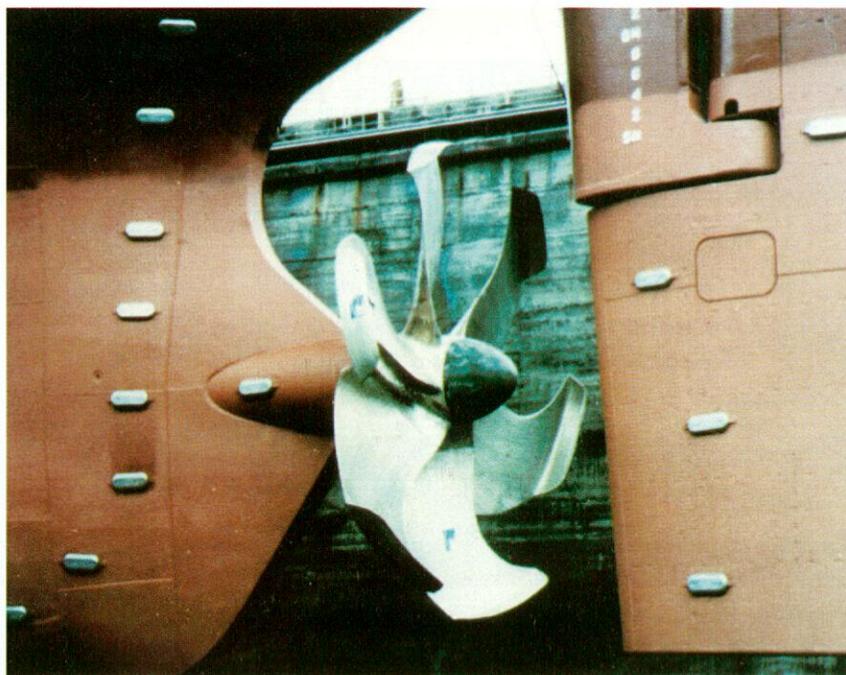
(Continuación del número anterior)

3. CONSIDERACIONES EN TORNO A LAS CONDICIONES DE CONTORNO TRIDIMENSIONALES QUE LAS PALAS DE UNA HELICE EJERCEN SOBRE EL AGUA.

Tanto la teoría de las líneas sustentadoras como la Nueva Teoría de la Impulsión modelizan la acción que la hélice ejerce, entre el infinito aguas arriba y el infinito aguas abajo, sobre la vena líquida que fluye a través del disco de la hélice.

En ambas modelizaciones se ignora la geometría tridimensional de la hélice. En la teoría de las líneas sustentadoras, las palas se modelizan mediante unas líneas de torbellinos radiales situadas en un plano perpendicular a la línea de ejes, mientras que en el caso de la Nueva Teoría de la Impulsión, las palas se modelizan mediante un disco actuador situado también en el mismo plano perpendicular a la línea de ejes.

Al calcular las velocidades inducidas, la influencia del buque se tiene en cuenta al definir la distribución radial de los valores medios circunferenciales de las componentes axiales de la velocidad del agua en el infinito aguas arriba del disco de la hélice.



Una vez que se han calculado las velocidades inducidas en el plano de la hélice, por cualquiera de los dos procedimientos anteriormente mencionados, es preciso reemplazar los elementos matemáticos modelizadores, por las secciones anulares de las palas de la hélice cuyo comportamiento ha sido modelizado.

Se estima oportuno recordar que cuando se realiza esta nueva etapa de cálculo dentro del proceso de diseño de una hélice, se efectúan las hipótesis no exactas que se comentan a continuación:

a) Al calcular la curvatura bidimensional (sin tener en cuenta las correcciones tridi-



mensionales) de las secciones anulares de las palas de la hélice se aplica el teorema de Kutta Joukowski, sin tener en cuenta que el mismo únicamente resulta aplicable a perfiles planos que se encuentran en presencia de un fluido, sin condiciones de contorno, dotado de un movimiento plano, uniforme y unidireccional, circunstancia ésta que no se presenta en la realidad ya que el agua a su paso por las palas de la hélice experimenta un cambio en su dirección y al mismo tiempo se halla sometida a las condiciones de contorno impuestas por las palas.

b) Cuando se utiliza la teoría de las líneas sustentadoras para realizar el cálculo de las velocidades inducidas en el disco de la propia hélice, se aplica el teorema de Biot-Savart que, como es sabido, únicamente resulta válido para el cálculo de las velocidades inducidas en una región irrotacional por un único tubo de torbellino. Al deducir dicho teorema se acepta como hipótesis de partida que la vorticidad existente en el seno del fluido se halla concentrada únicamente en el tubo de torbellino inductor.

Evidentemente dicho postulado no es compatible con la modelización que se efectúa de la hélice, cuando se utiliza la teoría de las líneas sustentadoras, ya que fuera de cada elemento de torbellino helicoidal inductor existen las superficies helicoidales de torbellinos libres restantes que parten de cada una de las líneas sustentadoras.

También se ha de tener en cuenta que la hipótesis de que los torbellinos libres adoptan posiciones de equilibrio con forma de hélices cilíndricas de paso constante no es correcta ya que dicha hipótesis infringe la ecuación de continuidad.

Asimismo se está aplicando el principio de superposición de efectos que no resulta correcto en este caso ya que los tubos de torbellinos libres están sometidos a fenómenos de interacción que afectan sus posiciones de equilibrio. Esta circunstancia se está teniendo en cuenta recientemente, cuando se utiliza la teoría de las superficies sustentadoras, al considerar que se produce un entrelazado ("roll up") entre los torbellinos libres que parten de los tramos últimos de las líneas sustentadoras.

c) Cuando se procede a determinar las curvaturas y los ángulos de ataque bidimensionales de las diversas secciones anulares de las palas de la hélice, se acepta que los citados elementos anulares de las palas se comportan como si fuesen perfiles planos en presencia de una corriente de agua unidireccional y uniforme no sometida a condiciones de contorno, cuyas condiciones en el infinito son las que se obtienen al calcular las velocidades inducidas en el disco de la hélice, sin tener en cuenta las circunstancias reales que se han descrito con anterioridad.

El vector velocidad con que atraviesa el agua cada elemento anular de disco ac-

tuador se obtiene formando el polígono de velocidades incluyendo las componentes axiales y tangenciales de las velocidades inducidas en el disco de la hélice.

Es evidente que, con tal forma de proceder, en la etapa de los cálculos que se está analizando, se está suponiendo que las velocidades en el infinito aguas abajo son paralelas a las velocidades en el infinito aguas arriba, hipótesis ésta que es completamente falsa, debido a las condiciones de contorno impuestas por la cascada formada por las secciones anulares de las palas.

d) Se ha de mencionar también que al ser el agua un fluido viscoso, los torbellinos libres que habrían de considerarse no tendrían longitud infinita, y la intensidad sobre cada uno de los diversos tubos de torbellino no se mantendría constante.

Cuando se procede al cálculo de las correcciones tridimensionales, que es preciso introducir en los valores de las curvaturas y de los ángulos de ataque, ambos de naturaleza bidimensional, se pretende corregir las consecuencias de las inexactitudes que se han mencionado con anterioridad, de manera que todo suceda como se ha previsto teóricamente al aplicar la teoría de las líneas sustentadoras o bien al aplicar la Nueva Teoría de la Impulsión, para calcular las velocidades inducidas y obtener una ley de distribución radial de la carga con la que se absorbe la potencia de proyecto a las revoluciones impuestas.

Es preciso insistir en que incluso cuando se pretende calcular las correcciones tridimensionales utilizando la teoría de las superficies sustentadoras se acentúan los inconvenientes mencionados en a), b) y d).

Al modelizar el movimiento del fluido a su paso por la hélice, se ha de tener en cuenta que durante ese tránsito las palas de la hélice han de ceder al fluido la energía E que la hélice recibe del eje de cola. Dicho intercambio de energía se ha de poner de manifiesto por los hechos que las palas



Fotografía de una de las hélices CLT instaladas en el hidroala "Barracuda" de CIA. TRASMEDITERRANEA. Cada hélice absorbe una potencia de 2000CV girando a 986 rpm.

Según informe técnico de la Dirección de Flota, las hélices han mejorado notablemente la fuerza de sustentación del buque en la fase de despegue y han disminuido el consumo de combustible a la velocidad de crucero (33 nudos).

ejerzan sobre el agua, un empuje T y un momento M .

Se acepta que el agua pasa por las diversas secciones anulares de la hélice con unos módulos y unas direcciones que son precisamente los correspondientes de los polígonos de velocidades que se forman haciendo intervenir las velocidades inducidas tanto axiales como tangenciales, calculadas en el disco de la hélice, para cada una de las diversas secciones anulares.

Cuando sale el agua de la hélice por los canales de separación existentes entre cada dos secciones anulares consecutivas, ésta tiene una dirección impuesta por las condiciones de contorno creadas por las caras de presión y de succión de

las secciones anulares y, sin pérdida de generalidad, se puede aceptar que esta dirección coincide con la dirección de la tangente a la línea media de cada una de las secciones anulares, en el borde de salida.

HELICES CLT MAXIMAS PRESTACIONES

- Mejor rendimiento (ahorros de combustible superiores al 10%)
- Mejores características de maniobrabilidad
- Menor extensión de cavitación
- Menores niveles de ruidos y vibraciones
- Para pesca:
 - Mejor interacción con la red
 - Mayor fuerza de tracción (más del 12%)

Versiones de paso fijo o paso variable para todo tipo de buques.

SISTEMAR

Bolivia, 5 • 28016 MADRID
Tel.(91) 457 96 41/457 96 46
Fax (91) 457 94 17



Las circunstancias precedentes evidencian que las diversas secciones anulares de las palas imponen unas condiciones de contorno al movimiento del agua análogas a las características de una cascada de perfiles planos.

En el caso de las hélices CLT, las condiciones de contorno que imponen las palas sobre el agua que evoluciona son 100% análogas a las correspondientes de una cascada de perfiles.

Sin embargo en el caso de las hélices convencionales, las condiciones de contorno impuestas por las secciones extremas de las palas se debilitan ya que se puede producir un flujo de agua radial desde las caras de presión a las de succión de las palas a través de los extremos de éstas, y además las cuerdas de las secciones anulares próximas a los extremos de las palas se reducen hasta anularse.

En los razonamientos que se presentan a continuación se supone, que el efecto de cascada es 100% efectivo en la totalidad de las secciones anulares de las palas y por consiguiente las conclusiones obtenidas son enteramente aplicables a hélices de tipo CLT pero en el caso de hélices de tipo convencional es preciso introducir las correcciones oportunas (ver referencia (15)).

Es evidente, que para conseguir que las secciones anulares de la hélice ejerzan sobre el agua las acciones previstas, y que quedan definidas una vez que resulta ajustada la distribución radial de la carga de la hélice de modo que se garantice que ésta absorbe la potencia de diseño a las revoluciones impuestas, se han de tener en cuenta las especiales condiciones de trabajo de las mencionadas secciones anulares de la hélice.

Es obvio que la hipótesis habitual de que las secciones anulares se comportan como si fuesen perfiles planos que se encuentran en presencia de un movimiento uniforme y unidireccional es falsa ya que la trayectoria del agua es curvilínea y las direcciones de las velocidades del agua antes de entrar en la cascada de secciones anulares y después de salir son diferentes.

En referencia (15) se ha publicado una Nueva Teoría de Cascadas que permite obtener las correcciones necesarias que es preciso introducir en las curvaturas y en los ángulos de ataque bidimensionales con la finalidad de conseguir que las diversas secciones anulares de la hélice ejerzan sobre el agua las acciones que se han previsto al efectuar el cálculo de las velocidades inducidas, es decir, en la fase inicial del diseño de la hélice.

la teoría de las líneas sustentadoras o bien la Nueva Teoría de la Impulsión.

α_L y α_T son los ángulos que las tangentes a la línea media bidimensional, en los bordes de entrada y de salida, forman con la recta que une el borde de entrada y el borde de salida de dicha línea media.

La Nueva Teoría de Cascadas facilita las correcciones K_c y $\Delta_1\alpha$ que es preciso introducir respectivamente en la curvatura y en el ángulo de ataque bidimensionales para contrarrestar las consecuencias de las inexactitudes anteriormente mencionadas y tener en cuenta las condiciones de contorno impuestas por las secciones anulares de las palas al movimiento del agua. Gracias a estas correcciones, las secciones anulares de las palas proporcionarán unas fuerzas eficaces de sustentación iguales a las teóricamente esperadas al efectuar los cálculos correspondientes a la primera etapa de la realización del proyecto de la hélice.

K_c es el coeficiente que permite corregir la flecha bidimensional de la línea media para obtener la flecha tridimensional y definitiva. Por consiguiente, de acuerdo con el principio de linealización que se utiliza en la teoría de los perfiles delgados, las tangentes en los bordes de entrada y salida a la línea media tridimensional estarán multiplicadas respectivamente por el coeficiente K_c .

$\Delta_1\alpha$ es el incremento que es preciso introducir en el ángulo ideal de ataque bidimensional α_i de cada sección anular para contribuir a la consecución del coeficiente de sustentación CL_i en condiciones ideales de ataque, que se desea alcanzar.

β_{io} es el ángulo hidrodinámico de paso de la velocidad relativa del agua (V^*) con respecto al disco actuador.

De la figura 5 se deduce que el agua entrante a la cascada de perfiles sufre una modificación en su dirección de tal forma que al salir de la cascada la velocidad del agua es paralela a la tangente a la línea media tridimensional cuya pendiente con res-

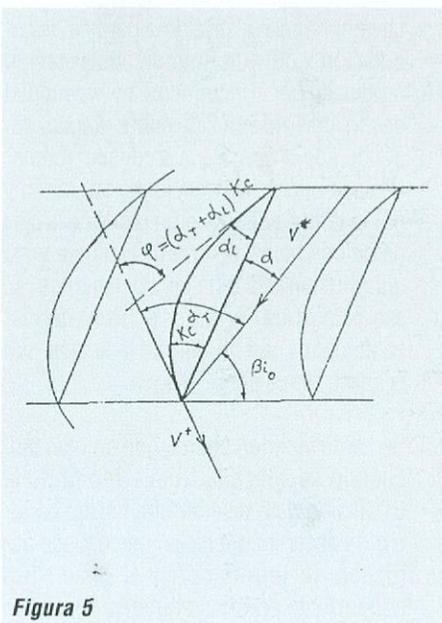


Figura 5

Los desarrollos que se presentan a continuación están basados en la Nueva Teoría de Cascadas.

En la figura 5 se ha representado de manera esquemática el desarrollo de una cierta sección anular de una hélice. En el dibujo únicamente se han representado las secciones de 3 palas pero los argumentos son completamente generales.

Las tres secciones anulares de las palas se han representado mediante sus líneas medias.

V^* es el vector velocidad del agua a su paso por dicha sección anular de la hélice, que se habrá calculado utilizando

pecto a la recta que une los bordes de entrada y salida es $Kc \propto T$.

El ángulo que valora el cambio de la dirección del movimiento del agua, que impondría la cascada en el caso hipotético de que el agua evolucionase tangenteando a la línea media desde su entrada a la cascada hasta su salida es igual a $(\alpha T + \alpha L)Kc$. Dicho ángulo es una medida de la curvatura que tendría el movimiento del agua a su paso por la cascada.

En el caso hipotético que se ha considerado de que las líneas de corriente del agua coincidiesen con las líneas medias tridimensionales de las secciones anulares de la hélice, la fuerza de sustentación que actuaría sobre cada uno de los perfiles sería nula.

Es evidente por lo tanto que la curvatura inducida en el movimiento real del agua a su paso por la cascada de perfiles reduce la magnitud de las fuerzas de sustentación que se desarrollan sobre dichos perfiles por debajo de los valores que se presentarían en el caso de que el flujo de agua fuese bidimensional, uniforme y unidireccional. Por otra parte, debido a la curvatura inducida en el movimiento del agua a su paso por la cascada, se altera la cantidad de movimiento del agua que pasa por unidad de tiempo por la cascada y por lo tanto se producen unas fuerzas en las caras de presión de los perfiles que incrementan las fuerzas de sustentación de éstos.

Nos encontramos ante el hecho de que el valor real de la circulación alrededor de las secciones anulares de las palas de la hélice decrece, a pesar de las correcciones tridimensionales, a consecuencia de las condiciones de contorno que las palas de la hélice imponen al movimiento del agua, pero en contrapartida, sobre las caras de presión de las secciones anulares se desarrollan unas fuerzas de presión no previstas en los cálculos teóricos que hacen que las fuerzas totales de sustentación que actúan sobre las secciones anulares se incrementen, hasta sus valores previstos.

Es evidente que las circulaciones reales que se desarrollan alrededor de las secciones anulares de las palas son menores siempre a sus valores previstos, independientemente de cual sea el tipo de la hélice.

La Nueva Teoría de Cascadas permite obtener los valores de Kc y $\Delta_1 \alpha$ de manera que, las modificaciones que se introduzcan en la geometría bidimensional de las secciones anulares, sean las adecuadas para que las fuerzas de sustentación resultantes tras la pérdida de circulación alrededor de las secciones anulares y tras la aparición de las fuerzas de presión que actúan sobre las caras de presión de las citadas secciones anulares, sean las esperadas al realizar los cálculos de las velocidades inducidas.

Cuando un perfil bidimensional se halla aislado y en presencia de un fluido con un movimiento bidimensional, unidireccional y uniforme, las fuerzas de sustentación son una consecuencia de la depresión que se desarrolla en la cara de succión del perfil y de la sobrepresión que se desarrolla en su cara de presión.

Por lo general, la contribución de la depresión existente en cara de succión suele representar aproximadamente un 60% de la fuerza de sustentación total.

Este hecho justifica que las placas de cierre que existen en las alas de los grandes aviones comerciales actuales, se sitúen preferentemente en la cara de succión de las alas.

Por otra parte, se ha justificado el hecho sorprendente de que a consecuencia de las condiciones de contorno que las palas de una hélice imponen al movimiento del agua, los valores de las circulaciones alrededor de las secciones anulares de las palas decrecen y por lo tanto también decrecen los valores de las fuerzas de depresión que se desarrollan en la cara de succión de las secciones anulares pero en contrapartida los valores de las fuerzas de sobrepresión aumentan.

El coeficiente ε de una hélice convencional en condiciones de navegación libre oscila entre 0.41 y 0.46 (ver refe-

rencia (15)), mientras que dicho coeficiente en el caso de un perfil plano en presencia de un auténtico movimiento unidireccional y uniforme valdría alrededor de 0.6, según se ha manifestado con anterioridad.

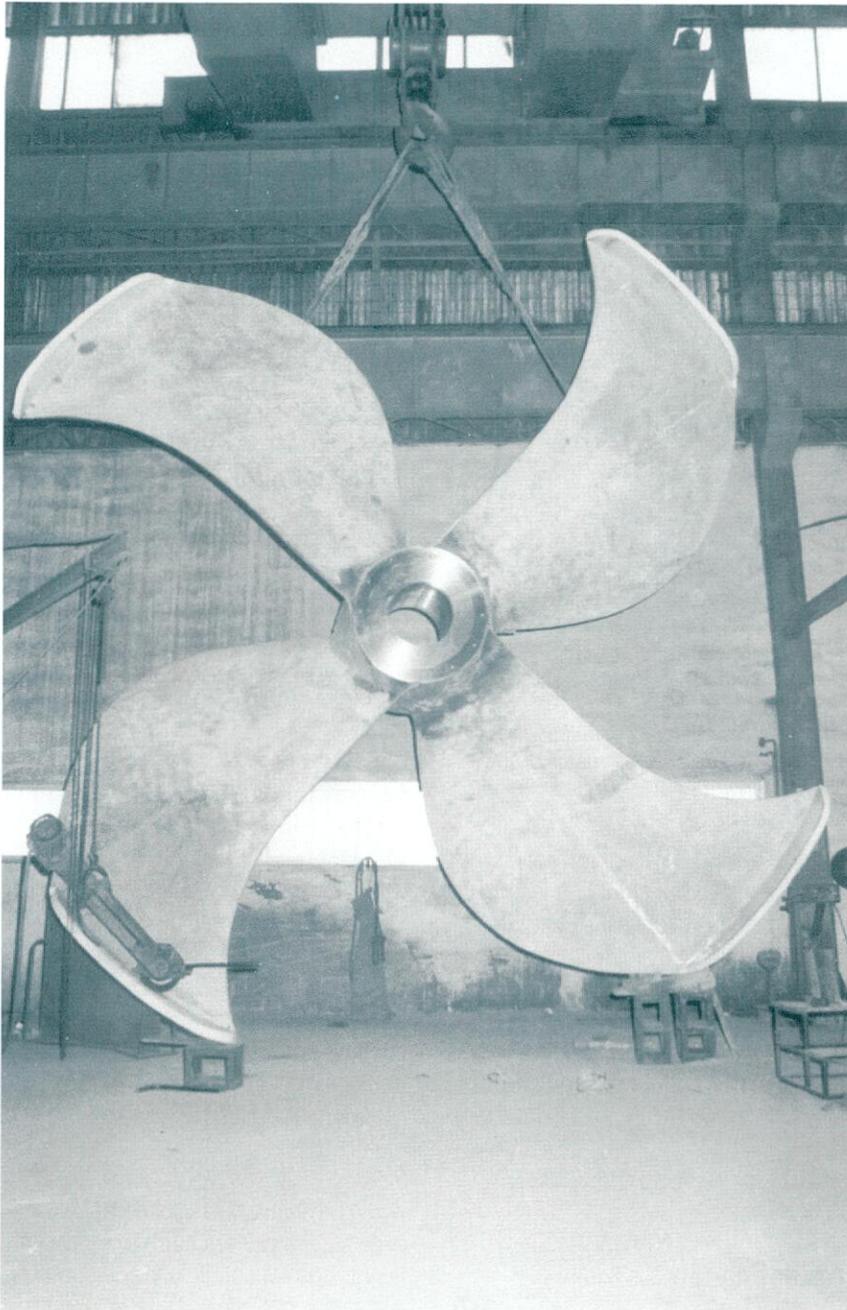
En una hélice de tipo CLT que tenga placas de cierre en los extremos de las palas y que además tenga cargadas las secciones anulares extremas de las palas, el efecto cascada que originan las palas es mucho más importante que el correspondiente de una hélice convencional y por lo tanto las fuerzas de sobrepresión que se desarrollan en las caras de presión de este tipo de hélice son más importantes que las fuerzas de depresión que existen en las caras de succión.

Este fenómeno explica por qué el coeficiente ε de una hélice CLT es inferior al correspondiente de una hélice convencional.

Las diferencias entre los valores de los coeficientes ε correspondientes a un perfil plano y a ambos tipos de hélices son elocuentes sobre la importancia de las consecuencias de la existencia de la cascada, y asimismo resultan ilustrativas de las diferencias que existen entre las condiciones de trabajo de las alas de los aviones y de las secciones anulares de las palas de una hélice.

La importancia relativa de la pérdida de circulación y del aumento de sustentación producido por el incremento en la cantidad de movimiento inducida sobre el agua, dependen de la carga que se desee obtener en cada una de las secciones anulares, y por lo tanto la distribución radial de la carga de una hélice de tipo CLT influye en la distribución radial de los coeficientes ε asociados a los elementos anulares del disco actuador que modelizan la acción que la hélice ejerce sobre el agua.

Se ha de tener en cuenta que en realidad, cuando se aplica la Nueva Teoría de la Impulsión para diseñar una hélice, en lugar de hacer intervenir un único disco actuador, se introduce en el diseño un conjunto de coronas anulares de discos



anular genérica de las palas de la hélice y que $(f/Cr)^3$ es la relación flecha-cuerda tridimensional que se ha introducido realmente en dicha sección.

Sea α_i el ángulo de ataque bidimensional en condiciones ideales que corresponde a la geometría bidimensional de dicha sección anular y α_{i3} el ángulo de ataque tridimensional en las mismas condiciones.

Se verifican las siguientes relaciones:

$$(f/Cr)^3 = Kc(f/Cr)^2 \quad (26)$$

$$\alpha_{i3} = \alpha_i + \Delta_1 \alpha \quad (27)$$

La velocidad V^* del agua a su paso por la cascada de perfiles tiene el siguiente módulo que se obtiene una vez calculadas las velocidades inducidas:

$$V^* = ((V + \Delta V_1)^2 + (r(\omega - \Delta\omega_1))^2)^{0.5} \quad (28)$$

Sea Γ_e la magnitud de la circulación neta que se desarrolla realmente sobre una sección anular de una pala de la hélice. Dicha circulación neta es la que resulta como consecuencia de la acción ejercida sobre el agua por la cascada de perfiles.

Sea Le , la fuerza de sustentación asociada, cuya magnitud se determina a partir de Γ_e suponiendo que ambas están relacionadas por la fórmula de Kutta Jowkowski.

$$Le = \rho V^* \Gamma_e \quad (29)$$

Sea V_c , el valor medio de la velocidad aparente debida a la circulación neta Γ_e , que se desarrolla alrededor de la sección anular de la pala. Se verifica:

$$V_c = \Gamma_e / (2Cr) = Le / (2\rho V^* Cr) \quad (30)$$

Es evidente que la cascada de perfiles es en realidad una ampliación del elemento anular de disco actuador, es decir una ampliación de las singularidades que modelizan la acción que la hélice ejerce sobre el agua que

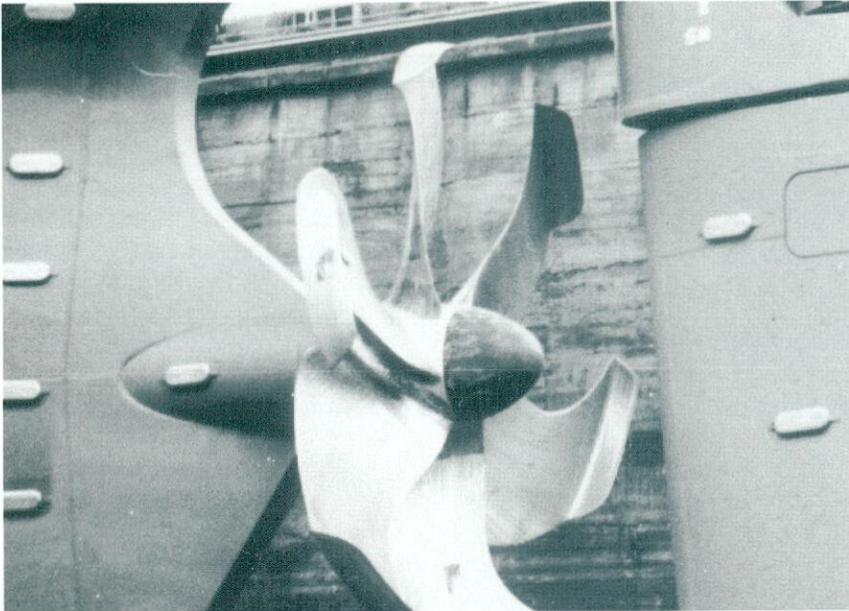
Fotografía de la segunda hélice CLT encargada por CARGILL INTERNACIONAL a SISTEMAR para ser instalada en el bulkcarrier "Comanche" que está construyendo la Factoría de Puerto Real de AESA. El diámetro de la hélice es de 7.9 m. y pesa 37.6 toneladas.

actuadores asociadas cada una de estas coronas a las respectivas secciones anulares de las palas de la hélice.

A continuación se describe el proceso de cálculo que permite deducir la ecuación de compatibilidad que debe satisfacer el coeficiente ϵ correspondiente a un elemen-

to anular de disco actuador teniendo en cuenta la geometría tridimensional de las secciones anulares de las palas de la hélice asociadas a dicho elemento anular de disco actuador.

Supóngase que $(f/Cr)^2$ es la relación flecha-cuerda bidimensional de una sección



Fotografía de la hélice CLT instalada en el buque "Sac Málaga" de la Compañía ERSHIP. Los ahorros de combustible conseguidos con esta hélice han sido superiores al 12%.

La proximidad entre palas, unido a la presencia de las placas de cierre son ilustrativas de las condiciones de contorno que impone la hélice CLT al agua que la rodea cuyas consecuencias han sido modelizadas matemáticamente en el Capítulo 3 de este trabajo.

fluye por el elemento anular de la vena líquida que atraviesa el disco de la hélice.

Al existir un plano de singularidades en la vena líquida que atraviesa el disco de la hélice, las constantes de Bernoulli aguas arriba y aguas abajo de dicho plano han de ser diferentes.

Al estudiar con detalle las sollicitaciones que actúan sobre las palas de la hélice, es decir al ampliar la modelización del disco actuador, se ha de considerar, según se ha manifestado con anterioridad, que las secciones anulares se hallan en presencia de una vena líquida cuyas condiciones en el infinito aguas arriba son las calculadas por la Nueva Teoría de la Impulsión correspondiente al disco de la hélice y las condiciones aguas abajo son las condiciones impuestas por la cascada.

A continuación se aplicará el teorema de Bernoulli a esta modelización ampliada del disco actuador, entre un punto representativo del valor medio de la depresión en la cara de succión del perfil y el infini-

to aguas arriba. Se aceptará que las zonas del agua en contacto con las proximidades del borde de salida pertenecen a la región aguas abajo de la cascada.

$$\frac{1}{2} \rho ((V + \Delta V_1 + V_c \cos \beta_{io})^2 + r(\omega - \Delta\omega_1) + V_c \cos \beta_{io})^2 + P_0 - \Delta P = \frac{1}{2} \rho ((V + \Delta V_1)^2 + r^2(\omega - \Delta\omega_1)^2) + P_0 \quad (31)$$

Efectuando operaciones se obtiene:

$$\Delta P = \rho / 2 ((V_c)^2 + 2((V + \Delta V_1) \cos \beta_{io} + r(\omega - \Delta\omega_1) \cos \beta_{io}) V_c) \quad (32)$$

Por otra parte, la fuerza de sustentación total (L) que actúa sobre el perfil estará relacionada con ΔP total mediante la siguiente expresión:

$$\Delta P_{total} = L / Cr \quad (33)$$

Por definición, el coeficiente ϵ de la corona anular del disco actuador que modeliza a la sección anular de las palas de la hélice tendrá el siguiente valor:

$$\epsilon = \Delta P / \Delta P_{total} \quad (34)$$

De (32), (33) y (34) se deduce:

$$\epsilon = \rho Cr / (2L) ((V_c)^2 + 2((V + \Delta V_1) \cos \beta_{io} + r(\omega - \Delta\omega_1) \cos \beta_{io}) V_c) \quad (35)$$

A continuación se deducirá la expresión de Le en función de las propiedades de las secciones anulares de las palas de la hélice correspondientes a un radio genérico r, pero antes es preciso efectuar ciertas aclaraciones.

Supóngase que el coeficiente de sustentación correspondiente a la sección anular de radio r de la hélice es CL, pero que la relación flecha/cuerda se ha elegido de modo que corresponda a un coeficiente de sustentación en condiciones ideales igual a CLI.

Se verificará por lo tanto:

$$a = CL / CLI \quad (36)$$

Se supondrá, en virtud de la Nueva Teoría de Cascadas, que al diseñar la hélice, la relación flecha/cuerda de la sección anular en cuestión se ha incrementado multiplicándose por Kc y que el ángulo de ataque será:

$$\alpha_3 = \alpha_i + (a-1) CLI / (2\pi) + \Delta_1 \alpha + (a-1) \Delta_1 \alpha \quad (37)$$

$\Delta_1 \alpha$ es el ángulo corrector del ángulo ideal de ataque α_i para contrarrestar la influencia de las condiciones de contorno que se han descrito.

Se entiende que las correcciones tridimensionales se introducen mediante un aumento de la relación flecha/cuerda e incrementando el ángulo de ataque en $\Delta_1 \alpha$.

Con las correcciones precedentes, la sustentación real de la sección anular será la esperada y además se conseguirá que

el agua atraviese la sección anular del disco actuador con el ángulo hidrodinámico de paso β_{io} esperado.



Se estima conveniente justificar la expresión (37) ya que los argumentos que se presentan a continuación resultan también de utilidad para desarrollos posteriores.

Como es sabido, el coeficiente CL y el ángulo de ataque de cualquier perfil delgado bidimensional satisfacen la siguiente relación:

$$CL = 2\pi (\alpha + \alpha_0) \quad (38)$$

α es el ángulo de ataque y α_0 es el ángulo de sustentación nula.

Tomando incrementos se obtiene:

$$\Delta CL = 2\pi \Delta\alpha \quad (39)$$

El ángulo ideal de ataque y tridimensional para obtener la sustentación CLi es:

$$\alpha_{i3} = \alpha_i + \Delta_1\alpha \quad (40)$$

Para alcanzar el coeficiente de sustentación CL con la flecha tridimensional igual a $Kc(f/cr)^2$, se ha de incrementar el ángulo de ataque en:

$$\Delta\alpha = \Delta CL / (2\pi) = (CL - CL_i) / (2\pi) = (aCL_i - CL_i) / (2\pi) = ((a-1)CL_i) / (2\pi) \quad (41)$$

Pero a su vez será preciso introducir en este ángulo la corrección tridimensional.

Si con $\Delta_1\alpha$ se corrige el ángulo α_i con el que se obtiene un coeficiente de sustentación CLi, para corregir el ángulo bidimensional con el que se obtiene la sustentación complementaria (CL-CLi) se deberá introducir la siguiente corrección:

$$\Delta_1\alpha (CL - CL_i) / CL_i = (a-1)\Delta_1\alpha \quad (42)$$

La igualdad (37) se transforma en la siguiente:

$$\alpha_3 = \alpha_i + (a-1) / (2\pi) CL_i + a \Delta_1\alpha \quad (43)$$

La corrección global del ángulo de ataque bidimensional es $a\Delta_1\alpha$.

Al final del capítulo se facilitan las expresiones que permiten calcular Kc y $\Delta_1\alpha$, y que han sido deducidas en la Nueva Teoría de Cascadas cuyos desarrollos han sido publicados en ref. (16) y en ref. (22).

A continuación se describen los fenómenos que se presentan en la cascada de perfiles y se deduce la expresión de Le.

Las secciones anulares de las palas tienen en realidad una relación flecha-cuerda igual a $Kc(f/cr)^2$.

1) Si un perfil bidimensional de relación flecha/cuerda igual a $Kc(f/cr)^2$ funcionase aislado y en presencia de un flujo unidireccional y uniforme con un ángulo de ataque $Kc\alpha_i$, le correspondería un coeficiente de sustentación Kc CLi.

Como en realidad el ángulo de ataque bidimensional de las secciones anulares es α_i , es preciso introducir una corrección en el coeficiente de sustentación KcCLi para tener en cuenta su menor ángulo de ataque.

En virtud de la igualdad (39) dicha corrección es igual a:

$$2\pi (Kc-1) \alpha_i$$

El coeficiente de sustentación CL1 correspondiente a la flecha $Kc(f/cr)^2$ y que además está asociado al ángulo de ataque α_i

tiene la siguiente expresión:

$$CL1 = KcCL_i - 2\pi (Kc-1) \alpha_i \quad (44)$$

2) Como es sabido, la cascada de perfiles provoca una disminución en la efectividad del ángulo tridimensional de ataque igual a la corrección $\Delta_1\alpha$ que se introduce para tener en cuenta dicha circunstancia.

En consecuencia se produce una disminución en el coeficiente de sustentación igual a CL2.

$$CL2 = 2\pi \Delta_1\alpha \quad (45)$$

3) Para recuperar dicha pérdida de sustentación se ha de incrementar el ángulo de ataque en $\Delta_1\alpha$ con la finalidad de incrementar el coeficiente de sustentación en CL2.

4) Como es sabido, cuando el agua llega al plano de entrada de la cascada, su velocidad inducida angular $\Delta\omega_1$ es nula. Así mismo, el módulo V^* se alcanza a la salida de la cascada de perfiles y por lo tanto el módulo V_e de la velocidad a la entrada de la cascada es diferente de V^* .

Sea φ el ángulo que forma la dirección de la velocidad con la que el agua llega a la cascada de perfiles, con la dirección βi_0 con la que el agua atraviesa el disco actuador.

El módulo del vector velocidad a la entrada es:

$$V_e = V^* (\sin\beta i_0 / \sin(\beta i_0 - \varphi))$$

Considérese que el coeficiente de sustentación fuese únicamente CLi, el ángulo de salida del agua de la cascada sería:

$$\beta i_0 + \alpha_i + \Delta_1\alpha + Kc\alpha_T$$

La masa de agua que fluiría por unidad de longitud radial a través de la sección existente entre dos palas consecutivas sería:

$$(2\pi r_p) V^* / z \sin(\beta i_0 + \alpha_i + \Delta_1\alpha + Kc\alpha_T)$$

El agua a su paso por la cascada de perfiles experimentaría un cambio de dirección igual a:

$$\varphi + \beta i_0 + \alpha_i + \Delta_1\alpha + Kc\alpha_T$$

La sustentación perdida a consecuencia de la curvatura inducida sobre el agua a su paso por la cascada sería:

$$CL4 = CL_i (Kc\alpha_T + \alpha_i + \Delta_1\alpha) / (\alpha_{T0} + \alpha_{L0}) \quad (46)$$

5) La curvatura inducida sobre el agua por la cascada de perfiles incrementa la cantidad de movimiento del agua y por lo tanto produce unas fuerzas de presión sobre las caras de presión de los perfiles que eviden-

temente no contribuyen a incrementar la circulación existente alrededor de los perfiles.

Proyectando el incremento de la cantidad de movimiento en la dirección perpendicular a β_{io} y dividiendo dicho incremento por $1/2 \rho V^* Cr$ se obtiene el coeficiente de sustentación asociado CL5.

$$CL5 = (4 \pi r / (ZCr)) \text{sen}(\beta_{io} + \alpha_i + \Delta_1 \alpha + Kc \alpha_T) (\alpha_i + \Delta_1 \alpha + Kc \alpha_T + \varphi) \text{sen}(\beta_{io}) / \text{sen}(\beta_{io} - \varphi) \quad (47)$$

Se ha optado por considerar que el ángulo $\alpha_i + \Delta_1 \alpha + Kc \alpha_T + \varphi$ es de pequeña magnitud y se supone equivalente a su seno.

6) Como se pretende alcanzar el coeficiente de sustentación CL, manteniendo la curvatura adoptada pero incrementando el ángulo de ataque tridimensional en $((a-1)CLi) / (2\pi)$, si no existiesen efectos tridimensionales se incrementaría el coeficiente de sustentación en CL6.

$$CL6 = (a-1)CLi \quad (48)$$

7) Como es sabido, la cascada de perfiles provoca una disminución en la efectividad del ángulo de ataque tridimensional igual a $(a-1) \Delta_1 \alpha$, que produce una disminución en el coeficiente de sustentación igual a:

$$CL7 = (a-1) \Delta_1 \alpha / (2\pi) \quad (49)$$

8) Para recuperar CL7 se ha de incrementar el ángulo tridimensional de ataque en $(a-1) \Delta_1 \alpha$, pero dicho aumento de ángulo de ataque no repercute integralmente en un aumento de circulación alrededor del perfil, ya que se incrementa la curvatura inducida en el agua en:

$$CL8 = CLio((a-1) \Delta_1 \alpha + (a-1) CLi / (2\pi)) / (\alpha_{Lo} + \alpha_{To}) \quad (50)$$

Adicionalmente se incrementa también la cantidad de movimiento del agua por encima de CL5. Dicho incremento es igual a:

$$CL9 = (4\pi r / (ZCr)) \text{sen}(\beta_{io} + \alpha_i + \Delta_1 \alpha + ((a-1)CLi) / (2\pi) + (a-1) \Delta_1 \alpha) (\alpha_i + \Delta_1 \alpha + (a-1)CLi / (2\pi) + (a-1) \Delta_1 \alpha + \varphi) \text{sen} \beta_{io} / \text{sen}(\beta_{io} - \varphi) - CL5 \quad (51)$$

El coeficiente correspondiente a las fuerzas de sustentación que se consiguen como una consecuencia de la circulación que se desarrolla alrededor de cada perfil es:

$$CLe = CL1 - CL2 + CL2 - CL4 + CL6 - CL7 + CL7 - CL8 - CL9$$

La expresión de la fuerza de sustentación Le producida por el coeficiente CLe y que se debe a la circulación real que se desarrolla alrededor de cada uno de los perfiles es:

$$Le = 1/2 \rho V^2 Cr (Kc CLi - 2\pi (Kc - 1) \alpha_i + (a-1) CLi - CLio (\alpha_i + a \Delta_1 \alpha + (a-1) / (2\pi) CLi + Kc \alpha_T + \varphi) / (\alpha_{Lo} + \alpha_{To}) - 4\pi r / (ZCr) \text{sen}(\beta_{io} + \alpha_i + a \Delta_1 \alpha + (a-1) CLi / (2\pi) + Kc \alpha_T) (\alpha_i + a \Delta_1 \alpha + (a-1) CLi / (2\pi) + \text{sen}(\beta_{io}) / \text{sen}(\beta_{io} - \varphi)) \varphi + 4\pi r / (ZCr) \text{sen}(\beta_{io} + \alpha_i + \Delta_1 \alpha + Kc \alpha_T) (\alpha_i + Kc \alpha_T + \text{sen}(\beta_{io}) / \text{sen}(\beta_{io} - \varphi)) \varphi) \quad (52)$$

Sea L la fuerza de sustentación total que se desea alcanzar teóricamente cuyo coeficiente asociado es CL.

Entrando con la expresión (52) en la expresión (30) se obtiene la siguiente:

$$Vc = L / (2a \rho V^* Cr) (Kc - 2\pi (Kc - 1) \alpha_{io} / CLio + (a-1) - (\alpha_{io} + a \Delta_1 \alpha (CLio) / (CLi) + (a-1) / (2\pi) CLio + Kc \alpha_{To} + \varphi (CLio) / (CLi)) / (\alpha_{Lo} + \alpha_{To}) - 4\pi r / (ZCr CLio) \text{sen}(\beta_{io} + \alpha_i + a \Delta_1 \alpha + (a-1) CLi / (2\pi) + Kc \alpha_T) (\alpha_{io} + a \Delta_1 \alpha CLio / CLi + (a-1) / (2\pi) CLio + \text{sen} \beta_{io} / \text{sen}(\beta_{io} - \varphi)) CLio / CLi + Kc \alpha_{To} + 4\pi r / (ZCr CLio) \text{sen}(\beta_{io} + \alpha_i + \Delta_1 \alpha + Kc \alpha_T) (\alpha_{io} + \Delta_1 \alpha CLio / CLi + Kc \alpha_{To} + \text{sen} \beta_{io} / \text{sen}(\beta_{io} - \varphi)) \varphi CLio / CLi) \quad (53)$$

La expresión (53) permite calcular el valor Vc con el que sería preciso entrar en la igualdad (35) para deducir el valor del coeficiente ϵ correspondiente a la sección anular considerada.

Conociendo el coeficiente ϵ se está en condiciones de calcular nuevamente los valores reales de las velocidades inducidas correspondientes a dicha sección anular y con posterioridad calcular el valor del rendimiento local.

Se estima oportuno insistir en que se ha demostrado que ninguna hélice posee la distribución de circulación que se le atribuye cuando su acción sobre el agua se modeliza mediante la teoría de las líneas sustentadoras. Afortunadamente las fuerzas de sustentación sí son las esperadas, si se han calculado bien las condiciones de contorno impuestas por la cascada de perfiles.

A continuación se transcriben las fórmulas que permiten calcular Kc y $\Delta_1 \alpha$ y que han sido deducidas de la Nueva Teoría de Cascadas (ref. (16) y (22)).

Sean A y B dos variables auxiliares cuyas expresiones son:

$$A = 4\pi r / (ZCr) \text{sen} \beta_{io} / CLio;$$

$$B = 1 / (\alpha_{To} + \alpha_{Lo}) - A$$

$$\Delta_1 \alpha CLio / CLi = \alpha_{To} (\alpha_{Lo} - A \alpha_{Lo} (\alpha_{Lo} + \alpha_{To})) / (\alpha_{Lo} + 2A \alpha_{To} (\alpha_{Lo} + \alpha_{To})) \quad (54)$$

$$Kc = (1 + B (\alpha_{io} + \Delta_1 \alpha (CLio / CLi))) / (1 - B \alpha_{To});$$

De los desarrollos expuestos se ha de concluir que la teoría de las líneas sustentadoras no modeliza satisfactoriamente la acción que las palas de la hélice ejercen sobre el agua.

Por el contrario la Nueva Teoría de la Impulsión resulta plenamente adecuada para este propósito y además aporta información de gran interés sobre la depresión aguas arriba y la sobrepresión aguas abajo que ejerce la hélice sobre la vena líquida.

4. CONSIDERACIONES SOBRE EL ASPECTO DE LA DISTRIBUCION RADIAL OPTIMA DE LA CARGA DE UNA HELICE.

Todo aquél que se enfrenta con la tarea de realizar el proyecto de una hélice adaptada a un campo de velocidades conocido, se

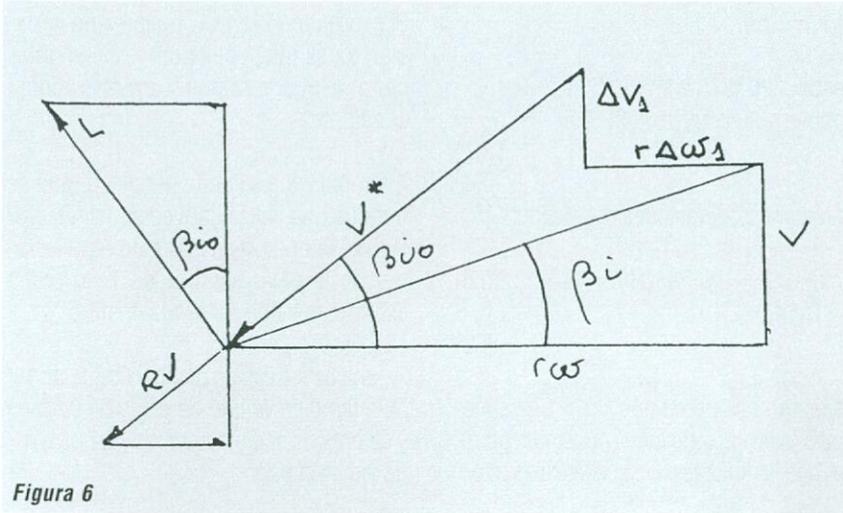


Figura 6

hace necesariamente la pregunta de cuál es el tipo de distribución radial de la carga que ha de utilizar para conseguir el rendimiento más elevado.

En la bibliografía especializada, en el tema de proyecto de hélices, se puede comprobar que la casi totalidad de expertos que han hecho contribuciones en este campo han expresado sus puntos de vista sobre este particular.

En respuesta a este planteamiento, hace ya casi 20 años (referencias (1), (3), (4) y (5)) se formuló, con auxilio de la teoría de las líneas sustentadoras, que la ley de distribución radial de carga óptima debía de caracterizarse por poseer un tramo de circulación constante desde aproximadamente la estación 0.65 hasta el extremo de la pala. Como se ha manifestado con anterioridad, para que este tipo de distribución se consiguiese en la práctica era preciso situar en los extremos de las palas las placas de cierre.

También fué preciso generalizar los desarrollos de Lerbs sobre los factores de inducción de modo que se pudiesen utilizar distribuciones radiales de circulación cuyos valores en los extremos de las palas no fuesen nulos.

Habiendo desarrollado con posterioridad la Nueva Teoría de la Impulsión y demostrado su superioridad sobre la Teoría de las Líneas Sustentadoras (ver referencia (7))

era inevitable tener que plantearse la misma cuestión pero en términos de distribución radial de empujes por unidad de longitud ya que el empuje es la variable de entrada en el cálculo de las velocidades inducidas con auxilio de la Nueva Teoría de la Impulsión, de la misma manera que la circulación es la variable de entrada en la teoría generalizada de las líneas sustentadoras.

La práctica que se ha seguido hasta el momento presente ha sido deducir analíticamente la distribución radial de empujes que ha de utilizarse en función de la distribución radial de circulación que resulta óptima dentro del marco de la Teoría de las Líneas Sustentadoras.

A continuación, se presenta la solución al problema que se ha enunciado ignorando las conclusiones obtenidas al utilizar la teoría de las líneas sustentadoras, y siguiendo los desarrollos de ref.(16).

Con la finalidad de que los desarrollos teóricos no se compliquen extraordinariamente, se efectuará la hipótesis de que se trata de una hélice moderadamente cargada, en la que por lo tanto las velocidades inducidas son de pequeña magnitud en comparación con las otras dos componentes del polígono de velocidades. Por otra parte, cuando se trata de hélices CLT, esta hipótesis resulta muy plausible por el hecho de que las velocidades inducidas por este tipo de hélices poseen unas magnitudes notoriamente

inferiores a las correspondientes de las hélices convencionales.

En la figura 6 se ha representado el polígono de velocidades correspondiente a una sección anular genérica de una hélice cualquiera y el número de palas se ha supuesto igual a Z. En dicha figura se han representando también las solicitaciones que actúan por unidad de longitud radial sobre la sección anular de radio r y envergadura diferencial dr. L y R_v son respectivamente las fuerzas de sustentación y de resistencia viscosa por unidad de longitud radial.

ΔV_1 y $\Delta \omega_1$ son respectivamente las componentes axial y tangencial de las velocidades inducidas.

V es el producto de la velocidad del buque por el complemento a la unidad del coeficiente efectivo de estela local (valor medio circunferencial).

β_{io} es el ángulo hidrodinámico de paso de la velocidad relativa del agua con respecto a la sección anular considerada.

El empuje T por unidad de longitud radial de la sección anular de radio r de la hélice, tiene la siguiente expresión:

$$T = z(L \cos \beta_{io} - R_v \sin \beta_{io}) \quad (54)$$

El momento por unidad de longitud radial ejercido sobre dicha sección anular es:

$$Q = zr(L \sin \beta_{io} + R_v \cos \beta_{io}) \quad (55)$$

El rendimiento η_r de dicha sección anular es:

$$\eta_r = TV / (2\pi nrz(L \sin \beta_{io} + R_v \cos \beta_{io})) \quad (56)$$

En la fórmula precedente, n son las revoluciones por segundo de la hélice.

De (54) se deduce:

$$L = (T/z + R_v \sin \beta_{io}) / \cos \beta_{io} = T / (z \cos \beta_{io}) + R_v \tan \beta_{io} \quad (57)$$

Entrando con (57) en (56) se obtiene:

$$\frac{z}{r} = \frac{(VT)/(2\pi n z r (T/z \operatorname{tg} \beta_{io} + R_v \operatorname{sen} \beta_{io} \operatorname{tg} \beta_{io} + R_v \operatorname{cos} \beta_{io}))}{(58)}$$

Como se ha anticipado con anterioridad, con la finalidad de poder obtener una solución analítica al problema, se efectuará la hipótesis de que se trata de una hélice moderadamente cargada y que por lo tanto ΔV_1 y $\Delta \omega_1$ son de pequeña magnitud en comparación con V , con lo cual el ángulo β_{io} podrá reemplazarse en primera aproximación por el ángulo β_i .

Se podrá establecer por lo tanto:

$$\operatorname{tg} \beta_{io} = \operatorname{tg} \beta_i = V/(r \omega) \quad (59)$$

La expresión (58) facilita el aspecto de la distribución radial de $\frac{z}{r}$ en función de la distribución radial de la carga de la hélice expresada ésta en términos de T .

Se pretende formular de qué manera debe de variar T para conseguir que el rendimiento global de la hélice sea máximo.

La distribución radial de $\frac{z}{r}$ que conduzca al máximo valor del rendimiento global de la hélice, se ha de caracterizar por el hecho de que $\frac{z}{r}$ debe poseer el mismo valor en todas las estaciones radiales.

Esto es así, porque el rendimiento global de la hélice asociado a cualquier distribución de $\frac{z}{r}$ que poseyese estaciones que tuviesen mayor rendimiento que otras, podría mejorarse actuando sobre la distribución radial de la carga de manera que se descargasen las estaciones con peor rendimiento $\frac{z}{r}$ y se aumentase la carga de las estaciones con rendimiento $\frac{z}{r}$ superior.

Efectuando operaciones en (58) se obtiene:

$$\frac{1}{z} \frac{z}{r} = \frac{(2\pi n z r T)/(VTz) \operatorname{tg} \beta_i + ((2\pi n z r)/(VT))(R_v \operatorname{sen} \beta_i \operatorname{tg} \beta_i + R_v \operatorname{cos} \beta_i)}{(60)}$$

Se estima oportuno recordar que se verifican las siguientes relaciones:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta_i &= V/(r \omega); \\ \omega &= 2\pi n; \\ \operatorname{sen} \beta_i &= V/(V^2 + (r \omega)^2)^{0.5}; \\ \operatorname{cos} \beta_i &= (r \omega)/(V^2 + (r \omega)^2)^{0.5} \end{aligned} \quad (61)$$

Efectuando operaciones se obtiene:

$$\frac{1}{z} \frac{z}{r} - 1 = \frac{(z/(VT)) R_v / ((r \omega)^2 + V^2)^{0.5}}{(V^2 + (r \omega)^2)} \quad (62)$$

Teniendo en cuenta que $1/z - 1$ es constante, y designando dicha constante por A , se llega finalmente a la siguiente expresión:

$$T = (A z R_v / V) (V^2 + (r \omega)^2) \quad (63)$$

La resistencia viscosa R_v puede expresarse en función de la cuerda de la sección C_r , de su factor de formas K y de su coeficiente de resistencia friccional CF .

$$R_v = 1/2 \rho CF (1+K) C_r (V^2 + (r \omega)^2) \quad (64)$$

Sustituyendo (64) y (63) y considerando que en la constante A se introduce el producto $1/2 \rho z$ se obtiene:

$$T = ACF(1+K)C_r(V^2 + (r \omega)^2)^{3/2}/V \quad (65)$$

La igualdad precedente define la función explícita T representativa de la distribución radial del empuje por unidad de longitud radial (T) óptima en función de las siguientes propiedades que también varían radialmente: CF , K , C_r y V .

En cada caso concreto, la expresión (65) permite obtener, con gran sencillez, el aspecto de la distribución radial de la carga óptima. Con posterioridad, dicha distribución sufriría las homotecias oportunas hasta que se consiguiese absorber la potencia de diseño.

Con la finalidad de obtener conclusiones de tipo cualitativo, se introducirán ciertas simplificaciones adicionales sin que con ello se desee restringir la generalidad y precisión de (65).

El producto $(1+K) CF$, posee una variación radial muy débil por lo que en principio se puede suponer prácticamente constante.

A simple vista se deduce que cuando se trate de una hélice convencional que posea un valor de la cuerda nulo en el extremo de la pala, el valor de T en dicho extremo debe de ser también nulo.

En una hélice kaplan dicho valor ha de ser nulo también ya que las caras de succión y de presión están comunicadas por el extremo de la pala.

V crece cuando r crece, ya que cuando r crece aumenta el valor de r .

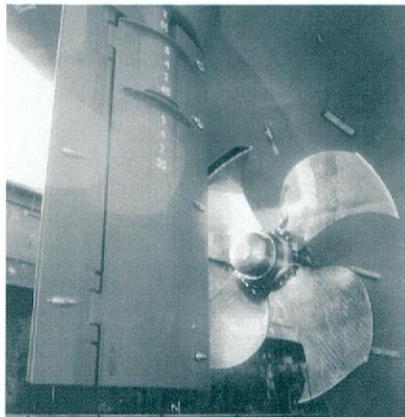
El factor $(V^2 + (r \omega)^2)^{3/2}/V$ debe crecer con una ley polinómica de segundo orden, o bien como mucho de tercer orden (cuando el coeficiente de estela varíe levemente con el radio).

Cuando se trate de una hélice de tipo CLT y que por lo tanto pueda poseer carga nula en los extremos de las palas, las conclusiones precedentes señalan que para obtener el máximo rendimiento es preciso recurrir a leyes con una distribución radial de la carga (T) que crezca con el radio por lo menos con una ley parabólica de segundo orden.

La conclusión precedente está supeditada a que sea factible alcanzar en la realidad los valores de dT/dr que se han deducido teóricamente, sin que se presenten fenómenos de desprendimiento de la capa límite.

También es importante señalar que las dimensiones de las placas de cierre han de ser adecuadas para que las secciones extremas de las palas proporcionen el empuje que es preciso alcanzar con la distribución teórica propuesta.

Resulta de gran interés preguntarse a continuación qué tipo de variación radial debería de tener la variable Γ , valor de la circulación alrededor de las secciones anulares, para conseguir que el rendimiento global de la hélice



fuese máximo. Es decir, se pretende resolver un problema similar utilizando la circulación para definir la carga de las secciones anulares de la hélice, en lugar de utilizar la variable T .

De (54) y de (63) se obtiene:

$$L = T / (z \cos \beta_i) + R v t g \beta_i = (A1 / (r \omega)) ((V^2 + (r \omega)^2)^{2/3} / V) C F (1 + K) C r + A2 C F (1 + K) C r (V^2 + (r \omega)^2) V / (r \omega) \quad (66)$$

Por otra parte se verifica:

$$L / (\rho (V^2 + (r \omega)^2)^{0.5}) \quad (67)$$

Entrando con (67) en (66) se obtiene:

$$\Gamma = C F (1 + K) C r / (\rho (V^2 + (r \omega)^2)^{0.5}) \cdot (A1 (V^2 + (r \omega)^2)^{2/3} / (r \omega V) + A2 V / (r \omega)) (V^2 + (r \omega)^2) \quad (68)$$

Calculando el segundo miembro de (68) se obtiene el aspecto de la distribución óptima de Γ , que también debe estar sujeta a las homotecias oportunas hasta conseguir que se absorba la potencia de proyecto.

En el caso de las hélices CLT los dos sumandos que intervienen en (68) variarían con r de una manera lineal, conclusión ésta que resulta concordante con el tipo de ley que se ha formulado anteriormente para optimizar el rendimiento de las hélices con carga no nula en los extremos de las palas, utilizando la teoría de las líneas sustentadoras. Naturalmente es difícil matizar la pendiente de dicha distribución, que ha de ser prácticamente nula.

5. GRANDEZA Y LIMITACIONES DE LOS METODOS DE LOS PANELES.

Los métodos de los paneles son en esencia unos procedimientos de cálculo de tipo numérico que permiten resolver las ecuaciones de los movimientos de los fluidos ideales incompresibles sometidos a determinadas condiciones de contorno.

Para todo aquel que haya utilizado en mecánica de estructuras el procedimiento de los elementos finitos encontrará, que los procedimientos de los paneles no son más que una consecuencia de haber extendido el procedimiento de discretización de los elementos finitos a la resolución de problemas hidrodinámicos.

Las referencias (22) y (23) son unas excelentes fuentes de consulta para familiarizarse con estos métodos. En concreto la tesis doctoral de D. Antonio Sánchez-Caja (ref. 22) es el primer trabajo escrito en español sobre los métodos de paneles y su gran mérito radica en haber generalizado los desarrollos realizados en el Instituto Tecnológico de Massachussets para extenderlos al caso de propulsores trabajando en el interior de toberas, materializando la influencia del núcleo de la hélice en el campo de velocidades.

En referencia (16) se incluye un capítulo dedicado a la descripción detallada de los fundamentos teóricos de los procedimientos de discretización que permiten abordar el estudio de los movimientos potenciales de fluidos ideales incompresibles sometidos a determinadas condiciones de contorno.

Dicho capítulo se elaboró con la finalidad de que sirviese de introducción teórica para adquirir la base suficiente que permitiese al lector abordar la lectura de cualquiera de los trabajos que frecuentemente aparecen publicados relacionados con los procedimientos de los paneles.

En el capítulo que se ha mencionado, se demuestra que las ecuaciones del movimiento potencial de un fluido incom-

presible pueden resolverse encontrando distribuciones de torbellinos, fuentes o dipolos, sobre las superficies de contorno de los cuerpos sólidos situados en el seno del fluido, sobre las superficies de discontinuidad del fluido y sobre las paredes que encierran al fluido, que modelizan las condiciones de contorno a que se halla sometido el fluido.

La búsqueda de la función potencial del movimiento en cualquier punto requiere la integración sobre las superficies de contorno, sobre las superficies de discontinuidad y sobre las paredes que rodean al fluido de determinadas expresiones analíticas.

La principal ventaja de este planteamiento radica en obviar las soluciones analíticas puras, casi siempre difíciles de encontrar y por lo general de gran complejidad, y dar entrada a los procedimientos de cálculo de tipo numérico.

Cuando las ecuaciones se formulan en términos de potenciales, el problema se convierte en un problema de Dirichlet.

Otras veces, las ecuaciones se expresan en términos de velocidades, con la ventaja consiguiente de poder expresar las condiciones de contorno mediante la condición de impenetrabilidad, por lo que el problema se convierte en un problema de Newman.

Dicha condición de impenetrabilidad se aplica también sobre las superficies de discontinuidad, que por lo general, suelen ser regiones rotacionales del fluido y al tener éstas que ser inmiscibles con las regiones irrotacionales, se ha de verificar la condición de que la componente del vector velocidad normal a la superficie de separación de ambas regiones ha de ser nula.

Se llama la atención sobre la circunstancia de que teóricamente un mismo problema se puede plantear utilizando como singularidades torbellinos o bien fuentes o dipolos, pero es preciso advertir que la convergencia a la solución analítica pura únicamente se consigue combinando

apropiadamente ambos tipos de modelizaciones, dependiendo de la naturaleza del problema. Por ejemplo, es sabido que para reproducir con la mayor precisión el campo de velocidades que se desarrolla alrededor de un perfil plano, en presencia de un fluido ideal, sobre el que se desarrolle una determinada circulación, es preciso introducir como singularidades en la línea media del perfil tanto torbellinos rectilíneos como fuentes o dipolos.

Esta modelización es más precisa que la que se obtiene introduciendo como singularidades exclusivamente una distribución de torbellinos uniformemente distribuidos sobre el contorno del perfil.

La resolución de un problema mediante procedimientos de discretización admite infinitas alternativas, pero todas ellas no son igualmente precisas.

En el caso de una hélice aislada que funciona en el seno del fluido existirían las siguientes superficies de contorno:

- a) Las superficies de las palas.
- b) La superficie del núcleo.
- c) Las superficies de discontinuidad constituidas por las regiones rotacionales ocupadas por los torbellinos libres helicoidales que se desprenden de la superficie de la pala.

Al aplicar el método de los paneles, primeramente será preciso definir la malla geométrica que define la parcelación de las distintas superficies de contorno que se han mencionado con anterioridad.

Por lo general, las intensidades de las singularidades que se hayan de introducir y que serán incógnitas se situarán en los centros geométricos de las parcelas (paneles), si se discretizan puntualmente.

A continuación será preciso elegir tantas estaciones de control como incógnitas (singularidades) se hayan introducido y en cada una de dichas estaciones de con-

trol se habrá de aplicar la oportuna condición de impenetrabilidad.

En general se dispondrá de un sistema de tantas ecuaciones lineales como número de incógnitas, que habrá de resolverse numéricamente.

Es deseable que la distribución de singularidades sobre las superficies de contorno sea avanzada. Por ejemplo, en lugar de situar una única fuente en una cierta región de una superficie (panel) resulta más apropiado introducir una distribución superficial uniforme de fuentes de intensidad constante sobre dicho panel. En este caso las incógnitas serían las intensidades de las distribuciones uniformes por unidad de superficie, situadas en cada panel.

Los paneles que sirven de base para la distribución de las singularidades pueden ser planos, o bien curvos, debiendo existir parámetros que controlen su doble curvatura.

También se pueden utilizar distribuciones de fuentes de tipo lineal, elíptico o parabólico.

A continuación es preciso calcular los llamados coeficientes de influencia que no son otra cosa que los elementos de la matriz constituida por los coeficientes de las incógnitas de las ecuaciones lineales.

Cada coeficiente de influencia expresa el potencial o velocidad inducida por una singularidad genérica de intensidad unitaria sobre una de las estaciones de control.

El vector de términos independientes se deduce del potencial del movimiento no perturbado del fluido, por ejemplo, la velocidad en el infinito aguas arriba en el caso de una corriente uniforme.

Posteriormente, será preciso resolver el sistema de ecuaciones lineales, etapa ésta que no presenta la menor dificultad por existir numerosos programas de ordenador que pueden ser integrados en

el proceso de cálculo que se está describiendo.

A continuación, una vez conocidas las magnitudes de las singularidades, se calcularían las velocidades del fluido en las estaciones de control.

Finalmente, aplicando el teorema de Bernouilli, se conocería el reparto de presiones actuantes sobre las superficies de contorno, y a partir de éstas, se podría conocer la resultante de las sollicitaciones actuantes sobre el cuerpo o cuerpos sólidos sumergidos en el fluido.

La calidad de la solución obtenida dependerá de lo acertado que haya sido la modelización del problema, entendiéndose como tal tanto la modelización geométrica del conjunto de paneles como el grado de acierto en la selección del tipo y distribución de las singularidades.

Los métodos de paneles resultan especialmente adecuados para la resolución de los problemas inversos, es decir, predecir la distribución de presiones que se desarrolla sobre las palas de una hélice conociendo la geometría de la misma y el campo de velocidades en la que ésta trabaja.

Aún en estos casos, los métodos de paneles funcionan acoplados a programas basados en las teorías de las líneas o de las superficies sustentadoras que son los que definen la naturaleza y geometría de las superficies de torbellinos libres helicoidales así como también las distribuciones radiales de vorticidad sobre los tubos de torbellinos radiales.

Estas circunstancias hacen que la solución que se obtiene con los procedimientos de paneles esté afectada inevitablemente de los inconvenientes debidos a las inexactitudes tradicionales que se han comentado en el capítulo 3.

La calidad de la información aportada por estos métodos en las tareas de diseño, es dependiente de la información básica



que se facilita; es decir, estos métodos no pueden utilizarse para deducir información conceptual. La respuesta de los cálculos depende de la modelización que se haya realizado del problema.

A título de ejemplo se mencionará que si se modelizan mal las superficies de torbellinos libres, y dichas superficies se utilizan como elementos de control al aplicar el método de paneles, los resultados que se obtengan han de estar necesariamente afectados por la calidad de la modelización efectuada.

A modo de resumen, se puede manifestar que los métodos de los paneles constituyen unos desarrollos académicos muy meritorios con los que se puede abordar la solución de numerosos problemas relacionados con los movimientos de los fluidos ideales sometidos a determinadas condiciones de contorno, pero no puede esperarse de estos recursos de cálculo que actúen inteligentemente supliendo cualquier falta de rigor del usuario en un planteamiento del problema que él no conoce.

Los resultados que se obtienen con dichos procedimientos son completamente dependientes de los términos en que se formule el problema y por consiguiente de la calidad de la modelización de las condiciones de contorno a que se halle sometido el fluido.

LISTA DE REFERENCIAS.

- 1.G. Pérez Gómez. "Apuntes de Teoría del Buque". ETSIN NAVALES, 1973-1995.
- 2.G. Pérez Gómez. "Una innovación en el proyecto de hélices". INGENIERIA NAVAL, Octubre 1976.
- 3.G. Pérez Gómez. Seminario "Procedimientos modernos de proyecto de hélices". AINE Cartagena, Octubre 1976.
- 4.G. Pérez Gómez; I. Baquerizo Briones. "Análisis de las contribuciones de Lerbs, Morgan y Wrench sobre la Teoría de las Líneas Sustentadoras, enmiendas a algunos de sus resultados y perfeccionamiento de las mismas". INGENIERIA NAVAL, Mayo 1978.
- 5.G. Pérez Gómez; F. González Linares; I. Baquerizo Briones. "Some improvements of the traditional Lifting Line Theory for ship propeller". INTERNATIONAL SHIPBUILDING PROGRESS, Julio 1980.
- 6.G. Pérez Gómez. "Correcciones a la teoría clásica de la impulsión y habilitación de la misma para el diseño de propulsores". INGENIERIA NAVAL, Enero 1983.
- 7.G. Pérez Gómez, I. Baquerizo Briones; J. González-Adalid. "Aplicación de la nueva teoría de la impulsión al diseño de propulsores". INGENIERIA NAVAL, Julio 1983.
- 8.G. Pérez Gómez. "Application of a New Momentum Theory to the design of highly efficient propellers having finite load at the blade tips". WEMT Paris, Julio 1984.
- 9.G. Pérez Gómez. "Nuevo procedimiento para predimensionar las características de un propulsor convencional de rendimiento óptimo". INGENIERIA NAVAL, Enero 1986; 6th LIPS SYMPOSIUM, Mayo 1986.
- 10.G. Pérez Gómez. "Optimización de la propulsión de un buque". INGENIERIA NAVAL, Abril 1986.
- 11.G. Pérez Gómez; J. González-Adalid. "Optimización del rendimiento de propulsor aislado de las hélices de los buques". INGENIERIA NAVAL, Octubre 1992.
- 12.G. Pérez Gómez. "Diseño de hélices que funcionan en el interior de toberas y procedimiento para extrapolar sus resultados experimentales". INGENIERIA NAVAL, Febrero y Julio (fé de erratas) 1994.
- 13.G. Pérez Gómez; J. González-Adalid. "Optimización del sistema propulsor de un buque utilizando la Nueva Teoría de la Impulsión Generalizada". INGENIERIA NAVAL, Mayo y Junio 1994.
- 14.G. Pérez Gómez; J. González-Adalid. "Contrarotating and tandem CLT propellers". Propellers/Shafting'94 SNAME SYMPOSIUM, September 1994.
- 15.G. Pérez Gómez; J. González-Adalid. "Tip Loaded Propellers (CLT). Justification of their advantages over conventional propellers using the New Momentum Theory". INTERNATIONAL SHIPBUILDING PROGRESS 42, nº 429, 1995.
- 16.G. Pérez Gómez. "Procedimientos avanzados de diseños de hélices". ETSI NAVALES 1994-1995.
- 17.D. Küchemann; D.J.K. Kette. "The effect of end plates on swert wings". ROYAL AIRCRAFT ESTABLISHMENT. Report nº 2429, Junio 1951.
- 18.S.V. Andersen; P. Andersen. "Hydrodynamics Design of Propeller with Unconventional Geometry". RINA 1986.
- 19.Andersen; Schwanecke. "Design and Model Test of Tip Fin Propellers". RINA SPRING MEETING 1992.
- 20.K. de Jong; J.A. Sparenberg; J.A.C. Falcao de Campos; W. Van Gent. "Model testing of an optimally designed propeller with two-sided shifted end plates on the blades". 19th Symposium of Naval Hydrodynamics, August 1992.
- 21.Loukakis. "On Optimum Propeller Performance". SNAME SYMPOSIUM PROPELLERS'81.
- 22.A. Sánchez-Caja. "Optimización de la ley de distribución radial de carga de la hélice en tobera, modelizando la influencia del núcleo de la hélice en el campo de velocidades inducidas". Tesis Doctoral, E.T.S.I. NAVALES.
- 23.J. Katz; A. Plotkin. "Low Speed Aerodynamics. From Wing Theory to Panel Methods". Mc. GRAW-HILL INC. ■



BOLETÍN TECNOLÓGICO DE LA ASOCIACIÓN DE LA INDUSTRIA NAVARRA.

La Asociación de la Industria Navarra ha llevado a cabo la publicación de un boletín Tecnológico que cada dos meses recoge los avances en el campo de la Investigación y el Desarrollo tecnológico de aquellas empresas que forman el tejido industrial español.

Entre los proyectos en los que más activamente trabaja la AIN (Asociación de la Industria Navarra) destaca INNOVATION sobre ingeniería avanzada de Superficies que pretende difundir el uso de las nuevas tecnologías de tratamiento superficial entre las empresas europeas, particularmente PYMES. Esta es una ocasión especialmente interesante para empresas españolas de los sectores del plástico y del papel, por lo que la difusión de esta noticia puede contribuir a que un mayor número de éstas participe en las actividades de dicho proyecto.

Los seis boletines que serán publicados este año llevarán adjunta una separata coleccionable que pretende ofrecer una visión actualizada de los fundamentos, aplicaciones y beneficios de los nuevos tratamientos de superficie. En la primera de ellas se nos habla de modo general de la problemática, desgaste y fricción, oxidación y corrosión, etc., como presentación dentro de la Ingeniería avanzada de superficies.

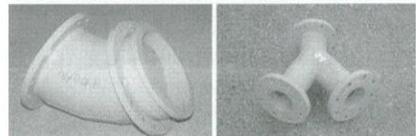


TUBERÍAS ANTIDESGASTE

La pérdida de volumen o destrucción del Espesor de Tuberías de transporte neumático e hidráulico en Fabricas de cemento, Térmicas de carbón, minería etc por abrasión, impacto, calor o ataque químico requiere un tipo de tuberías con una resistencia importante.



Los Catálogos de Antidesgast, S.A. permiten la selección de tubos y Curvas más idóneos cuyas propiedades alcanzan las siguientes resistencias:



Abrasión: Hasta 50-60 veces más, en comparación a la Tubería comercial.
Calor: Temperaturas de hasta 1.400 °C, incluso choques térmicos.
Impacto: Resistencia Alta.
Químico: Resistencia Muy Alta.

pudiéndose escoger los diámetros interiores-entre 50 y 600 mm que son combinables tanto en acero antidesgaste "Biresist-626, Acero Bimetálico "Altrom-700", Basalto fundido "Basaltyc-720", Alúmina sinterizada "Deslisint-990", Nitruro Silicio "Nitrusil-1550" y Zirconio fundido "Zirtherm 2002", con durezas de hasta 2.000 Vickers .

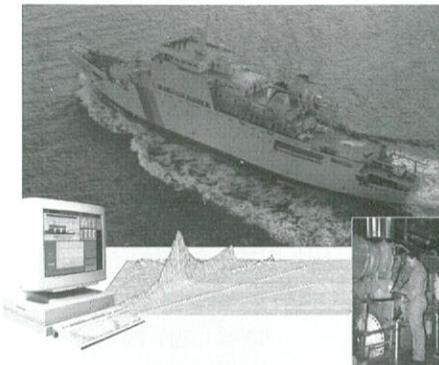
Martin Marten

NUEVO CATÁLOGO DE MARTIN MARTEN, S.A.

Martin Marten, S.A. ha editado un nuevo catálogo dedicado exclusivamente a Fuerza y Peso, para presentar detalladamente todos los instrumentos concernientes al citado grupo de productos. En dicho catálogo se pueden encontrar Dinamómetros de resorte, mecánicos, de ballestas e hidráulicos, a tracción y comprensión; Dinamómetros electrónicos digitales; Balanzas electrónicas; Básculas fijas y portátiles; limitadores de carga; Células de carga a tracción y comprensión; Llaves dinamométricas para fuerzas de par; y Bastidores y Bancos de ensayos. Cada instrumento es presentado bajo forma de reseña técnica, con fotografía y descripción de características y código de producto para facilitar la demanda de oferta o suministro. El catálogo consta de 52 páginas y es de suma utilidad al usuario para identificar perfectamente el instrumento adecuado a sus necesidades.



IMPLANTACIÓN DE MPA EN B/C "ATLANTIDA" DE TEMASA



La compañía TELECOMUNICACIONES MARINAS, S.A. - TEMASA- ha realizado la implantación del Mantenimiento Predictivo de Averías -MPA- en el B/C "ATLANTIDA" con base en Vigo. Las actividades de implantación han sido dirigidas y realizadas por TÉCNICAS Y SERVICIOS DE INGENIERIA, S.L. -TSI- proveedor del sistema de MPA y de los restantes servicios. Dichas actividades han consistido en: Curso de MPA a bordo, al que han asistido 12 personas, el suministro del sistema -software TSI-PMP y Colector de Datos-, el Curso de Entrenamiento con el sistema, y la Evaluación del Estado Vibratorio de un total de 62 equipos del buque: motores propulsores, diesel-generadores principales y auxiliares, hélices de maniobra, bombas hidráulicas, compresores, etc... El proceso de implantación se ha realizado con participación muy activa del personal del B/C "ATLANTIDA" quien ha comenzado a valorar las ventajas de esta metodología para conseguir ahorro de costes en la explotación del buque. La implantación del MPA en TEMASA finalizará con el B/C "TENE0" en el que estas actividades se realizarán a finales de 1.996, siguiendo el mismo proceso.



MAN B&W DIESEL A/S HOLEBY'S NEW L16/24 GENSET WINS MARITIME INDUSTRY'S "OSCAR" AT LONDON CEREMONY

The L16/24 GenSet designed by MAN B&W Diesel A/S was awarded first prize in the innovation category at this year's prestigious Seatrade Awards ceremony in London on 29 April. Some 400 guests from all sectors of the worldwide maritime industry attended the "Oscars" style event in the City of London's Guildhall.

Four companies were nominated in the innovation category, representing the USA, Sweden, Greece and Denmark. The winner's certificate and trophy -internationally respected- were presented to MAN B&W Diesel A/S, Holeby by His Royal Highness the Duke of Kent KG to a flourish of trumpets from the Band of the Scots Guards.

MAN B&W Diesel A/S, Holeby acknowledges the honour as a reward for the development effort which resulted in the L16/24 GenSet engine, the judges recognising its significant potential for enhancing ship operation.

NYK ORDERS 12L90MC ENGINES FOR LATEST LARGE CONTAINERSHIP TRIO

Three 5750 TEU containerships ordered by Nippon Yusen Kaisha (NYK) of Japan will be powered by MAN B&W Diesel's wellproven 12K90MC low speed engine. The vessels are contracted with Mitsubishi Heavy Industries (MHI) which will build two while the third is assigned to another Japanese group, Mitsui Engineering and Shipbuilding (MES), which will also build the three engines.

this prestigious order underlines the popularity of large bore MC designs for containership propulsion, extending the reference list for 80MC and 90MC sales in this market to 208 engines on order or delivered: outnumbering any competitor engines installed in large containerships. The first engines supplied have been in service for more than ten years.

NYK is the latest in a long line of leading containership owners and operators to acknowledge the pedigree of MC engine technology and its benefits in sustained performance and reliability for a highly demanding sector.

O SISTEMA DA QUALIDADE DOS ESTALEIROS NAVAIS VIANA DO CASTELO

DESENVOLVIMENTO E IMPLEMENTAÇÃO

DIFICULDADES ENCONTRADAS

ENG^o.J.RAPOS - RINAVE
ENG^o.F.FONTINHA - ENVC

RESUMO/SUMMARY

1. INTRODUÇÃO

. A Qualidade na Industria Naval em Portugal

2. ESTRUTURA DO SISTEMA DA QUALIDADE DOS ENVC

- . O Manual da Qualidade
- . O Manual de Procedimentos
- . As Instruções de Trabalho

3. ASPECTOS RELEVANTES DA IMPLEMENTAÇÃO

- . O Envolvimento da Gestão de Topo
 - Política da Qualidade
 - Definição de Funções
- . A Integração da Qualidade na Organização
 - Grupo de Encaminhamento
 - Grupo de Acção
 - Grupo de Implementação
 - Acções Desenvolvidas pelos Grupos
 - O Papel dos Consultores
- . Alterar Comportamentos
 - Seminários
 - Acções de Sensibilização
 - Acções Específicas
- . As Auditorias
 - Auditorias Externas
 - Auditorias Internas

4. CONCLUSÃO

- . Vantagens
- . Limitações/Riscos
 - Cargas Burocráticas
 - A Certificação
- . Manter e Melhorar o Sistema
 - A Manutenção do Sistema
 - A Melhoria Contínua

SUMMARY

Introduction of Quality Systems as managing tools in the companies is still recent in Portugal.

Naval Industry has not felt the need to introduce same due to outside pressure, as it happens in other industries.

The option to get ahead with certification of ENVC corresponds to an anticipation to what it is felt will become a necessity to answer the market needs and simultaneously a wager in a tool in which potentialities it is believed.

In the following pages, it is intended to give evidence of the experience which was the development and implementation of the Quality Systems in the ENVC carried out with RINAVE support.

More than a detailed description of the work carried out, notes are produced, which point out some questions to be considered during the process of development and implementation of the Quality System.

The positive answer to such questions is fundamental to obtain a change in the global behaviour, supported by formalization of procedures, as a way to a process of continuous improvement.

RESUMO

A introdução dos Sistemas da Qualidade como ferramentas de gestão nas empresas é ainda recente em Portugal.

A indústria naval, não tem tido necessidade de a introduzir por pressões exteriores, como acontece com outras indústrias.

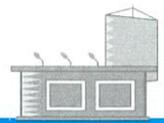
A opção de avançar para a Certificação dos ENVC corresponde a uma antecipação, ao que se prevê venha a ser uma necessidade, para corresponder às exigências do mercado e simultaneamente um apostar numa ferramenta em cujas potencialidades se acredita.

Procura-se nas páginas seguintes reflectir a experiência que foi o desenvolvimento e implementação do Sistema da Qualidade nos ENVC efectuado com o apoio da RINAVE.

Mais do que a descrição detalhada do trabalho realizado, dão-se apontamentos que procuram chamar a atenção para algumas das questões a ter em consideração durante o processo de desenvolvimento e implementação do Sistema da Qualidade.

A resposta a essas questões de modo positivo é fundamental para se obter uma mudança de comportamento global ajudada





pela formalização de procedimentos, como via para um processo de melhoria contínua.

1. INTRODUÇÃO

A Qualidade na Indústria Naval em Portugal

Arriscando-nos a suscitar algumas controvérsias, o que aliás pensamos ser útil num encontro com as características daquele a que se destina este pequeno trabalho, diríamos que a indústria de construção naval em Portugal pode proporcionar uma boa base para aclarar o conceito de Qualidade.

Em termos muito gerais podemos dizer ser uma tradição dos estaleiros portugueses construir com elevada perfeição e um cuidado acabamento. É uma tradição que se mantém, seja embora com algumas tendências para, acompanhando a prática internacional, abandonar perfeccionismos.

Simultaneamente, é também uma tradição dos estaleiros portugueses, que contra ventos e marés não tem sido possível alterar, apresentarem uma insuficiente e deficiente organização, com consequências a todos os níveis e designadamente ao nível de prazos, condições de trabalho, preços.

Desta contradição poderão resultar, por um lado, uma afirmação, potencialmente emitida por um inspector do caso, de que os estaleiros portugueses constroem com grande qualidade e por outro lado, uma outra, totalmente oposta, emitida por um auditor de qualidade, de que os estaleiros portugueses estão muito atrasados em termos da Qualidade.

Não há motivos para espantos perante esta possível falta de rigor terminológico. É verdade universalmente aceite que qualidade tem diferentes significados para diferentes indivíduos, ou como diria o poeta, para cada um sua verdade ou sua qualidade.

Sem querer apresentar uma definição, podemos no entanto assumir como consensualmente aceite, haver Qualidade quando o Estaleiro fornece ao Armador ou ao cliente em geral, o produto entre ambos acordado, cumprindo os parâmetros estabelecidos - prazo, preço, especificações técnicas - possuindo ainda, o estaleiro, uma estrutura capaz de entender e dar resposta, válida e satisfatória, às eventuais reclamações que lhe possam vir a ser apresentadas.

Citámos aquelas características dos estaleiros portugueses porque elas necessariamente condicionam as tarefas de implementação de um Sistema de Qualidade. Antecipando: - a implementação de um sistema de Qualidade não significa ensinar o estaleiro a fazer aquilo que ele já domina e faz com alta Qualidade ou, pior ainda, obrigar a fazer em novos moldes o que vem fazendo com plena satisfação de todos. O papel do agente da Qualidade será o de ajudar a empresa a potenciar o que está a funcionar bem e a corrigir o que esteja a funcionar deficientemente, a par da introdução de novos conceitos e novas atitudes.

Vale a pena fazer uma breve análise da aplicação das normas NP EN ISO 9000, no qual se baseia o sistema português da qualidade, do caminho percorrido pelas empresas portuguesas, e da posição da indústria naval no conjunto nacional.

As normas NP EN ISO 9000 são de aplicação universal enunciando conceitos básicos.

Em relação a cada área funcional e tecnológica haverá que interpretar e aplicar os normativos ajustando à especificidade de cada sector os princípios que na norma estão enunciados de uma forma intencional e necessariamente genérica.

A aplicação da norma à indústria naval e concretamente a um estaleiro de construção e reparação naval, exige a sua interpretação e uma aplicação coerente.

Identicamente, a sua aplicação a uma unidade concreta, neste caso aos Estaleiros Navais de Viana do Castelo, exigem novo aprofundamento na interpretação e aplicação da norma.

As dificuldades não residem na compreensão dos normativos mas na sua ajustada aplicação às situações concretas.

A utilização de cadernos de apoio, que são a interpretação e aplicação dos normativos a áreas funcionais específicas é potencialmente uma vantagem e uma desvantagem.

Se a tónica genérica da norma se transforma num colete ao qual se tenta submeter e moldar a estrutura da empresa, ignorando a sua própria identidade, o caderno de apoio leva-nos à criação de distorções.

Se o caderno de apoio serve de orientação, de apoio efectivo, então a sua existência pode constituir um importante auxiliar na correcta execução das tarefas requeridas.

A qualidade está de moda em Portugal. É verdade, e quem o diz talvez queira desmerecer o "produto", mas nem todas as modas são más !

O número de empresas certificadas em Portugal, quer na área industrial quer na área dos serviços tem vindo a crescer significativamente, em grande parte consequência da política oficialmente assumida de prioridade à Qualidade.

Em relação ao sistema português da Qualidade, com certificação passada pelo Instituto Português da Qualidade, IPQ, passou-se de 4 empresas certificadas em 1988 a 214 em 1994, esperando-se atingir 400 no final do corrente ano de 1995.

Neste número não estão incluídas as certificações de organismos ou instituições independentes do IPQ, tais como as concedidas pelas Sociedades de Classificação e pelo sistema TUV-CERT.



É bem provável que algumas, ou mesmo muitas, destas empresas tenham procurado a certificação como imagem de marca, uma via de aumentar a credibilidade e competitividade.

Não será certamente a melhor forma de encarar a Qualidade, mas se esse falso objectivo permitiu melhorar a organização da empresa, redefinir os procedimentos e instruções de trabalho, iniciar um processo de melhoria contínua, valeu bem a pena o esforço e o investimento efectuados.

No que à indústria naval concerne, nas 214 empresas antes mencionadas não está incluído nenhum estaleiro naval. Mas entre as 400 empresas que ficarão certificadas até final do ano, estarão os Estaleiros Navais de Viana do Castelo, ENVC.

Considerado o número exíguo de estaleiros navais em actividade a simples presença entre as empresas certificadas de um estaleiro naval seria já de per si um indicador extremamente interessante.

Mas mais interessante é constatar que também a Lisnave/Solisnor enveredaram pela Qualidade, seja embora fora do sistema português da Qualidade.

Mais concretamente a primeira auditoria de diagnóstico à Solisnor foi efectuada em 1990 pela Rinave/DNV.

Verifica-se assim a sintomática circunstância de 100% dos grandes estaleiros portugueses, apostarem formalmente nos Sistemas da Qualidade.

Em relação aos estaleiros de menor dimensão, está em arranque o processo de implementação de um sistema de qualidade na CONAFI e no estaleiro militar, o Arsenal do Alfeite, o laboratório de ensaios está a caminho de ser certificado.

Estou certo que constituirá para muitos uma enorme surpresa esta situação de liderança da indústria naval na implementação de sistemas de Qualidade, mas

se bem pensarmos estamos perante a natural evolução dos hábitos de controlo de qualidade com os quais todos nós nos habituámos a trabalhar em todos os estaleiros navais de maiores ou menores dimensões.

Em relação aos Armadores/Empresas de Navegação, a corrida ainda não começou e em nosso entender a prevista entrada em vigor do ISM, tem retardado as decisões. Situação algo curiosa, porque uma coisa deveria incentivar a outra, e a entrada em vigor do ISM está tudo menos longe, para não falar nos navios tanque e navios de passageiros.

A intervenção da RINAVE, na implementação do Sistema da Qualidade nos ENVC foi o resultado natural de um prolongado e eficaz relacionamento, estabelecido ao longo de muitos anos de intensa actividade no estaleiro, quer ao nível das novas construções quer em trabalhos de manutenção.

Ao terminar este prólogo apraz-nos referir o empenhamento da Administração dos ENVC, na pessoa do Eng^o. Laranjeira, em todo o processo de implementação do Sistema da Qualidade. Assim se deu cumprimento a um dos requisitos essenciais para o sucesso, ponto a que necessariamente voltaremos.

2. ESTRUTURA DO SISTEMA DA QUALIDADE

As ISO 9001 enquadram todos os aspectos da vida do produto, desde a concepção/projecto até ao serviço pós venda ou seja o conhecido período de garantia.

O grau de complexidade do processo de construção de um navio, desde a sua genese até à sua entrega e garantia, tornou evidente qual deveria ser o modelo a adoptar entre os três existentes: a ISO 9001.

Antes do início do processo, foi efectuada uma auditoria de diagnóstico que con-

frontou a organização e a prática do Estaleiro com as exigências da Norma.

Verificou-se existir uma boa base de partida para o desenvolvimento e implementação do Sistema. De facto, as áreas auditadas apresentavam globalmente uma conformidade com os requisitos da Norma em cerca de 30% havendo casos com 54%.

O Sistema da Qualidade integra os seguintes documentos básicos: O Manual da Qualidade, o Manual de Procedimentos e as Instruções de Trabalho.

. O Manual da Qualidade

O Manual da Qualidade inclui a Política da Qualidade e descreve o que o Estaleiro faz para assegurar que a qualidade presseguida é mantida em cada uma das áreas do Estaleiro intervenientes no contrato, concepção, construção, entrega e garantia do navio.

O Manual da Qualidade é utilizado para comunicar a Política da Qualidade do Estaleiro a potenciais clientes. Contém portanto as grandes linhas programáticas para a obtenção da Qualidade e afirma ao exterior o empenho de toda a organização na obtenção desse objectivo.

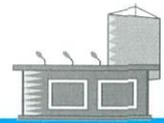
É um documento emitido pela Administração.

. O Manual de Procedimentos

Os Procedimentos definem as acções a executar, quem é responsável pelas mesmas, a que documentação recorrer e a que registos dão origem.

Os diversos procedimentos são coligidos no Manual de Procedimentos.

Para além dos procedimentos específicos a elaborar para cada sector da organização, a norma ISO, identifica a necessidade de elaborar alguns procedimentos de aplicação geral, que normalmente não são considerados nas empresas, designadamente:



- . Análise do contrato
- . Controlo de documentos
- . Subcontratação
- . Reclamações
- . Avaliação de fornecedores
- . Calibração de equipamentos
- . Produto não-conforme
- . Acções correctivas
- . Auditorias internas
- . Plano de formação

Após definição da sua estrutura e do que devia conter foi solicitado a cada departamento a colaboração na sua redacção.

Cada departamento ou serviço tinha que definir que dados de entrada necessitava para realizar as suas tarefas, que tarefas executava e que dados iria fornecer e a quem.

Esta metodologia permitiu clarificar as fronteiras entre os vários sectores, criar pontos de controlo dos processos e fazer reflectir nos procedimentos a prática existente.

As normas internas já existente foram referenciadas nos procedimentos aplicáveis de modo a garantir o seu controlo e actualização.

As normas ISO não são claras sobre que procedimentos devem ser elaborados. Aconselham a que os procedimentos cubram as actividades chave que possam afectar a qualidade do serviço ou produto.

A elaboração dos procedimentos obedeceu portanto, aos seguintes critérios:

- . Serem necessários para assegurar a obtenção da qualidade especificada.
- . Serem exigidos pelos requisitos da norma.
- . Serem necessários para controlar o processo.

A primeira tendência ao iniciar o processo de elaboração dos procedimentos é a de detalhar excessivamente as diversas fases do processo. Com o início da im-

plementação e com a realização das auditorias os procedimentos acabam naturalmente por ser redefinidos. Tendem a definir melhor a realidade e a permitir o grau de liberdade da acção individual indispensável para que processo tenha flexibilidade e capacidade de adaptação às situações.

Instruções de Trabalho

Dissemos que os procedimentos definem as acções a executar. Não devem no entanto descer ao pormenor, que são deixados para as Instruções de Trabalho.

Em particular, nas áreas fabris, há necessidade de estabelecer o como fazer. Para isso foram criadas instruções de trabalho referenciadas aos procedimentos e destinadas aos operadores dos processos.

As instruções vão ao detalhe do processo de fabrico, da fixação de tolerâncias quando aplicável, etc.

Pretende-se com este desdobramento, por um lado, simplificar o conteúdo do Manual de Procedimentos, e por outro, dar ao nível do operador elementos que lhe permita efectuar o auto controlo e evitar ambiguidades na sua interpretação.

De notar que, pelo facto de existirem Instruções de Trabalho mais ou menos detalhadas, não dispensa a pessoa que vai executar a tarefa da posse de uma formação adequada.

Devem permitir no entanto que qualquer pessoa com formação e aptidões adequadas execute as tarefas de modo semelhante com a obtenção dos mesmos resultados. O procedimento/instrução de trabalho deve assegurar que a tarefa é adequadamente controlada.

Na redacção das Instruções de Trabalho houve a preocupação de estabelecer uma correlação entre os pré requisitos definidos num determinado procedimento e o nível do detalhe da Instrução de Trabalho,

com as qualificações exigíveis para a execução da tarefa.

3. ASPECTOS RELEVANTES DA IMPLEMENTAÇÃO

São conhecidas algumas das condições a ter em conta para tornar qualquer Sistema da Qualidade efectivo: O empenhamento da Gestão de topo, a participação activa de todos, a mudança de atitude, etc.

De que modo se procurou, nos ENVC, pôr na prática estes aspectos?

O Envolvimento da Gestão de Topo

A Administração desenvolveu uma série de acções que visaram focar a atenção de todos e demonstrar o seu empenho no processo em curso.

- Política da Qualidade

Para iniciar o processo a Administração do Estaleiro definiu a Política da Qualidade, onde demonstra a sua preocupação pela produção de navios que cumpram os requisitos de qualidade especificados e a conseqüente satisfação dos clientes. Divulgou-a, promovendo Jornadas de Sensibilização para a Qualidade e para o empenho colectivo no Sistema da Qualidade que se iniciava.

Durante todo o processo tem promovido a qualidade através de cartazes e frases alusivas à qualidade.

Para além deste processo de sensibilização para a qualidade e para o processo em curso era necessário um constante empenhamento da Administração que sustentasse as acções conducentes à obtenção dos objectivos propostos. Instituiu um grupo de encaminhamento com o objectivo de facilitar o processo de desenvolvimento e implementação do Sistema da Qualidade e assumiu a liderança do grupo, assistindo activamente às suas reuniões.



- Definição de Funções

O empenho da administração passou pelo próprio envolvimento na redefinição de responsabilidades, uma das questões, mais importantes que se colocou desde o início e ao longo do desenvolvimento do Sistema da Qualidade.

A título de exemplo indicam-se algumas áreas/problemas surgidos durante o processo e que requereram uma intervenção da gestão do Estaleiro sem a qual não haveria qualquer possibilidade de realizar as alterações propostas.

. O Gestor da Qualidade

Tendo a Administração assumido um papel activo no processo, tinha no entanto necessidade de delegar as funções executivas num Gestor da Qualidade.

Foi criado, um departamento directamente dependente da Administração com função de assegurar a coordenação dos trabalhos inerentes ao processo e garantir que os procedimentos desenvolvidos permitissem a obtenção dos objectivos propostos.

. Análise do Contrato

Estando a Direcção Comercial em Lisboa geograficamente afastada do Estaleiro em Viana do Castelo, tornou-se necessário esclarecer alguns problemas de comunicação. Por exemplo, como garantir que no contrato a estabelecer com o Armador fossem verificadas as capacidades técnicas e produtivas do Estaleiro instalado em Viana do Castelo? Foi clarificada a fronteira entre os vários sectores definindo quais as necessidades de informação a trocar entre eles. Os novos meios de comunicação facilitam tremendamente o relacionamento à distância, mas não dispensam a definição desse relacionamento e a atempada e correcta utilização desses meios de comunicação.

. Avaliação de Fornecedores/Compras

Detectada a existência de um Sector de Compras para as reparações independente do Departamento de Compras das novas construções impunha-se inter-relacioná-los e harmonizar o seu funcionamento de modo a evitar sobreposições e conseguir uma gestão de stocks adequada.

Foram elaborados procedimentos pelos quais ficaram definidas as responsabilidades pela Avaliação dos Fornecedores, os circuitos de pedidos de compras de material e ainda os processos de obtenção de mão de obra.

. Auto-Controlo

O controlo da qualidade deve ser assumido por um Gabinete da Qualidade ou deve ser incentivado o auto-controlo?

Como evitar a conhecida reacção de quem produz, do alheamento do controlo da sua própria produção se houver outro sector do Estaleiro a efectuar esse controlo? Foi criado um plano de inspecção e ensaio em curso de produção que responsabiliza cada operador. Foram definidos os níveis de intervenção do Gabinete de Controlo e Inspeção, com capacidade de fornecer os serviços de ensaios não destrutivos (Rx, ultrasons, líquidos penetrantes, etc.)

. A Integração da Qualidade na Organização

Para além da intervenção directa da Administração, durante o processo de desenvolvimento do sistema, verificou-se que devido à estrutura hierarquizada do Estaleiro, o envolvimento de todos teria que ser feito passando pelos quadros do Estaleiro. Estes teriam que assumir os objectivos da qualidade para que o Sistema fosse efectivo. Isto é, o responsável hierárquico de cada Direcção, Departamento ou Serviço teria que ser igualmente responsável pe-

lo cumprimento dos objectivos da Qualidade.

Para dar resposta a esta necessidade, para além da existência de um Gestor da Qualidade, dependente directamente da Administração, criaram-se grupos a vários níveis envolvendo os gestores do estaleiro.

- Grupo de Encaminhamento

Este grupo constituído por um Administrador, Responsável da Qualidade, Consultores, Directores e Chefes de Departamentos tinha como função seguir o processo da Qualidade e ser o órgão facilitador da sua implementação.

Como equipa interdisciplinar, era responsável por planear, definir as prioridades, monitorizar todo o processo da qualidade, dar resposta aos problemas que surgiam e, remover as barreiras existentes assegurando as condições indispensáveis ao bom desenvolvimento do processo.

- Grupo de Acção

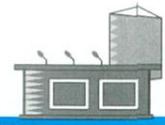
Constituído pelo Responsável pela Qualidade e pelos Consultores, funcionava como dinamizador, formador e motivador das equipas de implementação.

Tinha como função acompanhar a elaboração dos procedimentos, integrá-los e adequá-los ao Sistema da Qualidade. Acompanhava também a sua implementação no terreno, recolhendo sugestões de alteração dos procedimentos.

- Grupos de Implementação

Tinham como função, elaborar os procedimentos operativos e verificar a sua adequabilidade na prática. Davam sugestões de alteração dos procedimentos.

Estes grupos eram constituídos pelos mais interessados e sensibilizados pela Qualidade ao nível dos serviços sendo que a responsabilidade pelo cumprimento dos objectivos da Qualidade e pelas



acções correctivas era do responsável pela respectiva área funcional.

Não é demais realçar a importância destes grupos para o êxito do processo. São constituídos por pessoas que estão próximo do processo e podem identificar a necessidade de ajustamentos em relação ao que está definido, fazendo com que os procedimentos se adequem à realidade.

- Acções desenvolvidas pelos Grupos

O grupo de encaminhamento reuniu-se numa base periódica mensal. Em cada reunião fazia-se o ponto da situação da implementação e eram levantados os problemas surgidos. A interligação com os grupos de implementação era garantida pela presença dos responsáveis das áreas envolvidas no processo.

Por sua vez o grupo de acção com assento também no grupo de encaminhamento, era o motor dos grupos de implementação, coadjuvando o seu trabalho no terreno.

- O Papel dos Consultores

A integração dos consultores nestas equipas foi fundamental funcionando como catalizador da mudança.

Nunca pretendeu substituir a gestão dos Estaleiros, mas assegurar que a informação que chegava às pessoas fosse perceptível por quem a recebia.

No grupo de encaminhamento os consultores serviam muitas vezes para explicitar a informação que já existia, ajudar a decidir o que fazer e que órgão o devia fazer e quando.

No grupo de acção, os consultores acompanhavam o processo permitindo-lhes aferir o progresso da implementação dos procedimentos e avaliar como e quando é que o processo deveria ser ajustado. Esta integração permitia ainda fornecer à gestão uma informação fidedigna para que fossem tomadas as decisões mais convenientes.

. Alterar Comportamentos - Motivar

Os procedimentos induzem sempre alterações e introduzem disciplina e organização. Estes aspectos criam resistência das pessoas para a sua aceitação.

Para além disso, são introduzidos conceitos e metodologias cujo conhecimento por todos é importante para o processo da Qualidade. Por isso, é necessário um longo trabalho de esclarecimento e de motivação de todos.

- Seminários

Os seminários efectuados tiveram como objectivo introduzir os ENVC no conceito e objectivos da Qualidade, no processo que se iniciava e, nas normas em que se suportava.

Para além dos seminários de sensibilização já referidos efectuaram-se acções de formação de dois tipos:

- Acções de Sensibilização

As acções de sensibilização dos quadros do Estaleiro tiveram como objectivo introduzir noções sobre a Qualidade, as ferramentas da Qualidade e o conceito de melhoria.

- Acções Específicas

As acções específicas para as áreas correspondentes aos grupos de implementação (aço, projecto, aprestamento, e outros), tiveram como objectivo apresentar o Sistema da Qualidade do Estaleiro, facilitar a implementação do sistema na área em causa e debater com essa equipa as dificuldades surgidas.

A responsabilidade pelo planeamento das acções de formação foi dada ao Departamento da Qualidade que, com a ajuda dos consultores promoveu as acções descritas.

Um bom exemplo da necessidade de formação tem a ver com a nomenclatura

própria da Qualidade. A necessidade de uma linguagem comum e do entendimento claro do seu significado é fundamental para evitar interpretações incorrectas dos objectivos propostos. Exemplificando: O termo não-conformidade, utilizado no âmbito do Sistema da Qualidade não deve ser entendido como defeito no seu conceito vulgar. Num processo produtivo complexo, como o de um navio, existem muitos defeitos, nas soldaduras, deformações das chapas, etc., cuja aceitação tem critérios definidos. Há limitações impostas pelo próprio processo produtivo e tecnológico que impõem tolerâncias cuja definição nem sempre é fácil.

O desejável "fazer bem à primeira" nem sempre se apresenta possível, numa indústria em que cada navio é único, mesmo tratando-se de séries. Daí que as rectificações necessárias à colocação dentro dos critérios de aceitabilidade afectuadas no decurso da produção não devam ser consideradas não-conformidades.

Do mesmo modo a terminologia correntemente utilizada de revisão e verificação em relação aos desenhos produzidos pelo projecto necessitou ser clarificada e não confundida com a revisão e verificação do projecto no âmbito do Sistema da Qualidade.

Durante todo o processo de desenvolvimento e implementação do Sistema da Qualidade foi feito um grande esforço entre os consultores e o estaleiro, no sentido de definir claramente a terminologia que obrigatoriamente o sistema introduz e a sua adaptação à realidade da construção naval. A contribuição dos Consultores foi decisiva devido à existência na sua equipa de elementos com formação na indústria naval e na área da qualidade.

. As Auditorias

As auditorias podem ser consideradas como a ferramenta por excelência da Medição



do Progreso das Implementações do Sistema

As auditorias têm como objectivo verificar, examinando e avaliando pela evidência objectiva, que os elementos do Sistema da Qualidade aplicáveis são apropriados, foram desenvolvidos, documentados e efectivamente implementados de acordo com os requisitos definidos.

Durante o processo de implementação foram efectuadas várias auditorias com características diferentes, auditorias externas e auditorias internas.

- Auditorias Externas

As Auditorias externas são efectuadas pelos consultores externos com a finalidade básica de verificar a conformidade do Sistema e da sua prática com os procedimentos. Ao longo do processo de implementação foram realizadas duas auditorias parciais para seguimento da implementação sectorial que se ia processando.

Estas auditorias parciais aos sectores tinham como finalidade básica avaliar o processo nesse sector desde a chegada da informação e dos materiais/equipamentos até ao resultado final e sua entrega ao sector seguinte.

No fim do processo de implementação foi realizada uma auditoria de seguimento geral que permitisse uma visão global da interligação entre os vários sectores.

- Auditorias Internas

As auditorias são efectuadas por auditores internos previamente preparados por acções de formação.

Estas auditorias tinham como finalidade verificar e ajudar a que acções correctivas detectadas pelas não-conformidades fossem bem executadas.

Verificou-se que as auditorias, em particular as externas, foram poderosos instrumentos de medição do grau de implementação dos procedimentos. Elas permitiram, de modo independente e portanto credível, tornar perceptível aos elementos envolvidos no processo de implementação, os desvios existentes.

Foram por isso, instrumentos motivadores do empenho de cada um em fazer cada vez melhor até à obtenção dos objectivos propostos.

A formação de auditores internos revelou-se indispensável, quer para a criação de capacidade interna de avaliar a manutenção do Sistema da Qualidade ao longo do tempo, quer para a análise de fornecedores e sub-contratados.

A deficiente capacidade de resposta dos fornecedores nacionais da industria naval cria alguns problemas de Qualidade. As auditorias aos fornecedores que tem vindo a ser efectuadas pelo estaleiro tem funcionado como impulsionadores da procura de melhores níveis de Qualidade por parte desses fornecedores. Por outro lado, as auditorias não se tem limitado a apontar defeitos, mas a ajudar a encontrar caminhos de melhoria.

A realidade dos sub-empregados é talvez ainda mais difícil do que a dos fornecedores dada a escassez de mão de obra qualificada na zona de implantação do Estaleiro.

Daí que, o estaleiro tenha actualmente um grande envolvimento com os seus sub-empregados, fornecendo formação e qualificação dos soldados.

4. CONCLUSÃO

. Vantagens

Com a introdução do Sistema da Qualidade nos ENVC procurou-se:

. Instituir principios de organização, métodos e disciplina que constituíssem uma

base sem a qual uma Organização não pode aspirar em ir mais além na Qualidade.

. Definir quem faz o quê e como são os processos produtivos que tornassem a Organização mais eficiente e efectiva. Pretende-se consequentemente aumentar o desempenho de cada um.

. Implementar um Sistema de detectar e prevenir não-conformidades, para cuja resolução se encontrem maneiras de fazer melhor e cuja implementação crie um processo de melhoria contínua.

. Limitações/Riscos

- Cargas Burocráticas

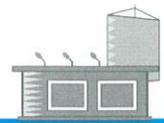
O Sistema obrigou à inclusão de procedimentos, rotinas, inspecções e verificações.

A ausência destes elementos de base compromete a garantia da obtenção de produtos com elevado grau de conformidade que geram a confiança interna e externa na sua qualidade. No entanto, esta exigência, o desejo de querer controlar e registar tudo, leva ao exagero de querer introduzir aspectos pouco relevantes para a Qualidade. Isto provocou numa 1ª fase um excessivo aumento da carga burocrática.

Para eliminar esta situação, foram tidos em conta os seguintes principios:

1. Devem ser claramente identificados os objectivos para que foram criados os documentos, e os parâmetros a registar. Quando se efectua a análise dos documentos, deve verificar-se se, efectivamente se acrescentam valor ao processo que se pretende controlar.

2. Os documentos ou campos dos documentos ou registos que se verifique não acrescentarem informação útil para os objectivos para que foram criados, devem ser eliminados.



Como exemplo, basta dizer que a equipa que se dedicou à racionalização dos registos detectou a existência de seis impressos com finalidade semelhante. A análise posterior mostrou ser possível a utilização de um único impresso.

- A Certificação

A certificação de um Sistema de Gestão e Garantia da Qualidade é considerada de um modo consensual como um ponto de partida, para que o processo da Qualidade se desenvolva passo a passo para os objectivos da Qualidade Total - Um Sistema de Gestão orientado para os recursos humanos, cujo objectivo consiste em melhorar continuamente a satisfação do cliente a custos progressivamente menores.

Quando se tem a Certificação como meta, o que acontece com alguma frequência, insensivelmente passa a ter-se a preocupação de satisfazer os auditores. Isto pode, provocar algumas actividades desnecessárias e a ideia de que com a certificação se concluiu o processo e que foi introduzida na empresa uma cultura de Qualidade.

Ora pelo contrário, uma tal atitude vai fazer falhar o objectivo fundamental da implementação do Sistema, isto é a introdução de uma Cultura de Qualidade, que é por sua natureza um processo dinâmico de melhoria contínua, que nunca pode ser dado por concluído.

. Manter e Melhorar o Sistema

- A Manutenção do Sistema

Para que o processo da qualidade possa ser durável é essencial que os seus mentores e principais responsáveis acreditem e verifiquem a sua necessidade e utilidade.

Essa utilidade pode ser constatada como refere Joseph Benoit, pelo "estabeleci-

mento e reconhecimento de relações, com os Armadores, Fornecedores, Autoridades Marítimas e Classificadoras, baseadas na confiança que a Certificação e a sua manutenção ao longo do tempo permitem".

- A Melhoria Contínua

O desenvolvimento e implementação do Sistema da Qualidade e a Certificação são passos importantes mas constituem apenas uma estrutura organizativa que induz método, disciplina e cria mecanismos de controlo.

São estes mecanismos de controlo que permitem detectar produtos não-conformes e determinar quais as causas que lhe deram origem.

A determinação destas causas é um objectivo fundamental a perseguir após a implementação do Sistema da Qualidade se queremos melhorar continuamente.

O Responsável pela Qualidade poderá, de acordo com a complexidade do problema solicitar a contribuição de especialistas na área em análise, não se esquecendo de envolver o seu responsável.

Para facilitar a determinação das causas dos problemas, é útil a introdução das ferramentas da Qualidade.

No entanto, o exito dos processos de melhoria pressupõem a existência de uma cultura de Qualidade onde a determinação e a liderança são fundamentais.

É necessário incentivar a responsabilização e a criatividade motivando a participação activa de todos. Joga aqui um papel importante a formação de líderes capazes de catalizarem essa mudança.

Presentemente o Estaleiro tem lançados dez programas de melhorias que incluem entre outros: Melhoria do fabrico no

"Panel Line", Ferramentas para reduzir defeitos na montagem dos blocos, Adaptação do Nesting ao comando numérico, melhoria da rastreabilidade dos materiais, etc...

Para concluir gostaria de repetir o que Edwin Artzt, Presidente da Procter & Gamble referiu a propósito da Qualidade:

"A Qualidade Total não garante que uma empresa produza estratégias ganhadoras. A Qualidade Total assegura e mantém o sucesso de uma estratégia ganhadora mas não resolve os problemas estratégicos".

REFERÊNCIAS

- (1) - Joseph Benoit - "Aseguramento de la Calidad en la Industria de Construcción Naval" - Ingeniería Naval. Nº706 Junio 1994
- (2) - Bemowski, K. - "Carrying on the P & G Tradition" - Quality Progress, Maio 1992
- (3) - Brian Ashwood - The Quality Standards Master Plan
- (4) - NP EN ISO 9001/1994 - Sistemas da Qualidade. Modelo de Garantia da Qualidade na Concepção/Desenvolvimento, Produção, Instalação e Assistência após Venda.
- (5) - NP EN 30011-1/1993 - Linhas de Orientação para Auditorias de Sistemas da Qualidade. Parte 1: Auditorias
- (6) - Estaleiros Navais de Viana do Castelo - Manual da Qualidade
- (7) - Estaleiros Navais de Viana do Castelo - Manual de Procedimentos





CONTRATOS DE BUQUES

PRECIOS DE BUQUES SEGUN ALGUNOS CONTRATOS REGISTRADOS DURANTE EL MES DE ABRIL DE 1996

ARMADOR	PAIS ARMADOR	ASTILLERO	PAIS ASTILLERO	TIPO	SUBTIPO	Nº	TEU	TPM	GT	CAR TRAILER PAX	M CU	ENTREGA	PRECIO M \$
P&O	REINO UNIDO	FINCANTIERI	ITALIA	CRUCERO		1			77.000	1950 pax			300
KLAUS OLDENDORFF	CHIPRE	HALLA	COREA	PETROLERO		1		1E+05				888	44,5
TROMS FYLKES DAMP	-	ULSTEIN	NORUEGA	FERRY		1		11200				96	67,5
STENA LINE	SUECIA	AESA	ESPAÑA	PASAJE/CAR FERRY		2			30.500			1998	130
HONG KONG INTERESTS	HONG KONG	KVAERNER SINGAPORE	SINGAPUR	FERRY	CATAMARAN	2			475			1996	12
SCOTLINE	REINO UNIDO	YORKSHIRE	REINO UNIDO	CARGA GENERAL	MADERERO	1		3360		4000		1997	10,6
C F AHRENKEL	-	VIANA DO CASTELO	PORTUGAL	QUIMICO		1		5700				996	20
BRITISH COLUMBIA FERRY CORP.	-	VANCOUVER SHIPYARDS	CANADA	PASAJE/RO-RO		3				250 vehiculos/1.000 pax		0797	154,13
FFSO ALLIANCE	REINO UNIDO	HARLAND & WOLFF	REINO UNIDO	FFSO		1		2E+05				698	600
FURETANK	-	BRATTVAAG SKIPSVERFT	NORUEGA	PETROLERO	PRODUCTOS	2		11500				97	56
STENERSEN	NORUEGA	KIU XIN SHIPYARD	CHINA	PETROLERO	QUIMICO/PRODUCTOS	1		8000				98	20
WIJNIE & BARENDIS	NUEVA ZELANDA	NIESTERN SANDER	HOLANDA	CARGA GENERAL		1		4250				1197	10,26
CERES HELLENIC	GRECIA	SAMSUNG H.I.	COREA	PETROLERO	SUEZMAX	1		2E+05				698	59
HANSA TREUHAND	ALEMANIA	HANJIN	COREA	PORTACONTENEDORES		2	1.600					97/98	60
BP SHIPPING	REINO UNIDO	HARLAND & WOLFF	REINO UNIDO	FFSO		1		2E+05				97	610,5
STATOIL	NORUEGA	SAMSUNG	JAPON	MULTI-PROPOSITO	MULTI-PURPOSE	1		1E+05					100
STEAMERS MARITIME HOLDINGS	SINGAPUR	WUHU SHIPYARD	CHINA	PORTACONTENEDORES		2	360					0697	20
FUKADA SALVAGE & MARINE WORKS	JAPON	MITSUBISHI H.I.	JAPON	ESPECIAL		1						1196	51
TSAKOS GROUP	GRECIA	ASTILLEROS RIO SANTIAGO	ARGENTINA	PETROLERO	PANAMAX	2		62000				98	64
FERROVIE DELLO STATO	ITALIA	RODRIGUEZ	ITALIA	FERRY		3		5000				97/98	95,55
TOR LINE	SUECIA	SAMSUNG	COREA	RO-RO		2		12000					127
STEAMERS MARITIME	SINGAPUR	JINLING	CHINA	PORTACONTENEDORES	FEEDER	6						97/98	85
WESFAL-LARSEN	NORUEGA	MITSUI ZOSEN	JAPON	LPG		3				20.000		98/99	138
KRUPP	ALEMANIA	DAEWOO H.I.	COREA	BULK CARRIER	ORE	2		3E+05					140
SNAM	ITALIA	SESTRI CANTIERE NAVALE	ITALIA	LPG		1				17.000		98	57
COLUMBIA SHIPMANAGEMENT	-	ADMIRALTEISKI	-	PETROLERO	PRODUCTOS	2		28+00				97	25
MARNAV/FINAVAL	ITALIA	NORTH SEA SHIPYARD	DINAMARCA	QUIMICO		2		3500				97	34
TOR LINE	SUECIA	FINCANTIERI	ITALIA	RO-RO		2			25.000			99	100
SEAWAYTE FERRY SERVICES	INDONESIA	WAVEMASTER	AUSTRALIA	PASAJE		4							16



EL ASTILLERO H&W CONSIGUE EL CONTRATO PARA UN F.P.S.O.

El astillero británico Harland & Wolff ha conseguido el contrato de conversión de un petrolero de 105.000 tpm en un F.P.S.O.. El petrolero pertenece a Bluewater y fue contratado por el armador griego Glafki al astillero japonés Namura el pasado otoño, entregándose el buque a principios de este año. Los trabajos de conversión incluyen la instalación de una "turret" y de la planta de proceso. El F.P.S.O. se utilizará para explotar los pozos Durward y Dauntless que posee la compañía Amerada Hess en el sector británico del Mar del Norte, donde comenzará la producción a principios de 1.997, con 60.000 barriles de crudo por día. ■

ALEMANIA CONTRATA PORTACONTENEDORES EN COREA.

Con la contratación, por parte de la compañía alemana Friedrich A Detjen, de un total de 22 portacontenedores en astilleros surcoreanos, se ha impulsado la contratación de este tipo de buques, justo antes de que se implementen en Alemania nuevas regulaciones restrictivas de impuestos para nuevas construcciones. Según los brokers, una oleada de pánico ha traído como consecuencia la contratación de un total de 60 portacontenedores en las últimas dos semanas. Con estos contratos, Detjen lidera el tonelaje alemán de portacontenedores. Además de los contratados por Detjen, Gebab ha contratado dos de 2.400 teu y dos de 3.900 teu, y Conti Reederei ha contratado tres de 2.400 teu, todos en el astillero coreano Daewoo. Peter Dohle Schiffahrts ha contratado cuatro de 2.500 teu en Kvaerner Warnow (Alemania) y Claus-Peter Offen ha contratado dos de 2.400 teu en Flender (Alemania). ■

OPTIMISMO EN LOS ASTILLEROS NORUEGOS.

Un cierto optimismo invade los 30 astilleros noruegos. Se trata de astilleros pequeños, de entre 6.000 y 500 empleados. Las carteras para 1996 están repletas, aunque sólo la mitad de los astilleros tienen contratos para 1997 y sólo 6 los tienen para después de Junio de 1997. Ofrecen rápidas entregas para buques especializados de tamaño medio y pequeño. La mitad de su contratación es para intereses domésticos. El más grande es Kvaerner. ■

WESTMARIN CONSIGUE AYUDA FINANCIERA.

La compañía Stena Line, principal accionista del astillero, y el banco Den Norske Bank han llegado a un acuerdo sobre el paquete de ayudas necesario para asegurar el futuro del astillero noruego Westmarin, especialista en construcción de ferries. La ayuda es de 29,2 millones de dólares y con esto se pretende el relanzamiento del astillero después de los problemas que surgieron durante la construcción de los dos ferries HSS, cuyos costes superaron en un 14 por ciento los del contrato. ■

MERCADO DE DESGUACES.

Los bajos fletes y los elevados precios de desguace durante el mes de Abril han dado lugar a una intensa actividad en el mercado de las demoliciones de buques. Un total de 38 buques, que totalizan los 1,84 millones de tpm, han sido vendidos para desguace. Cerca de un millón de toneladas correspondían a petroleros. En Marzo, la cifra fue de 20 buques con un total de 1,29 millones de tpm. ■

POLONIA. PROBLEMAS EN GDANSK.

El astillero polaco Gdansk establecerá una nueva compañía que se hará cargo de la

mayor parte del astillero, como consecuencia del anuncio de su bancarrota. El Gobierno polaco espera conseguir un comprador para el astillero, después de haber solicitado propuestas a varios inversores. Entre los inversores están armadores, astilleros y bancos alemanes, junto con un desconocido grupo surcoreano. Por otra parte, y debido a la inminente bancarrota del astillero, las compañías que tenían buques contratados en el astillero intentan cancelarlos o renegociarlos. La cartera de Gdansk consta de 18 buques. ■

NUEVO QUÍMICO PARA STOLT NIELSEN.

El nuevo buque químico que construye el astillero Danyard para la operadora Stolt Nielsen marca el comienzo de un nuevo período de inversiones en la flota de la compañía y también se introduce una nueva y avanzada tecnología relativa a este tipo de buques. El "Stolt Innovation" tiene 37.000 tpm y un total de 44 tanques de carga separados por cofferdams longitudinales y mamparos transversales. ■

NUEVO CANAL INTEROCEÁNICO EN COLOMBIA.

Colombia ha desempolvado el viejo plan de construcción de un canal interoceánico que competiría con el de Panamá. El Gobierno colombiano comenzará a recibir ofertas a partir de Enero de 1997 por parte de inversores que quieran llevar a cabo la construcción del canal. ■

VSEL DIRIGIRÁ HELLENIC SHIPYARDS.

El astillero británico Vickers Shipbuilding and Engineering (VSEL) puede conseguir el contrato para dirigir el astillero griego Hellenic Shipyards. Hellenic está desarrollando un nuevo plan de reestructuración que necesita ser dirigido desde el exterior. ■

NUEVO DISEÑO ESTÁNDAR PARA BUQUES MULTIPROPÓSITO.

El diseño Fantasy para buques multipropósito de 29.500 tpm parece ser el que se implementará como un diseño estándar en el mercado de la carga seca. El diseño tiene 181 m. de eslora total, 172 m. de eslora entre perpendiculares, 26 m. de manga, 9,67 m. de calado de diseño y un coeficiente de bloque de 0,814. ■

CONTRATOS EN ASTILLEROS HOLANDESES.

Los dos astilleros holandeses Van der Giessen-De Noord e IHC Caland han con-

seguido contratos valorados en un total de 341 millones de dólares. El primero construirá dos ferries para Deutsche Fahrgesellschaft y entregará próximamente un ferry a Stena y otro para Irish Continental. El segundo construirá un nuevo sistema de producción flotante para BP. ■

BANCARROTA DEL ASTILLERO DANÉS BURMEISTER & WAIN.

El plan de reestructuración del astillero Burmeister & Wain parece no haber tenido un buen final. La causa de la bancarrota ha sido la falta de financiación para el citado plan. El astillero no ha si-

do cerrado y los tres bulkcarriers de 74.000 tpm para Bottiglieri no se construirán. ■

NUEVA "JOINT VENTURE" ENTRE INDIA Y ALEMANIA.

El astillero estatal indio Cochin Shipyard ha establecido una "joint venture" con el astillero alemán Neptun Shipyard para llevar a cabo reparaciones, conversiones y modernizaciones de buques en las instalaciones de Cochin. Se pretende también establecer un segundo astillero de reparaciones, ya que el existente y las instalaciones dedicadas a nuevas construcciones están ocupados. ■

STATOIL RECHAZA LA MITAD DE LOS BUQUES INSPECCIONADOS

Los inspectores marítimos que trabajan para Statoil, la compañía petrolera estatal de Noruega, han rechazado de nuevo a más de la mitad de los 266 buques inspeccionados durante el año 1995.

Un portavoz de Statoil ha declarado que, de los 145 buques que se han encontrado inaceptables, 14 fueron rechazados por la compañía mientras que los otros 131 fueron rechazados temporalmente hasta que se realizaran reparaciones menores. Los 14 buques rechazados requieren trabajos de reparación tan extensos que será necesaria una nueva inspección antes de que pasen la prueba de Statoil.

Los problemas encontrados varían entre unos procedimientos de seguridad pobres y la falta de información actualizada apropiadamente.

Statoil ha manifestado claramente su deseo de que sean desguazados muchos de los buques más viejos.

La edad media de la flota operada por Statoil (44 buques) es de 5,1 años frente a más de 13 años de la edad media mundial.



CLARKSON PREVE UN CRECIMIENTO RÁPIDO DE LA FLOTA DE BUQUES LNG

El crecimiento de la flota mundial de buques LNG se acelerará en los próximos años, a medida que se entreguen los 20 buques en construcción o en cartera con una capacidad total equivalente al 25% de la flota actual.

Según Clarkson Research Studies, en los años transcurridos de esta década, la flota de buques LNG ha aumentado anualmente un 5,7% pero, en los restantes años de este siglo, el crecimiento anual será del 8%.

Se prevé que el tráfico de LNG aumente considerablemente en la próxima década y Clarkson estima que los países europeos de la OCDE y los del sudeste asiático tendrán un mayor crecimiento de la demanda.

En 1995 se entregaron cuatro buques LNG con un total de 536.059 m³, frente a nueve buques con un total de 1.170.000 m³ que se entregaron en 1994.

En 1996 se entregarán nueve buques LNG con un total de 944.505 m³ y en 1997 seis buques con un total de 689.205 m³. En 1995 no se vendió para desguace ningún buque LNG.

La flota de buques LPG también está en un periodo de expansión sostenida, con un crecimiento continuo desde 1987, aunque el porcentaje de la capacidad de la cartera de pedidos sobre la de la flota existente no es tan grande como la de los buques LNG. Clarkson prevé que para los restan-

tes años de este siglo, la demanda de LPG crecerá anualmente un 3,8%.

A finales del pasado año, la cartera de pedidos de buques LPG era de 51 buques con un total de 899.000 m³, mientras que la flota estaba constituida por 853 buques con un total de 11.660.000 m³. En 1995 se contrataron 17 buques LPG con un total de 585.711 m³, que representa un aumento de la actividad de contratación, con respecto a la de 1994, del 10%.

Del análisis de la cartera de pedidos se deduce que el crecimiento más rápido de la flota tendrá lugar en la gama de buques de 20.000 a 60.000 m³.

NACIONAL



BOTADURA DE LA FPSO "PETROJARL" FOINAVEN

El pasado 27 de mayo ha tenido lugar en ASTANO la botadura de la FPSO "Petrojarl Foinaven", que dicho astillero construye para GOLAR-NOR, efectuando una importante transformación del buque ruso portagabarras (tipo LASH) "ANADIR" y que es uno de los proyectos técnicamente más ambiciosos que ha acometido en el campo de la construcción naval offshore.

La "Petrojarl Foinaven" irá destinada al campo Foinaven, propiedad de las compañías British Petroleum y Shell, situado a unos 200 Km al oeste de las islas Shetland, que fue descubierto en 1992 y que dispone de unas reservas estimadas entre 250 y 500 millones de barriles.

Las características principales de la "Petrojarl Foinaven" son: eslora total,

250 m; eslora entre perpendiculares, 220 m; manga, 34 m; puntal, 19,10 m; calado máximo, 13 m; peso muerto, 48.000 t; desplazamiento, 75.000 t. y velocidad, 12 nudos.

Puede cargar hasta 300.000 barriles de petróleo, y tiene una capacidad de producción de 85.000 barriles de petróleo al día y una capacidad de descarga diaria de 30.000 barriles. El petróleo se trasladará a las refinerías por medio de petroleros shuttle, que se conectará cada tres días al FPSO. Una planta de proceso de doble tren y un peso de cuatro mil toneladas, dispuesta sobre la cubierta, se encargará de proceder a la separación del agua y el gas, reinyectando ambos fluidos para mantener la presión del campo.

El sistema de fondeo de la torre se basa en diez líneas de 1.200 toneladas de carga de rotura, cada una.

En total dispone de quince risers, ocho de ellos de producción, dos de elevación de gas y otros dos umbilicales de control, más los reservados a la inyección de gas y agua.

Estará propulsada por dos líneas de ejes de 6.000 Kw cada una. Asimismo dispone de dos propulsores de 2.400 Kw y otros dos de 900 Kw.

La planta eléctrica está constituida por cuatro grupos de 6.000 Kw y otros cuatro de 6.750 Kw.

En el número de mayo de 1.995 se describe con detalle el alcance de la transformación realizada por ASTANO.

LA CONSTRUCCIÓN NAVAL ESPAÑOLA EN EL PRIMER TRIMESTRE DE 1996

De acuerdo con las cifras registradas por la Gerencia del Sector Naval, al 1 de abril de 1996 la cartera de pedidos de los astilleros nacionales era de 72 buques con 859.027 GT (731.741 CGT), frente a igual número de buques con 903.812 GT (661.612 CGT) en la misma fecha del año anterior.

De los 72 buques en cartera, 15 con 108.507 GT (110.966 CGT) son para armadores nacionales y los 57 buques restantes, con 750.520 GT (620.775 CGT) son para exportación.

La distribución de la cartera de pedidos por tipos de buques se recoge en la tabla 1.

Durante el primer trimestre de 1996 se han contratado 16 buques con 150.652 GT (130.873 CGT), de los cuales 5 con 77.464 GT (49.877 CGT) son para armadores nacionales y 11 con 73.188 GT (80.996 CGT) son para exportación. Los astilleros privados han contratado 13 buques con 38.332 GT (60.523 CGT), frente a los tres buques con 112.320 GT (70.350 CGT) contratados por los astilleros públicos.

La distribución de la contratación de buques se recoge en la tabla 2.

Durante el trimestre, se han entregado un total de 10 buques con 49.089 GT (53.677 CGT), de los cuales 7 con 12.355 GT (19.384 CGT) son para armadores nacionales y los otros 3 con 36.734 GT (34.293 CGT) son para exportación.

Los astilleros privados entregaron 8 buques con 12.754 GT (21.379 CGT) frente a los 2 buques con 36.335 GT (32.298 CGT) entregados por los astilleros públicos.

La distribución de las entregas por tipos de buques se recoge en la tabla 3.

Cartera de pedidos al 1-4-1996

Tipo de buque	Nº	GT	CGT	TPM
Petroleros de doble casco	3	186.275	83.829	335.400
Transportes de productos petrolíferos y químicos.	14	187.952	187.615	305.020
Graneleros	2	170.000	68000	253.000
Cargueros	8	28.352	39.282	43.600
Frigoríficos	4	19.880	29.820	22.000
Ro-ro	7	85.200	89.460	50.400
Ferries	6	153.505	141.833	41.470
Pesqueros	15	22.851	66.842	11.363
Otros buques	13	5.012	25.060	2.838
Total	72	859.027	731.741	1.065.091

Tabla 1

Buques contratados en el primer trimestre de 1996.

Tipo de buque	Nº	GT	CGT	TPM
Petroleros de doble casco	1	68.320	30.750	121.400
Transportes de productos petrolíferos y químicos	2	10.532	16.851	14.485
Cargueros	2	7.300	9.856	11.200
Ro-ro	2	44.000	16.380	11.400
Ferries	2	44.000	39.600	12.600
Pesqueros	4	3.833	12.101	3.108
Otros buques	3	1.067	5.335	892
TOTAL	16	150.652	130.873	175.085

Tabla 2

Buques entregados en el primer trimestre de 1996

Tipo de buque	Nº	GT	CGT	TPM
Transportes de productos petrolíferos y químicos.	4	31.196	29.361	52.038
Portacontenedores y línea rápidos	1	8.075	9.690	10.528
Ro-Ro	1	8.600	9.030	4.890
Pesqueros	2	494	1976	504
Otros buques	2	724	3.620	255
TOTAL	10	49.089	553.677	68.215

Tabla 3



ASTILLEROS ESPAÑOLES CONSTRUIRÁ CUATRO QUIMIQUEROS DE ÚLTIMA GENERACIÓN CON DESTINO A LA MULTINACIONAL STOLT NIELSEN.

El grupo Astilleros Españoles construirá cuatro buques para el transporte de productos químicos, con opción a dos más, destinados a la flota de STLT NIELSEN, líder mundial de distribución de este tipo de productos y operadora de un centenar de buques. El contrato supone para el grupo español unos ingresos aproximados entre 28.000 millones de pesetas y 42.000 millones de pesetas, según las opciones.

Este nuevo contrato de los astilleros públicos españoles reafianza su posición en el mercado internacional dentro de los tipos de buques de más alta tecnología con clientes de primera magnitud.

La construcción de los barcos se hará en los astilleros de Sestao (tres más uno) y Gijón (uno más uno), asegurando la carga de trabajo en ambos astilleros hasta finales de 1998.

Estos buques quimiqueros pertenecen a la última generación de parcel tankers (barcos con cuarenta compartimentos de almacenaje, que posibilitan diferentes tipos de carga) construidos en acero inoxidable tipo dúplex y responden a las exigencias de máxima seguridad y facilidad de limpieza y mantenimiento.

Otra de las principales características de estos nuevos barcos es la de su propul-

sión diesel eléctrica con tres grupos generadores que alimentan un motor eléctrico principal de 6.500 Kw.

Características principales de estos buques son:

Eslora entre perpendiculares	154,1 m
Manga	23,72 mQ
Puntal	13 m
Calado	10,1 m
Peso muerto	22.500 TPM
Capacidad	24.500 m3.

UNL DIVERSIFICA SU PRODUCCIÓN.

Unión Naval de Levante ha incrementado su cartera con el contrato para llevar a cabo la construcción de un petrolero de 15.000 tpm para la compañía Marpetrol, que se entregará en 1998 y cuyo precio ronda los 28 millones de dólares. El astillero ha construido un químico de 9.500 tpm para la compañía, que ha entregado a finales de junio. También parece estar en negociaciones para construir un buque de pasaje con capacidad para 1.000 pasajeros. En construcción tiene tres químicos de 5.100 tpm para United Tankers y otro similar para JO Tankers, un petrolero de productos de 9.300 tpm para Naviera Petrogas y dos portacontenedores de 500 teu para Comanav.



LA REFORMA DE LA LEY REGULADORA DE LOS COLEGIOS PROFESIONALES

JOSÉ MARÍA DE LOSSADA Y DE AYMERICH.
DR. INGENIERO NAVAL.

Aunque los Colegios profesionales en España, herederos de diferentes fórmulas de organización de las profesiones que datan de la Edad Media (gremios, cofradías, congregaciones, asociaciones de socorro mutuo, etc...), aparecen ya a comienzos del siglo pasado como fórmula organizativa de ciertas profesiones con sus funciones actuales de ordenación, defensa y representación de la profesión, debe de esperarse hasta 1974 para que aparezca una Ley que defina con claridad sus fines y regule su funcionamiento.

La Ley 2/1974, de 13 de febrero, reguladora de los Colegios profesionales, promulgada a finales del régimen anterior, constituye una excepción a la articulación orgánica de la Sociedad (democracia orgánica) y queda fuera de la configuración de la organización sindical española, consiguiéndose una aceptable autonomía colegial, aunque se mantengan ciertas tutelas sobre la vida colegial.

La Constitución española, aprobada por Referéndum nacional el 6 de Diciembre de 1978, incluye en su Título I el Artículo 36, que coloca a nivel constitucional a los Colegios profesionales a través del siguiente texto:

“La ley regulará las peculiaridades propias del régimen jurídico de los Colegios profesionales y el ejercicio de las profesiones tituladas. La estructura y el funcionamiento de los Colegios deberán ser democráticos.”

Consideramos interesante reproducir las conclusiones formuladas por el Profesor Fanlo Loras, en su colaboración al trabajo “Los Colegios profesionales a la luz de la Constitución” publicado por Unión

Profesional, sobre lo que significa la constitucionalización de los Colegios profesionales:

- En primer lugar, se establece una diferenciación radical entre partidos, sindicatos y organizaciones empresariales, de una parte (configuradas de acuerdo con el principio de libre creación y pertenencia), y los Colegios profesionales que no están regidos por el principio de libre creación (son creados por los poderes públicos) y su pertenencia a ellos es obligatoria.

- En segundo lugar, aunque la Constitución no define qué son los Colegios profesionales ni cuales son sus notas diferenciadoras, el hecho de su constitucionalización apunta al modelo perfilado en la tradición española que considera como notas identificativas caracterizadoras de los Colegios: la forma de personificación pública (Corporaciones de Derecho Público), la obligatoriedad de pertenencia al Colegio y la exclusividad territorial (no cabe la existencia de otras entidades que ejerzan las mismas funciones en el mismo territorio).

- En tercer lugar, la mención que se hace a las profesiones tituladas supone la necesidad de que la organización colegial descansa sobre la existencia de una profesión titulada.

- En cuarto lugar, como organización representativa en la que están encuadrados necesariamente quienes ejercen profesiones tituladas de muy especial relevancia para la vida social, su estructura interna y su funcionamiento deberán de ser democráticos, exigencia común ésta con la establecida para los partidos políticos (art. 6) y sindicatos y asociaciones profesionales. (art. 7).

- Por último y así lo han señalado diferentes sentencias del Tribunal Constitucional, la constitucionalización de los Colegios profesionales se traduce en el reconocimiento de una garantía institucional. El Colegio, como fórmula de organización de una profesión titulada, constituye una garantía esencial para la protección de terceros y por ello, de la libertad de los propios profesionales.

La promulgación de la Constitución española de 1978, ocasiona la aparición inmediata de la primera modificación a la Ley 2/1974 sobre Colegios profesionales y así, el 26 de diciembre del mismo año 1978, se aprueba la reforma de la Ley anterior suprimiendo la mayor parte de las tutelas antes aludidas (suspensión de actos colegiales, alzas impropias ante el Ministerio competente, etc) y, de manera especial, suprimiendo la posibilidad de que una porción de la representación política en las Cortes se articule a través de los Colegios profesionales como ocurría en el régimen anterior. En lo sucesivo los Colegios, a diferencia de los partidos políticos, sindicatos y asociaciones empresariales, no constituyen cauce alguno de participación política ni son manifestaciones de pluralismo político de la sociedad.

A partir de 1978, dos son las circunstancias que exigen de forma creciente la introducción de nuevas reformas a la Ley 1974/1978:

- El desarrollo del Título VIII- De la Organización Territorial del Estado- de la Constitución.

- El ingreso de España en el Mercado Común, transformado posteriormente en la Unión Europea.



En el primer caso, las diferentes Comunidades Autónomas, al amparo de sus respectivos Estatutos de Autonomía, han comenzado a legislar en materia de Colegios Profesionales y al no haber habido una norma superior, de carácter estatal, que fije el marco de este proceso, se han comenzado a producir disfunciones en la ordenación colegial que es absolutamente necesario corregir.

En el segundo caso, España, incorporada a la Comunidad desde el 1 de Enero de 1986, heredó en su primer momento el bloque legislativo existente en la misma y, a partir de entonces, participó desde dentro en la elaboración de las diferentes políticas comunitarias.

En la actual redacción del Tratado Constitutivo de la Comunidad Europea (ya modificado según el Tratado de la Unión Europea firmado en Maastricht el 7 de febrero de 1992), los Títulos que pueden interesar a la materia de Colegios profesionales son:

- el Título III- Libre circulación de personas, servicios y capitales.
- el Título IV- Normas comunes sobre competencia, fiscalidad y aproximación de legislaciones.

De estas dos circunstancias, es la segunda, por su proyección exterior, la que preocupó más al Gobierno socialista y a partir de un Dictamen del Tribunal de Defensa de la Competencia, pretendió una modificación parcial de la Ley de Colegios profesionales, en dos intentos, a lo largo de dos legislaturas. La visión parcial, exclusivamente economista, de la verdadera función de los Colegios profesionales así como la falta de diálogo entre las partes interesadas, propició el fallo de estos intentos de actualización de la Ley por parte del Partido Socialista.

El día 7 de Junio del presente año y dentro de un paquete de medidas económicas, se promulga por parte del Partido Popular el Real Decreto-Ley, de medidas liberalizadoras en materia de suelo y Colegios pro-

fesionales. Se trata de una nueva reforma parcial de la Ley por la que, según su Exposición de motivos, "se modifican determinados aspectos de la regulación de la actividad de los profesionales que limitan la competencia, introduciendo rigideces difícilmente justificables en una economía desarrollada. En primer lugar, con carácter general, se reconoce la sujeción del ejercicio de las profesiones colegiadas al régimen de libre competencia. En segundo lugar, se establece que el indispensable requisito de colegiación deberá únicamente realizarse en el Colegio territorial correspondiente al domicilio del profesional. Finalmente se elimina la potestad de los Colegios profesionales para fijar honorarios mínimos, si bien podrán establecer baremos de honorarios orientativos."

Este Real-Decreto podrá sufrir modificaciones en su articulado ya que, si bien ha sido convalidado por el Congreso, será tramitado como proyecto de ley en trámite de urgencia.

Dos comentarios hay que hacer al contenido de este Decreto-Ley:

- por una parte, la colegiación única era una aspiración generalmente sentida por la totalidad de los profesionales colegiados que, de esta manera, ven facilitado el ejercicio de su profesión. Es evidente que en los Colegios de ámbito nacional no han existido nunca problemas al respecto.

- por otra parte, el cambio de calificación de los baremos de honorarios que pasan de ser mínimos a ser orientativos favorece, sin duda alguna, la obtención de trabajos a los profesionales, que pueden competir en el mercado con una mayor libertad. No obstante, debe tenerse en cuenta que al lado de la Ley de Defensa de la Competencia, el Real Decreto-Ley cita también a la Ley sobre Competencia Desleal, que alude expresamente como tal a la oferta de servicios por debajo del precio de coste, no pudiéndose, en consecuencia, confundirse la libertad con el libertinaje.

Por último queremos señalar que sigue quedando pendiente una nueva e importante reforma de la Ley de Colegios pro-

fesionales, derivada precisamente de la primera circunstancia antes citada referente al desarrollo del proceso autonómico.

Como se ha indicado anteriormente, se ha comenzado a producir, de forma anárquica, legislación autonómica dispersa en materia de Colegios profesionales al amparo de sus respectivos Estatutos de Autonomía, algunos de los cuales contemplan la competencia exclusiva "sobre Colegios profesionales y ejercicio de las profesiones tituladas, sin perjuicio de lo dispuesto en los Artículos 36 y 139 de la Constitución."

Señala el Profesor Fernández Farreres en la publicación de Unión Profesional antes citada, que el Estado no carece totalmente de competencia respecto de las materias sobre Colegios profesionales y profesiones tituladas ni que esas competencias dependan únicamente de los términos en que los Estatutos de Autonomía las hayan reservado a sus respectivas Comunidades autónomas y así la propia jurisprudencia constitucional ha señalado con rotundidad la existencia de algunas competencias estatales, directamente resultantes del texto constitucional, con directa incidencia en la materia de Colegios profesionales.

La disfunción ocasionada con el desarrollo anárquico de esta parte del proceso autonómico, reclama a voces la promulgación de una Ley a nivel del Estado, que regule con carácter general los principales aspectos que deben constituir la esencia de los Colegios profesionales y a la cual deba de acomodarse toda la normativa autonómica sobre Colegios profesionales.

La asignatura pendiente en la materia que nos ocupa, no es tanto una nueva modificación de la Ley en vigor, como la promulgación de una nueva Ley que sustituya a la actual y que regule en su conjunto la materia sobre Colegios profesionales, precisando los preceptos que son básicos - y, por tanto, de aplicación directa- siendo los restantes de aplicación supletoria, en defecto de norma autonómica de desarrollo. Corresponderá a las Comunidades Autónomas, dictar la normativa de desarrollo y ejercer las competencias de ejecución. ■

FITRANS 96: FERIA INTERNACIONAL DEL TRANSPORTE Y LA LOGÍSTICA

La apuesta por la calidad en el transporte y los servicios logísticos es "un camino sin fin y sin retorno" fue la conclusión alcanzada el pasado día 7 de mayo por todos los protagonistas del sector que coincidieron en Barcelona en un debate organizado por la Dirección General de Transportes de la Generalitat de Cataluña, el ente público Puertos del Estado y la Feria Internacional de Bilbao, en el marco de los encuentros que impulsa el Comité Técnico Asesor de la Feria Internacional del Transporte y la Logística, FITRANS'96.

La Feria Internacional del Transporte y la Logística, FITRANS'96, que se celebrará en Bilbao del 15 al 18 de octubre de 1996, es el más importante certamen del sector en el sur de Europa, y reúne en un mismo marco los servicios de todos los modos de transporte y las prestaciones logísticas, subrayando en todas sus actividades la figura del usuario como agente activo de la cadena de distribución de mercancías.

Asimismo cabe señalar que el Comité Técnico Asesor confirmó a FITRANS'96 como foro profesional durante un encuentro celebrado el día 6 de mayo en

Bilbao, en el que también se informó de que hay importantes expectativas de participación de visitantes profesionales y expositores en el Certamen que se celebrará en octubre próximo.

FITRANS'96 acogerá dos exposiciones: PORTUARIA'96, que en ésta su segunda edición, reunirá toda la oferta de servicios de transporte marítimo, su logística y los equipamientos portuarios y TRANSPORT'96, la Exposición Internacional del Transporte, que congregará toda la oferta de servicios del transporte por carretera, aéreo, ferroviario y la logística.

XXXIII SESIONES TÉCNICAS DE INGENIERÍA NAVAL

Con el tema "Los recursos marinos: un reto para la Ingeniería Naval y Oceánica", la Asociación de Ingenieros Navales de España (A.I.N.E) organiza las XXXIII Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval, que se celebrarán en Ferrol (La Coruña) durante los días 14 y 15 de noviembre de 1996.

Dentro de la temática indicada, se pretende desarrollar las siguientes Areas:

Area 1 Offshore: petróleo y gas.

Area 2 Energías renovables marinas.

Area 3 Pesca y acuicultura

Area 4 Recursos minerales marinos y obtención de agua potable (desalinizadoras).

Area 5 Gestión de la zona costera y utilización del espacio marino.

Area 6 Tecnología de información marítima para sistemas de información.

Quienes deseen presentar algún trabajo en estas Sesiones, el título, junto con el resumen e índice del contenido, debe obrar en poder de la A.I.N.E antes del próximo día 5 de septiembre de 1996.



CURSOS DE VERANO 1996

Gijón.

GESTIÓN PORTUARIA



UNIVERSIDAD DE OVIEDO

CON EL PATROCINIO:



Ayuntamiento
de Gijón

Del 22 al 26 de julio ha tenido lugar en el Salón de Actos del Edificio del Puerto Deportivo de Gijón, un Curso dedicado a la Gestión Portuaria.

Los objetivos del Curso se basan fundamentalmente en conseguir la transmisión de los conocimientos teóricos y prácticos para que los alumnos puedan afrontar la gestión de los distintos puertos y de los diversos modos de transporte con incidencia en el ámbito

portuario. Asimismo se afronta la planificación de inversiones y explotación de puertos, para posteriormente detenerse en la problemática de las cargas portuarias peligrosas y la gestión de terminales especializadas.

El programa incluirá temas como "La organización del sistema portuario español", La explotación portuaria: gestión y sistemas tarifarios de los servicios portuarios", "Las relaciones laborales en los puertos", etc.

INGENIERIA NAVAL

B O L E T I N D E S U S C R I P C I O N

APELLIDOS Y NOMBRE

EMPRESA

DIRECCION

CODIGO POSTAL

CIUDAD

PROVINCIA

PAIS

D.N.I. ó C.I.F.

TELEFONO

FAX

EDITADA POR LA ASOCIACION DE INGENIEROS NAVALES DE ESPAÑA
CASTELLÓ 66 - 28001 MADRID TEL. 575 10 24 - 577 16 78 FAX 577 16 79

LA FLOTA MUNDIAL A 1 DE ENERO DE 1996

FERLISHIP

PANORAMA GENERAL DE LA FLOTA.-

A 1 de Enero de 1996, la flota mundial de buques superiores a 100 gt englobaba 82.890 buques y un tonelaje de 490.662.091 gt, lo que ha supuesto un nuevo aumento respecto del año anterior, en 2.214 buques y 14,8 millones de gt, continuando así la tendencia de crecimiento sostenido (en torno a los 10 millones de gt anuales) iniciada en la presente década y que se recoge en el gráfico 'Evolución de la flota mundial'.

La estructura de la flota mundial por tipos no ha experimentado sensibles modificaciones respecto a la del año anterior, ni en términos de tonelaje, ni en número de buques. Los datos se recogen en el gráfico 'Estructura de la flota mundial a 1-1-96' y en la tabla 'Estructura de la flota mundial por tipos de buques a 1 Enero 1996'.

En términos de gt, un 31% corresponde a graneleros y combinados; un 29% a petroleros; un 25% a buques de carga general y unitizada; un 6% a buques de transporte de productos químicos y gaseros y el 10% restante se distribuye casi a partes iguales entre buques de pasaje, pesqueros y auxiliares de puerto y offshore.

Respecto al número de buques, casi el 48% son pesqueros y diversos (no de carga), el 27% cargueros, el 8% petroleros, el 7% graneleros, el 6% ferries y pasaje y casi el 4% buques gaseros y de productos químicos.

En general, el tamaño medio de los buques ha aumentado ligeramente en comparación con el año anterior, excepto en el caso de los petroleros (21.300 gt frente a 21.800) y de los ferries y pasaje (3.300 gt frente a 3.700). Los graneleros (24.600 gt frente a 24.300), los químicos y gaseros (8.100 gt frente a 8.000) y los cargueros (5.600 gt frente a 5.500) han experimentado un pequeño aumento.

Todas las cifras anteriores reflejan un año más la estabilidad que la estructura de la flota mundial está manteniendo en los últimos 3-4 años.

La edad promedio de la flota mundial ha experimentado un aumento de un año respecto al 1 de Enero de 1995, tanto en flota de transporte (18 años frente a 17) como en pesca y diversos (20 frente a 19), resultando una media de edad de 19 años (frente a los 18 del año anterior).

Por tipos de buques, la edad promedio de los buques petroleros es de 17 años, mientras que la de buques graneleros es de 14 años.

Entre las veinte principales flotas a nivel mundial, sólo seis tienen una edad promedio inferior a los 15 años: Japón, Liberia, Singapur, Noruega, Hong Kong y Taiwán (el año pasado figuraba también Bahamas).

De la tabla 'Distribución de edad por tipos de buque' se desprende que el 25,1% del tonelaje mundial tiene más de 20 años, el 21,3% se sitúa entre los 15-20 años, el 18,9% entre los 10-14 años y el 34,7% tiene menos de 10 años.

La flota más joven es la de buques químicos y gaseros, con el 62% de su tonelaje de edad inferior a los 15 años. Por el contrario, la flota de mayor edad promedio es la pesquera, con un 61% de su tonelaje por encima de los 15 años y un 45% por encima de los 19 años.

En cuanto a número de buques, con más de 15 años se encuentran el 61% de los buques cargueros, el 49% de los Graneleros y combinados y el 59% de los petroleros.



Respecto a los buques mayores de 150.000 tpm, 730 de ellos, con 177,9 millones de tpm., tienen una edad promedio de 12 años.

Las veinte principales flotas a nivel mundial se recogen en la tabla 'Principales flotas a 1 Enero 1996'.

Estas veinte banderas, de las cuales casi la mitad son banderas de conveniencia, suponen casi el 78% del tonelaje mundial y el 57% del número total de buques que componen la flota.

La flota mundial perdió durante el año 1995, entre desguaces y pérdidas por diversas causas, 641 buques con un total de 8,5 millones de gt.

EL CONTEXTO EUROPEO.-

A 1 de Enero de 1996, el tonelaje de la flota europea se ha mantenido en el mismo porcentaje estable de los últimos años, en torno al 30% del volumen total de la flota, tanto en número de buques como en toneladas de registro.

La flota correspondiente a los países de la UE se mantiene en torno al 14% (en términos de gt) y casi al 15% (en número de buques), del total de la flota mundial. En cuanto a su evolución, en el año 1995 ha continuado el crecimiento moderado iniciado en 1990, en términos de gt, y el descenso en cuanto al número de buques (exceptuando el año 1994, en el que aumentó el número de buques por la incorporación de Suecia, Austria y Finlandia).

A 1 de Enero de 1996, la flota de la UE ascendía a 12.352 buques y 69 millones de gt, cifras similares a las del año anterior.

Respecto a la estructura de la flota UE por tipos de buques, las cifras recogidas en la tabla 'Flota UE por tipos' muestran, en términos de gt, que los petroleros representan el 30% del tonelaje total, los cargueros el 26%, los graneleros y combinados el 24%, los buques de pa-

saje y ferries el 9%, los químicos y gaseros el 6% y los pesqueros y otros el 5% restante.

En número de buques, los pesqueros representan el 31%, los buques de carga general y unitizada el 21% (al igual que los buques auxiliares y otros), los ferries y buques de pasaje el 12%, los petroleros el 6%, los graneleros y combinados el 5% y, finalmente, los buques de transporte de gas y químicos el 4%.

El ranking de flotas de países de la UE está encabezado por Grecia, con 29,4 millones de gt (0,7 millones menos que el año anterior). Le sigue Italia con 6,7 millones; Dinamarca con 5,7; Alemania con 5,6; Holanda con 4,6 y Reino Unido con 4,4. España se sitúa, al igual que el año anterior, en el noveno puesto, con una cifra de flota (según datos del Lloyd's) de 1,6 millones de gt.

LA FLOTA ESPAÑOLA.-

De acuerdo con las cifras publicadas por Lloyd's, la flota española se situaba a 1 de Enero de 1996 en 1.761 buques y 1.618.639 gt, lo que supone un descenso de 46 buques y un aumento de 58.538 gt.

La flota de transporte estaba formada por 260 buques (5 menos que el año anterior)

y 1.071.325 gt (73.577 más que el año anterior).

En estas cifras están incluidos los buques que se han abanderado bajo el segundo registro de Canarias, que en total ascienden a 38 y suman 324.005 gt. De éstos, 29 buques, con 309.463 gt y 537.248 tpm, son buques mercantes y los restantes 9, con 14.542 gt, son de otros tipos.

La estructura de la flota de transporte española sigue sin readaptarse a las necesidades de transporte, pues se muestra descompensada, (ver tabla 'Comparación estructura flota de transporte: UE-España'), aunque el tonelaje no haya descendido por primera vez desde 1980.

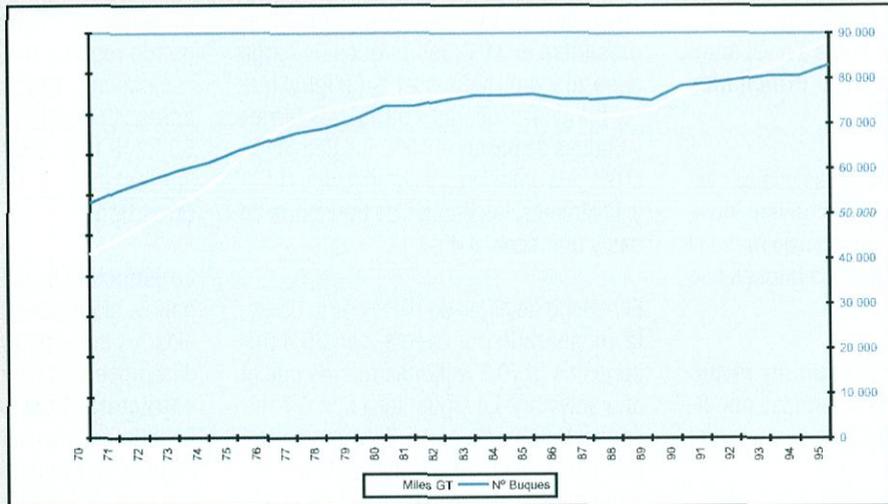
Según datos de ANAVE, la flota nacional de bandera española alcanzó a primero de Enero de 1996 los 230 buques, 1.165.529 gt y 1.440.286 tpm, 4 buques menos que en la misma fecha de 1995. En cuanto a las toneladas de registro, no podemos hacer la comparación de un año a otro debido al cambio de unidades que ha llevado a cabo ANAVE para adaptarse a las estadísticas oficiales internacionales.

La evolución reciente de la flota de bandera española por tipos de buque se recoge en la siguiente tabla:

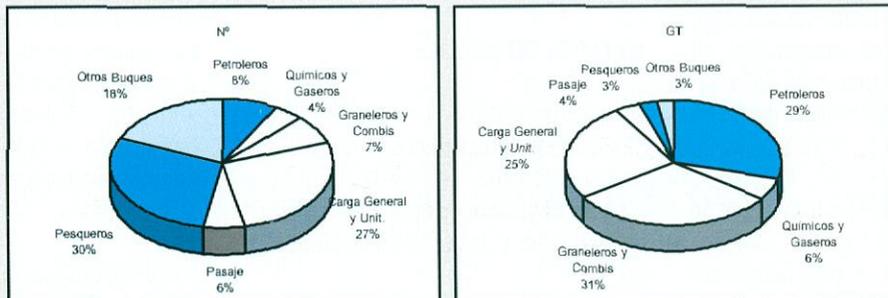
	1-ENERO-1996			1-ENERO-1995		
TIPO	Nº	GT	TPM	Nº	TRB	TPM
Petroleros	25	458.409	836.123	24	413.847	760.729
Bulkcarriers	0	0	0	4	38.324	69.969
Carga gral.	20	31.326	47.301	25	29.600	58.559
Portacont.	24	93.659	123.292	24	70.939	99.537
Ro/Ro	37	179.954	141.424	39	80.634	149.521
Frigoríficos	13	22.227	27.022	15	26.222	33.121
Gaseros	5	16.931	19.834	5	15.688	19.931
Pasaje/ferries	62	232.367	58.161	54	138.789	46.623
Otros	44	130.656	187.129	44	122.713	188.756
TOTAL	230	1.165.529	1.440.286	234	933.756	1.426.649

Ferlship
Fedica-LLoyd's

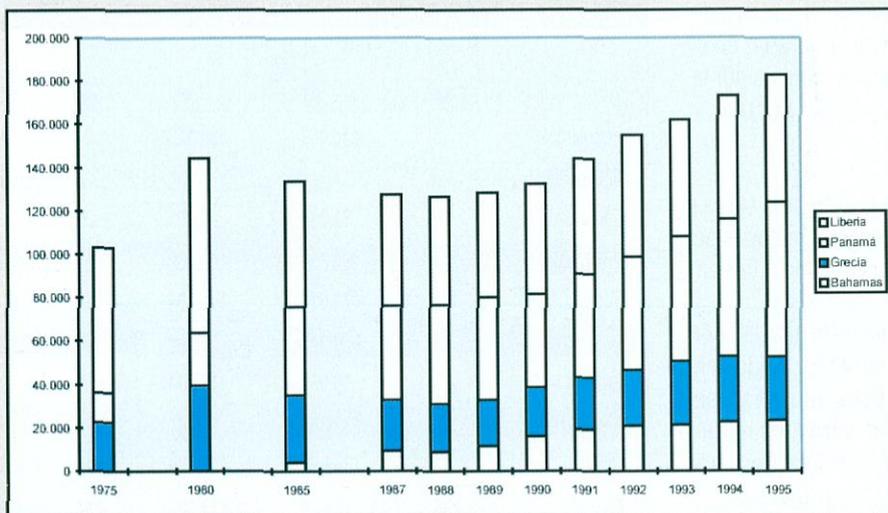
EVOLUCION DE LA FLOTA MUNDIAL



ESTRUCTURA DE LA FLOTA MUNDIAL A 1-1-96

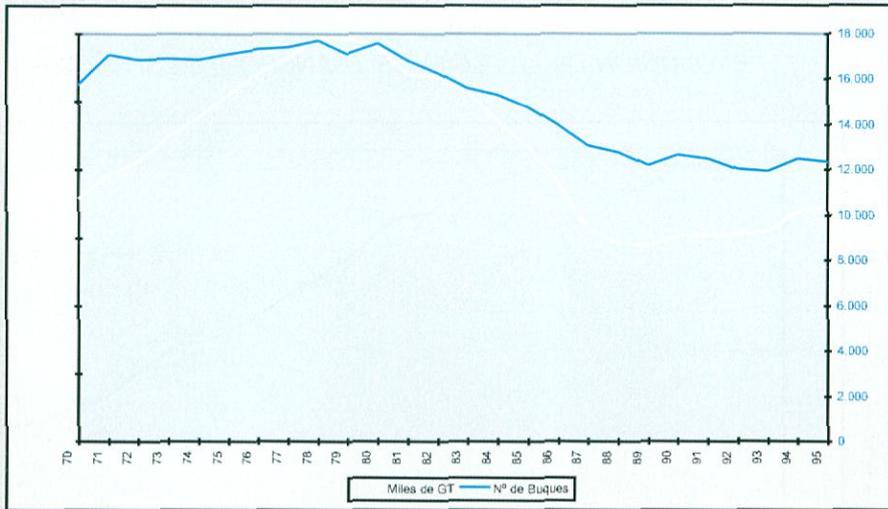


EVOLUCION DE LOS PRINCIPALES PABELLONES DE CONVENIENCIA

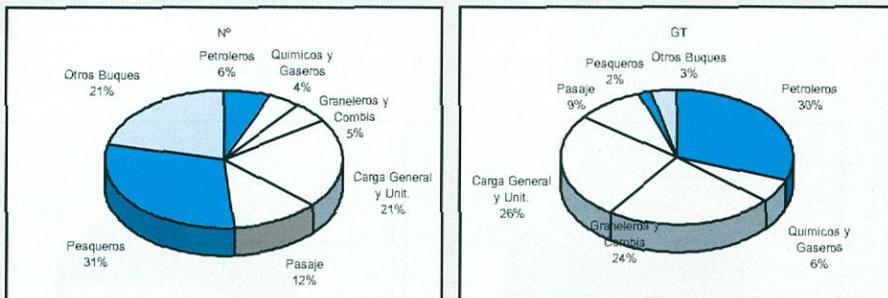




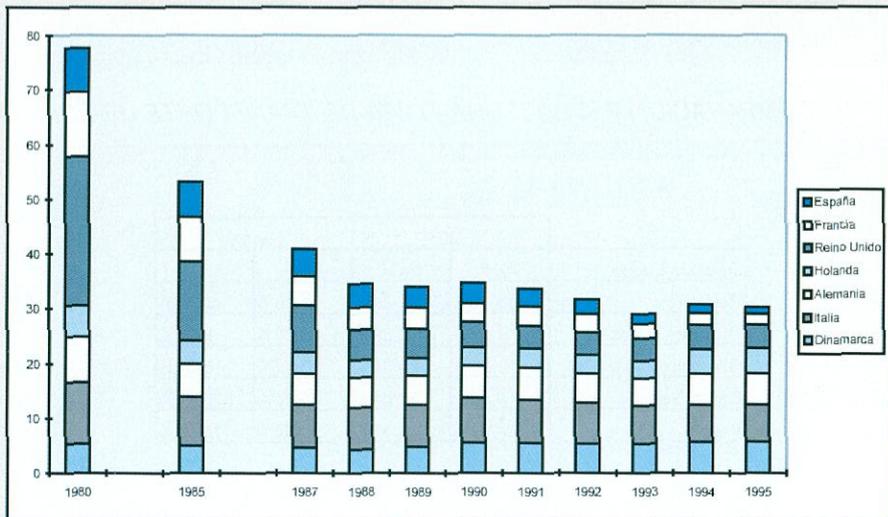
EVOLUCION DE LA FLOTA DE LA UE



ESTRUCTURA DE LA FLOTA DE LA UE A 1-1-96

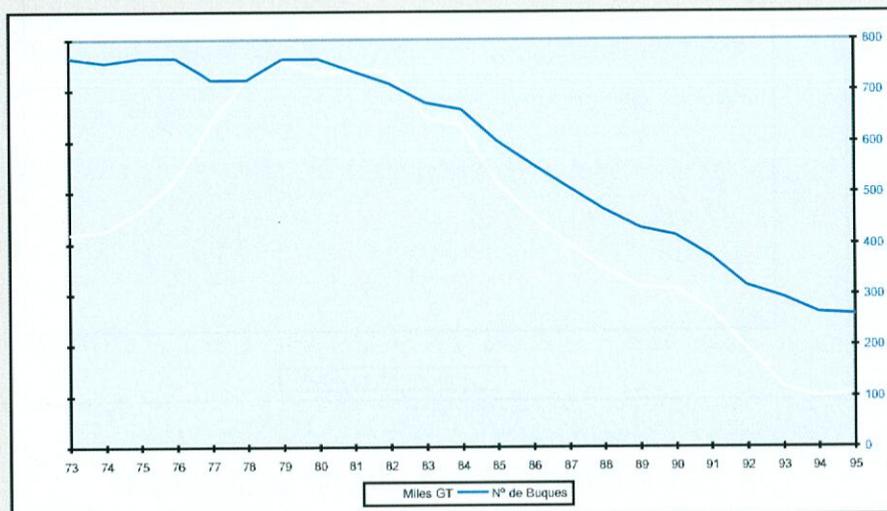


EVOLUCION DE LAS PRINCIPALES FLOTAS DE LA UE

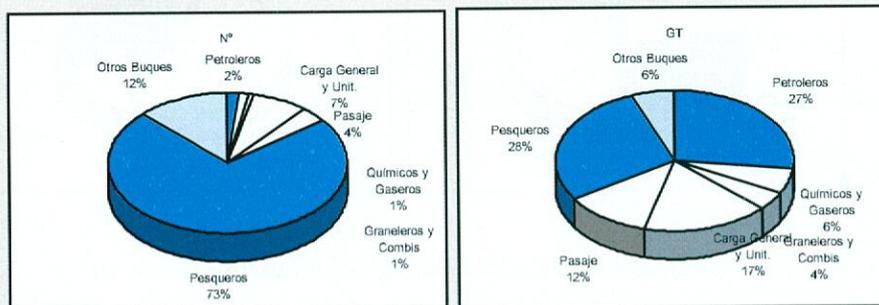


Ferlishop
Fedica-LLoyd's

EVOLUCION DE LA FLOTA DE TRANSPORTE ESPAÑOLA



ESTRUCTURA DE LA FLOTA ESPAÑOLA A 1-1-96



COMPARACION ESTRUCTURA FLOTA DE TRANSPORTE UE-ESPAÑA

Tipos de Buque	UE		España	
	%Nº	%GT	%Nº	%GT
Petrolieros	13,08%	32,30%	11,15%	40,84%
Quimicos y Gaseros	8,91%	5,89%	9,23%	8,48%
Graneleros y Combis	10,26%	24,94%	3,85%	6,32%
Carga Genral y Unit.	43,50%	27,04%	50,38%	26,31%
Pasaje	24,27%	9,82%	25,38%	18,05%



Ferlship.
Fuente: Lloyd's Register

ESTRUCTURA DE LA FLOTA MUNDIAL POR TIPOS DE BUQUES A 1 ENERO 1996

TIPOS DE BUQUES	Nº	GT	TPM	EDAD
PETROLEROS	6.761	143.520.565	265.800.000	17
TOTAL PETROLEROS	6.761	143.520.565	265.800.000	17
QUIMICOS	2.077	12.075.051	19.900.000	12
OTROS LIQUIDOS	315	415.793	600.000	20
GASES LICUADOS	985	14.899.021	14.700.000	14
TOTAL QUIMICEROS Y GASEROS	3.377	27.389.865	35.200.000	0
CARGA SECA	4.799	128.517.859	227.000.000	14
OBO'S	226	14.105.815	25.200.000	15
CARGA SECA AUTODESCARGABLE	158	2.922.555	4.900.000	24
OTROS CARGA SECA	982	6.148.064	8.300.000	15
TOTAL GRANELEROS Y COMBIS	6.165	151.694.293	265.400.000	0
CARGA GENERAL	17.181	56.759.241	81.500.000	21
PORTACONTENEDORES	1.763	38.742.105	43.400.000	11
CARGA REFRIGERADA	1.446	7.158.402	7.600.000	16
RO-RO	1.673	20.429.523	11.300.000	15
OTROS	216	1.885.770	2.100.000	22
TOTAL CARGA GENERAL Y UNITIZADA	22.279	124.975.041	145.900.000	0
PASAJE/CARGA GENERAL	351	675.939	400.000	29
PASAJE/RO-RO	2.256	10.562.021	3.300.000	19
PASAJE	2.613	6.169.908	1.500.000	22
TOTAL PASAJE	5.220	17.407.868	5.200.000	0
TOTAL MERCANTES	43.802	464.987.632	717.500.000	0
PESQUEROS	23.111	11.005.206		19
OTROS	818	2.342.715		17
TOTAL PESQUEROS	23.929	13.347.921		0
OFFSHORE SUPPLY	2.382	1.869.241		17
OTROS OFFSHORE	463	2.492.073		22
ESTUDIOS, OCEANOGRAFICOS, ETC.	818	1.106.990		20
REMOLCADORES	7.721	2.086.277		21
DRAGAS	1.125	1.874.095		19
OTROS AUXILIARES	2.650	2.897.862		18
TOTAL OTROS BUQUES	15.159	12.326.538		0
TOTAL NO MERCANTES	39.088	25.674.459		0
TOTAL	82.890	490.662.091		0

DISTRIBUCION DE EDAD POR TIPOS DE BUQUE

	Menos de 10 años		Entre 10 y 14 años		Entre 15 y 19 años		20 o más años		Total	
	Nº Buques	GT	Nº Buques	GT	Nº Buques	GT	Nº Buques	GT	Nº Buques	GT
PETROLEROS	1.853	56.587.636	913	14.768.536	1.422	34.629.480	2.573	37.534.913	6.761	143.520.565
QUIMICOS Y GASEROS	1.267	10.531.875	699	6.471.816	596	6.300.140	815	4.086.034	3.377	27.389.865
GRANELEROS Y COMBIS	1.660	49.775.727	1.478	39.768.897	1.282	27.744.873	1.745	34.404.796	6.165	151.694.293
CARGA GENERAL Y UNIT.	5.023	40.536.101	3.737	25.466.963	4.454	29.727.805	9.065	29.244.172	22.279	124.975.041
PASAJE	1.585	7.072.695	595	1.867.314	656	1.767.131	2.384	6.700.728	5.220	17.407.868
PESQUEROS	5.354	3.360.336	2.951	1.796.573	4.243	2.176.553	11.381	6.014.459	23.929	13.347.921
OTROS BUQUES	3.063	2.614.193	2.781	2.355.090	2.608	2.311.708	6.707	5.045.547	15.159	12.326.538
TOTAL	19.805	170.478.563	13.154	92.495.189	15.261	104.657.690	34.670	123.030.649	82.890	490.662.091

Ferlship.
Fuente: Lloyd's Register

PRINCIPALES FLOTAS A 1 ENERO 1996

PAISES	Nº	FLOTA DE TRANSPORTE			FLOTA PESQUERA Y DIVERSA		
		GT	TPM	EDAD	Nº	GT	EDAD
PANAMA	4.513	70.943.848	107.931.321	16	1.264	977.850	23
LIBERIA	1.582	59.199.369	96.829.953	12	84	601.373	16
GRECIA	1.593	29.336.748	51.989.317	22	270	97.947	29
CHIPRE	1.590	24.404.960	40.118.580	16	84	247.587	15
BAHAMAS	1.059	23.299.554	36.065.731	15	117	303.258	17
JAPON	5.539	18.628.046	27.890.347	9	3.899	1.285.165	12
NORUEGA (NIS)	670	18.805.181	29.788.253	14	30	97.699	17
MALTA	1.108	17.645.115	29.555.949	19	56	33.188	25
CHINA	2.116	16.129.991	24.312.905	17	832	813.229	15
RUSIA	1.978	9.758.955	12.770.400	17	3.182	5.443.394	16
SINGAPUR	841	13.423.438	20.685.903	13	503	187.380	9
EE.UU.	489	11.250.535	16.452.428	28	4.803	1.510.275	22
HONG KONG	358	8.761.325	15.005.710	12	41	33.441	11
FILIPINAS	1.042	8.614.742	13.475.527	19	482	129.027	26
INDIA	425	6.707.978	11.241.292	15	491	418.872	15
COREA S.	804	6.356.656	10.117.928	16	1.442	615.492	21
ITALIA	804	6.258.799	8.326.448	21	593	440.685	22
TURQUIA	957	6.226.864	10.357.546	23	118	40.765	20
SAN VICENTE	799	5.980.586	9.429.258	22	230	184.292	20
TAIWAN	275	5.955.998	2.162.153	13	408	148.296	19
RESTO MUNDO	15.260	97.298.944	143.007.491	22	20.159	12.065.244	20
TOTAL	43.802	464.987.632	717.514.440	18	39.088	25.674.459	19

FLOTA DE LOS PAISES EUROPEOS A 1 ENERO 1996

PAISES	FLOTA DE TRANSPORTE				FLOTA PESQUERA Y DIVERSA			FLOTA TOTAL		
	Nº	GT	TPM	EDAD	Nº	GT	EDAD	Nº	GT	EDAD
ALBANIA	28	61.489	87.029	25	4	1.462	23	32	62.951	25
BULGARIA	133	1.112.265	1.613.164	21	69	53.826	22	202	1.166.091	21
CROACIA	160	321.693	374.802	29	50	11.069	25	210	332.762	28
CHEQUIA	8	140.304	226.479	12				8	140.304	12
HUNGRIA	9	45.105	64.979	17				9	45.105	17
ISLANDIA	17	48.717	43.615	19	345	159.860	22	362	208.577	22
LITUANIA	72	372.808	422.102	20	170	237.404	18	242	610.212	19
MALTA	1.108	17.645.115	29.555.949	19	56	33.188	25	1.164	17.678.303	19
NORUEGA (Incluye NIS)	1.443	20.898.265	32.538.645	22	772	652.645	23	2.215	21.550.910	22
POLONIA	163	2.151.709	3.072.386	17	353	206.334	21	516	2.358.043	20
RUMANIA	250	2.360.398	3.575.771	16	171	176.023	17	421	2.536.421	16
RUSIA	1.978	9.758.955	12.770.400	17	3.182	5.443.394	16	5.160	15.202.349	16
OTRAS REP.SS	32	35.822	36.665	21	69	35.279	21	101	71.101	21
SLOVENIA	3	966	410	20	8	1.122	17	11	2.088	18
SUIZA	20	380.990	660.208	11				20	380.990	11
UCRANIA	569	3.740.873	4.747.311	19	573	872.130	17	1.142	4.613.003	18
YUGOSLAVIA	5	1.016	799	34	2	1.127	17	7	2.143	29
TOTAL Europa no Comunitaria	5.998	59.076.490	89.790.714	0	5.824	7.884.863	0	11.822	66.961.353	0
ALEMANIA	739	5.416.537	6.441.711	16	407	209.659	23	1.146	5.626.196	18
AUSTRIA	29	91.891	130.040	13				29	91.891	13
BELGICA	21	67.199	35.696	16	185	172.580	17	206	239.779	17
DINAMARCA (Incluye DIS)	554	5.526.423	7.373.662	15	454	220.811	22	1.008	5.747.234	18
ESPAÑA (*)	260	1.071.325	1.475.465	20	1.501	547.314	23	1.761	1.618.639	23
FINLANDIA	170	1.434.364	1.126.793	25	104	84.326	28	274	1.518.690	26
FRANCIA	282	3.809.912	5.848.088	19	534	275.811	18	816	4.085.723	18
GRECIA	1.593	29.336.748	51.989.317	22	270	97.947	29	1.863	29.434.695	23
HOLANDA (Incluye Antillas Hol.)	557	3.973.358	4.718.448	14	661	632.655	17	1.218	4.606.013	16
IRLANDA	53	168.618	169.021	12	110	44.746	24	163	213.364	20
ITALIA	804	6.258.799	8.326.448	21	593	440.685	22	1.397	6.699.484	21
LUXEMBURGO	41	872.571	1.292.909	8	1	8.248	5	42	880.819	8
PORTUGAL	99	784.044	1.332.722	19	255	112.905	21	354	896.949	20
REINO UNIDO	409	3.637.702	3.765.633	20	1.045	774.982	21	1.454	4.412.684	21
SUECIA	385	2.848.631	2.360.217	28	236	106.794	27	621	2.955.425	28
TOTAL Europa Comunitaria	5.996	65.298.122	96.386.170	0	6.356	3.729.463	0	12.352	69.027.585	0
TOTAL PAISES DE EUROPA	11.994	124.374.612	186.176.884	0	12.180	11.614.326	0	24.174	135.988.938	0

COLEGIO OFICIAL DE INGENIEROS NAVALES



FONDO EDITORIAL DE INGENIERIA NAVAL

LIBROS EDITADOS POR EL F.E.I.N.

OBRAS Y AUTORES

	PTAS.
• ALBUM DE DEFECTOS EN LINGOTES Y EN PRODUCTOS FORJADOS Y LAMINADOS. Autores: Florencio Casuso y Antonio Merino.	4.500,-
• CIRCUITOS LOGICOS Y MICROPROCESADORES. Autores: Roberto Faure Benito, Jaime Tamarit Rodriguez y Amable López Piñeiro.	2.700,-
• CURSO DE DIBUJO TECNICO. Autor: José Luís Hernanz Blanco.	3.500,-
• DIRECCIÓN DE LA FUNCION INFORMATICA. Autor: Guillermo Serrano de Entrambasaguas.	1.000,-
• EVOLUCIÓN DE LA PROPULSIÓN NAVAL MECANICA. Autor: Luís de Mazarredo y Beutel.	4.000,-
• FUNDAMENTOS DE PESCA. Autores: José E Nuñez Basañez y Luís Santos Rodriguez.	7.000,-
• LAS LINEAS REGULARES DE NAVEGACION Y SU INFLUENCIA EN LA BALANZA DE FLETES MARITIMOS DE ESPAÑA. Autor: Joaquín Membrado Martínez.	1.600,-
• LAS TENSIONES TANGENCIALES EN LA FLEXION. Autor: José M ^a Sáez de Benito.	4.500,-
• MATERIALES COMPUESTOS. TECNOLOGIA DE LOS PLASTICOS REFORZADOS. Autor: José Luís González Díez.	5.000,-
• NAVEGACION FLUVIAL POSIBILIDADES DE NAVEGACION DE LA RED FLUVIAL ESPAÑOLA. Autores: José F. Núñez Basañez y Amadeo García Gómez.	1.100,-
• REPRESENTACIONES DE CURVAS Y SUPREFICIES. Autor: Víctor Villoria.	5.000,-
• SEGURIDAD NUCLEAR. PROTECCION DEL MEDIO AMBIENTE Autor: José Luís González Díez.	1.700,-
• TEORIA ELEMENTAL DE ADAPTADO DEL MOTOR DIESEL DE DOS TIEMPOS. Autores: Alvaro Zurita y Luís Asenjo.	3.000,-
• TRAFICO MARITIMO. Autor: Javier Pinacho.	3.500,-

Pedidos a: FONDO EDITORIAL DE INGENIERIA NAVAL
C/ Castelló, 66
28001 Madrid



RECTIFICACIONES DE JOSÉ ESTEBAN PÉREZ A DOS NOTICIAS PUBLICADAS EN LA PAG. 95 DEL NUM. DE ABRIL DE LA REVISTA.

En lo que respecta al Acuerdo de OCDE, los armadores europeos (ECSA) no tienen absolutamente nada que ver, ni han tenido parte en negociación alguna ni han hecho declaración de ningún tipo. Los armadores no están directamente concernidos por un Acuerdo que es sobre construcción naval y no sobre transporte marítimo.

El acuerdo y su ratificación son temas que exclusivamente conciernen a los gobiernos que han intervenido en él y no a entidades privadas aunque sean Asociaciones.

No ha sido ECSA, sino CESA (que representa a los astilleros comunitarios) quién ha manifestado su posición, contraria a

que dicho Acuerdo se pusiera en vigor sin haber sido ratificado por las Partes en su integridad, lo que por otra parte requeriría una modificación del propio Acuerdo.

Igualmente CESA ha manifestado que es contraria a que se haga ningún tipo de concesiones a Estados Unidos para poner en vigor un Acuerdo modificado. Las contrapartidas tienen que existir y la Unión Europea debe mantener su VII Directiva en tanto en cuanto el Acuerdo no se ratifique.

No es cierto el paso positivo por parte de EEUU que menciona la RIN. Hace muy pocos días el pleno de la Cámara de Representantes aprobó por 325 votos contra 100 el proyecto de ley que incluye enmiendas que imposibilitan a los EEUU para ratificar el Acuerdo en su texto firmado. No conviene confundir lo que seguramente era un debate en un Comité con lo que ha decidido el pleno de la Cámara.

Falta la votación del otro cuerpo legis-

lativo, el Senado, pero en cualquier caso no hay prevalecencia de uno sobre otro, por lo tanto, es difícil imaginar que EEUU pueda ratificar nada a medio plazo.

Respecto al suelto anterior "nuevas medidas de la Comisión Europea para la industria naval", sucede exactamente lo contrario que antes. Las medidas atañen exclusivamente al ámbito naviero y tendrán un efecto global. En absoluto reforzarán el sector de la construcción naval frente a la competencia extranjera, ya que los buques pueden ser construidos en cualquier astillero del mundo.

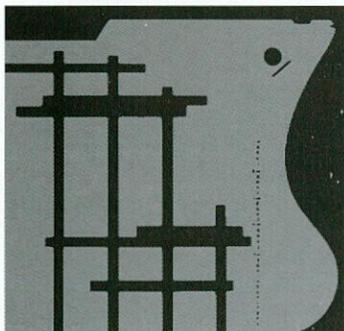
Te ruego publiques esta carta como rectificación a informaciones equivocadas, solicitando una mayor rigurosidad cuando se dan noticias.

Un abrazo
José Esteban Pérez.

Le esperamos en Bilbao

CON TODA LA INDUSTRIA

CON TODA LA PESCA



SINAVAL'96



Feria Internacional de la Industria Pesquera

FERIA INTERNACIONAL DE BILBAO



BILBOKO NAZIOARTEKO ERAKUSTAZOKA

Apdo. 468 - 48080 - BILBAO (España) - Téls. (94) 427 72 00 - 427 66 00 Télex 32617 FIMB-E - Telefax (94) 442 42 22

EUSKO JAURLARITZA GOBIERNO VASCO



BILBAO 5 / 9 Noviembre 1996

Descubra lo último en tecnología naval, marítima y pesquera en la Feria Internacional de Bilbao.

Del 5 al 9 de Noviembre de 1996 se celebra SINAVAL-EUROFISHING, la feria que le permitirá tener en sus manos las claves para hacer frente a la crisis.

Reúnase con los profesionales de las empresas más importantes del Sector.

IMPORTANTE NOVEDAD:

Conozca **SEAFOOD**, el nuevo sector especializado en los frutos del mar.

ADELANTAMOS NUESTRAS FECHAS
BILBAO 5/9 NOVIEMBRE 1996

MODIFICACION DEL BOBINADO DE MOTORES ELECTRICOS

CAMBIO DE VELOCIDAD

EFEECTO SOBRE LA POTENCIA

RAMÓN GUILLERMO BORRÁS FORMOSO.
Licenciado en Marina Civil (Máquinas Navales).
Ingeniero Técnico Industrial (Electricidad).

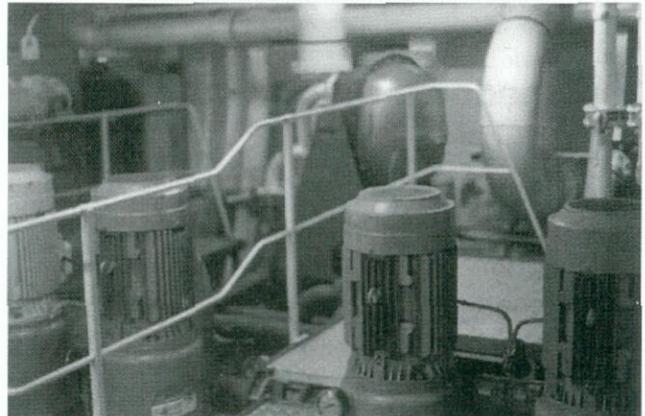
Ejerció profesionalmente como Oficial de Máquinas en diversos buques de la M.M.y en Ingeniería como autor de proyectos industriales. Actualmente es profesor de Electrotecnia en la Escola Superior da Mariña Civil de A Coruña.

En la práctica de reparación de motores eléctricos surge con cierta frecuencia la necesidad de modificar los parámetros de funcionamiento de una máquina dada, tales como cambio del sistema de alimentación (bifásica/trifásica), tensión de alimentación (manteniendo la frecuencia de alimentación ó no), número de polos del devanado (manteniendo la tensión de alimentación), etc. El presente artículo trata de esta última modificación mencionada y de su repercusión en la potencia.

1. INTRODUCCION.

Partimos de un motor asíncrono trifásico, cerrado, con ventilador montado sobre el eje, con rotor de jaula (se excluye el caso de rotor bobinado ya que éste no se adecua por sí mismo para el cambio del número de polos), con un devanado de 2P polos, con una potencia nominal W, y con una velocidad de giro N, y se va a modificar ese devanado para 2P' polos, por tanto con una nueva velocidad N', siendo $N' > N$.

Es de hacer notar, no obstante, que para cada velocidad de giro existen unas determinadas proporciones dimensionales constructivas óptimas. Quiere ello decir que si un motor fue dimensionado en sus chapas magnéticas con un determinado diámetro exterior e interior, pensando en un número de revoluciones, al modificar éstas debería de modificarse esa proporción; como ésto no es posible hacerlo vamos a obtener otro motor en el que esa proporción se va a separar de esos valores deseables. Si bien esto que acabamos de decir es cierto, lo que la práctica habitual dice es que los cambios de velocidad se refieren siempre a los que se obtienen del nuevo par de polos adyacente (de 1.000 a 1.500 r.p.m., de 750 a 1.000,...) con lo que ese desvío de la proporción óptima es ciertamente reducido como puede deducirse de la Tabla 1 [1].



2P	2	4	6	8	10
De/Di	1,70-1,90	1,55-1,60	1,40-1,50	1,35-1,40	1,30-1,35

TABLA 1

De todo ello también deducimos que para un valor concreto de nuestro motor De/Di, según esté más próximo al límite inferior o superior estará más "predispuesto" a un cambio a menor o mayor velocidad respectivamente.

Constructivamente la modificación del devanado se traduce en unas bobinas de distinto ancho, formadas por un diferente número de espiras y éstas, en general, constituidas por conductor de diferente sección.

En la sección 2 se tratará del número de espiras, en la 3 de la sección del conductor, en la 4 de la longitud de conductor por fase y en la 5 de la nueva potencia .

2. NUMERO DE ESPIRAS POR FASE.

Según dijimos, el nuevo devanado va a ser conectado a la misma tensión.

En un motor de inducción, la f.c.e.m. es un poco menor (en torno a un 5%) que la tensión de alimentación. En una primera aproximación pueden considerarse iguales, no obstante, para no introducir ya de principio un error, vamos a llamar "e" a la f.c.e.m. inducida por fase y suponemos que va a ser la misma independientemente del número de polos que tenga la máquina (ref.2). Por tanto podemos escribir:

$$e = \sqrt{2} \cdot \pi \cdot \Phi_p \cdot N_c \cdot f \cdot K_w \quad (1)$$

donde:

Φ_p : flujo polar, Wb.

N_c : Número de espiras en serie por fase.

f: Frecuencia de alimentación, Hz.

K_w : Factor de devanado.

por tanto:

$$N_c = \frac{e}{\sqrt{2} \cdot \pi \cdot f \cdot \Phi_p \cdot K_w} \quad (2)$$

para el caso particular de un motor III, conectado en Y, paso diametral, bobinado concentrado y conectado a una red trifásica de 50 Hz. y 380 V, caso frecuente en Europa, la ecuación (2) quedaría en la forma:

$$N_c = \frac{220}{\sqrt{2} \cdot \pi \cdot 50 \cdot \Phi_p} \approx \frac{1}{\Phi_p}$$

El valor del flujo polar es muy diferente según se trate de motores pequeños o grandes. Por el contrario lo que si tiene un valor sensiblemente igual para todos los motores de inducción de tamaño medio, los utilizados a bordo de un buque, es la inducción magnética en el entrehierro, $B\delta$ pudiendo cifrarse, como valor medio, en torno a los 0,7 Teslas.

En la modificación, independientemente del valor concreto de la inducción en el motor primitivo, se va a mantener ésta con la doble finalidad de no aumentar las pérdidas en el hierro y para hacer el análisis comparativo sin modificar las condiciones de funcionamiento.

Una consecuencia de lo dicho es que al modificar el número de polos se modifica el flujo polar, si bien permanece aproximadamente constante el flujo total de la máquina, entendiéndose por

tal la suma de cada uno de los flujos polares, para antes y después de la modificación del bobinado.

Reescribiendo la ecuación (2), en función de la inducción media, B,

$$N_c = \frac{e \cdot 2P}{\sqrt{2} \cdot \pi \cdot f \cdot B \cdot \pi \cdot D \cdot K_w} \quad (3)$$

El nuevo devanado deberá tener N_c' espiras:

$$N_c' = \frac{e \cdot 2P'}{\sqrt{2} \cdot \pi \cdot f \cdot B' \cdot \pi \cdot D \cdot K_w'} \quad (4)$$

Considerando el mismo factor de devanado, $K_w = K_w'$, dividiendo la ecuación (3) por la (4) tendremos:

$$\frac{N_c}{N_c'} = \frac{2P}{2P'} \quad (5)$$

El nuevo factor de devanado, K_w' , en general no será el mismo, debido a que va a tener un nuevo factor de distribución impuesto, no obstante puede intentar compensarse a base de modificar el ancho de bobina para modificar el factor de paso de forma inversa a como se modificó el factor de distribución. En cualquier caso la ec. (5) tiene plena validez por cuanto estamos haciendo una valoración analítica de la modificación, que habrá que adecuar a cada caso particular con las correcciones que impongan las desviaciones del caso general.

3. SECCION DEL CONDUCTOR

Acabamos de ver que si aumentamos la velocidad del motor se precisa un menor número de espiras* y como la sección de la ranura es constante quiere ello decir que podemos aumentar la sección del conductor, S_{cu} , con objeto de conseguir el máximo aprovechamiento de ranura.

Si llamamos Z al número de conductores, lados activos, de todo el bobinado y K al número de ranuras del estator tendremos que:

$$S_{cu} \frac{Z}{K} = S'_{cu} \frac{Z'}{K} \quad (6)$$

si despreciamos la pequeña variación del coeficiente de relleno por efecto de la variación de la sección. (Ref.1)

Por tanto :

$$\frac{S_{cu}}{S'_{cu}} = \frac{Z'}{Z} \quad (7)$$

pero aplicando la ec.(5) podemos poner:

$$\frac{S_{CU}}{S'_{CU}} = \frac{2P'}{2P} \quad (8)$$

A la vista de esta expresión estaríamos tentados a hacer el siguiente razonamiento: Si mantenemos la tensión de alimentación, ya que es uno de los supuestos de la modificación, y variamos la sección de los conductores, tomando como constante el valor de la densidad de corriente admisible, la corriente y por tanto la potencia variará en la misma proporción que la sección y de ahí la conocida fórmula

$$\frac{W}{W'} = \frac{S_{CU}}{S'_{CU}} \rightarrow \frac{W}{W'} = \frac{2P'}{2P} \quad (9)$$

pero analicemos esta cuestión con un poco más de detalle:

La potencia de un motor viene limitada desde dos puntos de vista: mecánico (máximos momentos torsores en el eje, momentos flectores en el pie del diente,...) y eléctrico, siendo este último el que nos interesa, por otra parte porque su límite suele estar muy por debajo del anterior dadas las buenas propiedades mecánicas que presentan hoy día los elementos empleados en la construcción de las máquinas eléctricas fruto de la calidad del material utilizado como el mecanizado posterior.

La limitación desde el punto de vista eléctrico está en la temperatura que pueden soportar los aislamientos sin perder sus propiedades. Por tanto, para un conductor con un aislamiento concreto tendremos una temperatura máxima que no se debe sobrepasar, T_{max} .

En un motor el calentamiento es debido a la suma del calor que se produce por pérdidas en el cobre, tanto en los conductores del devanado del estator como en los del rotor, pérdidas en el hierro (pérdidas por histéresis y por corrientes de Foucault) tanto en el estator como en el rotor, pérdidas mecánicas (roce de cojinetes, con el aire) y adicionales.

Se alcanza el equilibrio, régimen permanente, cuando la tasa de producción de calor, $Q1^*$, se iguala al calor disipado, $Q2^*$, pero sucede que cuando se aumenta la velocidad del motor al reducir el número de polos, por una parte aumenta la velocidad del ventilador con lo que aumenta asimismo su efectividad, esto es, puede disipar mayor cantidad de calor manteniendo la temperatura del aislante en T_{max} , es decir $Q2^{*'} > Q2^*$, con lo cual puede aumentar también $Q1^{*'}$. La consecuencia es que si antes teníamos una densidad máxima de corriente admisible δ ahora este valor aumenta a δ . Sin embargo este razonamiento no es riguroso porque no analiza el efecto de la variación de longitud de conductor que lleva aparejado el cambio de bobinado. Hagámoslo a continuación.

Cuando modificamos el devanado para un mayor número de polos, el nuevo devanado tendrá el mismo número de bobinas pero con muchas menos espiras, aunque de mayor longitud cada una; globalmente menor longitud de conductor como veremos más adelante, y de mayor sección, ambos parámetros contribuyen a disminuir la resistencia óhmica del devanado, $R1' < R1$.

Llamando $Q1^*$ al calor producido en el motor y $Q1$ a la parte de calor producido en una fase del devanado estático:

$$dQ_1 = I_1^2 \cdot R_1 \cdot dt$$

Si prescindimos de la mejora que supone la mayor efectividad del ventilador (margen de seguridad)

$$dQ_1' = I_1'^2 \cdot R_1' \cdot dt$$

como dijimos que $R1' < R1$ quiere ello decir que I_1' puede ser mayor que I_1 , y de este efecto viene precisamente el aumento de potencia del motor.

4. LONGITUD DE CONDUCTOR POR FASE.

Independientemente del tipo de devanado escogido, la longitud de una espira, l_c , podemos deducirla de la siguiente expresión:

$$l_c = 2L + 2 \cdot \frac{\pi \cdot D}{2P} \cdot \frac{y_K}{y_P} \cdot K_h + 4 \cdot \alpha \quad (10)$$

siendo:

L: Longitud de las ranuras estáticas.

D: Diámetro de la corona.

P: Pares de polos.

Kh: Factor de forma de cabeza de bobina.

α : Sobredimensionamiento de montaje.

yp: Ancho de bobina.

yp: Paso polar.

El primer sumando corresponde a los lados activos, el segundo a las cabezas de bobina (anterior y posterior). El factor de cabeza, Kh , viene dado porque según sea el tipo de devanado la longitud de la cabeza es igual al arco de circunferencia que describe, $Kh=1$, caso del devanado de cadena (concéntrico) o de bridas, o mayor, $Kh>1$, caso del devanado en horquilla o de corona. El término α engloba los sobredimensionamientos de montaje, esencialmente las pequeñas longitudes de conductor que van desde el final de la ranura hasta la cabeza de bobina propiamente dicha.

Cuando se reduce el número de polos, las espiras se hacen más grandes. El porcentaje de aumento de longitud de las nuevas espiras con respecto a las viejas depende casi exclusivamente de la geometría del motor, en concreto de la relación entre diámetro de corona y longitud de chapa y por otra parte de la relación número nuevo de polos/número viejo de polos. Como regla general puede decirse que si se reduce el número de polos en un X%, el aumento de longitud de cada espira es mucho menor que ese X%. Esta afirmación se justifica fácilmente observando la ecuación 10; la diferencia de longitud viene dada por la diferencia en el segundo sumando. El 1º y 3º sumando es igual para ambas bobinas (si duplicamos el ancho de bobina, solo se duplica el 2º sumando). Dentro del conjunto el "peso" del segundo sumando decrece cuanto más alargado es el motor.

Vamos ahora a tratar de cuantificar la variación de longitud de conductor total necesario al bobinar un motor para otro número de revoluciones.

Por fase, la longitud de conductor, l_1 , es igual al número de bobinas, N_c , por la longitud de cada bobina, l_c , es decir:

$$l_1 = N_c \cdot l_c = \left(\frac{e \cdot 2P}{\sqrt{2} \cdot \pi \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot B} \right) (2L + 2 \cdot \frac{\pi \cdot D}{2P} \cdot \frac{y_k}{y_p} \cdot K_4 + 4\alpha) = (K_1 \cdot 2P) (K_3 + \frac{K_4}{2P} + K_2) =$$

$$= K_1 \cdot K_4 + 2P(K_1 \cdot K_3 + K_1 \cdot K_2) = K_6 + K_7 \cdot 2P \quad (10-2)$$

y para el nuevo bobinado:

$$l_1' = k_6 + k_7 \cdot 2P'$$

la relación l_1/l_1' será:

$$\frac{l_1}{l_1'} = \frac{\frac{K_6}{k_7} + 2P}{\frac{K_6}{k_7} + 2P'}$$

Llamando $2P$ al mayor número de polos, veamos entre qué rango se puede encontrar la anterior relación.

para $K_6/K_7 \rightarrow 0$
y para $K_6/K_7 \rightarrow \infty$

$$\lim \frac{l_1}{l_1'} = \frac{2P}{2P'} \quad (11)$$

$$\lim \frac{l_1}{l_1'} = 1 \quad (12)$$

pero como $0 < K_6/K_7 < \infty$ resulta que

$$1 < l_1/l_1' < 2P/2P' \quad (13)$$

por tanto al aumentar el número de polos aumenta la longitud de conductor pero nunca llegando a la relación del número de polos. Con objeto de dar una idea real para ver la variación de longitud de conductor en función del número de polos se tomó de un catálogo publicado por una casa constructora de maquinaria eléctrica, las dimensiones de un motor comercial. En función del número de polos, para una misma carcasa la potencia va desde los 9 Kw. para 3.000 r.p.m. hasta los 3 Kw. para 750 r.p.m.. En cuanto al número de ranuras se partió de dos supuestos: 1º, un estator de 24 ranuras y 2º, un estator de 36 ranuras. Se buscó un paso diametral para el ancho de bobina y para poder conseguirlo con cualquier número de polos se diseñó con un devanado imbricado de doble capa.

Como lo que nos interesa son los valores relativos, asignamos el valor 100 para la longitud de conductor por fase para el devanado de un par de polos y a partir de éste se expresa el valor en tanto por cien para los otros devanados.

Pasamos a comentar someramente los devanados diseñados para las distintas opciones.

En cuanto al estator de 24 ranuras para el caso de un par de polos se escogió un ancho de bobina igual al paso polar y cada fase formada por dos grupos de 4 bobinas cada uno. La diferencia entre el número de espiras eficaces y el real viene dado solamente por el factor de distribución.

Para el caso de cuatro polos, cada fase está formada por cuatro grupos iguales de dos bobinas cada uno, también de paso diametral y por tanto como en el caso anterior el factor de devanado es igual al factor de distribución. En el caso de 6 polos nos encontramos con un devanado fraccionario con grupo de repetición 1-1-2 pero asimétrico por no poder obtener un desfase de 120º entre las tres fases. Es por ello un devanado incorrecto. En la figura 1 aparece su longitud indicada con un asterisco.

Para el caso de ocho polos tenemos un devanado de una ranura por polo y fase y ancho de bobina diametral. Factor de distribución, de paso y devanado igual a la unidad. No se hace referencia al devanado de diez polos ya que es imposible de realizar con esta armadura por no disponer de suficientes bobinas para crear un campo decapolar.

En cuanto al estator de 36 ranuras, para el motor bipolar se dispusieron para cada fase dos grupos de seis bobinas de paso diametral. Para el de cuatro polos cuatro grupos de dos bobinas de paso diametral. Para el de seis polos seis grupos de dos bobinas de paso diametral. En cuanto al de ocho polos se trata de un devanado fraccionario simétrico con grupo de repetición 1-2, las bobinas no pueden hacerse de paso diametral debido a la relación entre ranuras y polos; se acortan al 89% aproximadamente. La longitud de conductor por fase es prácticamente el doble de la empleada para la máquina bipolar. Para la ejecución de diez polos se obtuvo un devanado fraccionario con grupo de repetición 1-1-1-1-2. Las bobinas se acortaron al 83% aproximadamente. En los casos como este que nos encontramos con acortamiento de bobinas y devanados fraccionarios el cálculo del factor de devanado es algo más laborioso que para el caso de devanados enteros [4].

En la figura 2 se reflejan los resultados obtenidos para el caso de armadura de 36 ranuras, referenciando el valor porcentual al de dos polos. Asimismo se representan en forma de bandas, tanto en la figura 1 como en la 2, los intervalos de longitud permitidos por la inecuación (13), referido siempre al motor contiguo de menor número de polos.

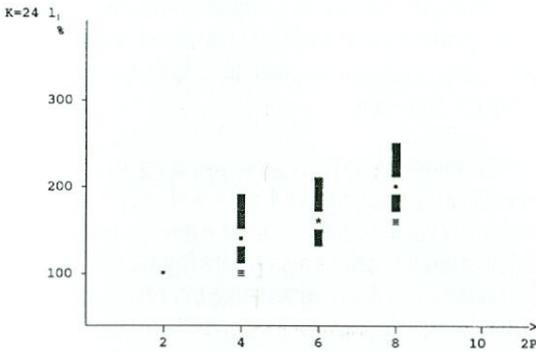


FIGURA 1.

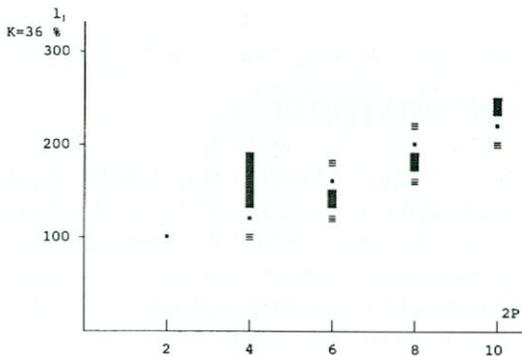


FIGURA 2.

5. NUEVA POTENCIA.

Acabamos de ver que antes el motor estaba formado por l_1 m. de conductor de S_{cu} mm², ahora tendrá l'_1 m. con una sección S'_{cu} mm², si queremos que las pérdidas $I^2 R$ se mantengan en la misma cuantía se ha de verificar que :

$$\int I^2 \cdot R \cdot dt = \int I'^2 \cdot R' \cdot dt$$

es decir

$$\int I^2 \cdot \frac{\rho \cdot l_1}{S_{cu}} \cdot dt = \int I'^2 \cdot \frac{\rho' \cdot l'_1}{S'_{cu}} \cdot dt$$

y como partimos de la condición que el nuevo bobinado se va a realizar manteniendo el mismo material conductor, en general cobre, la resistividad va a ser la misma en ambos casos, incluso si consideramos las pequeñas variaciones de ésta al aumentar la temperatura porque acabamos de decir que vamos a igualar las pérdidas en forma de calor lo cual implica que la temperatura de los devanados va a ser la misma. Por tanto:

$$I^2 \cdot \frac{\rho \cdot l_1}{S_{cu}} = I'^2 \cdot \frac{\rho \cdot l'_1}{S'_{cu}}$$

$$I^2 \cdot \frac{l_1}{S_{cu}} = I'^2 \cdot \frac{l'_1}{S'_{cu}} \quad (14)$$

que podemos poner según la ec. (10-2)

$$I^2 \cdot \frac{(K_6 + K_7 \cdot 2P)}{S_{cu}} = I'^2 \cdot \frac{(K_6 + K_7 \cdot 2P')}{S'_{cu}}$$

por tanto:

$$\frac{I^2}{I'^2} = \frac{(K_6 + K_7 \cdot 2P')}{(K_6 + K_7 \cdot 2P)} \cdot \frac{S_{cu}}{S'_{cu}} = \frac{\frac{k_6}{k_7} + 2P'}{\frac{K_6}{k_7} + 2P} \cdot \frac{2P'}{2P}$$

si llamamos $2P$ al mayor número de polos, aplicando los resultados vistos por las ecs. (11) y (12) tendremos que:

$$\left(\frac{2P'}{2P}\right)^2 < \frac{I'^2}{I^2} < \frac{2P'}{2P} \quad (15)$$

que podemos expresar también en la forma

$$\frac{2P'}{2P} < \frac{I'}{I} < \left(\frac{2P'}{2P}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (16)$$

con lo cual la nueva I' que puede circular por ese nuevo devanado de menor número de polos estará comprendida entre un mínimo de :

$$I' = I \cdot \left(\frac{2P}{2P'}\right)^{\frac{1}{2}}$$

y un máximo de:

$$I' = I \cdot \frac{2P}{2P'}$$

como partimos de la base que el motor va a ser alimentado a la misma tensión, la nueva potencia variará de forma directamente proporcional a la corriente, con lo cual podemos expresar la nueva potencia como comprendida entre dos cotas.

$$W \left(\frac{2P}{2P'}\right)^{\frac{1}{2}} < W' < W \left(\frac{2P}{2P'}\right) \quad (17)$$

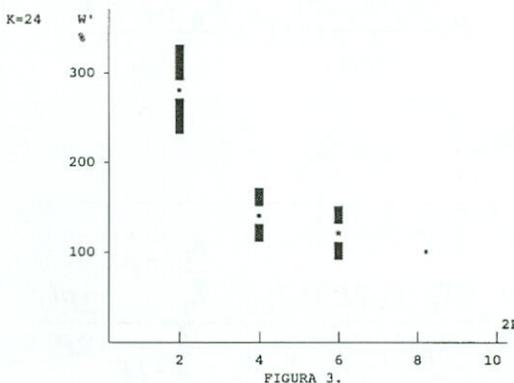


FIGURA 3.

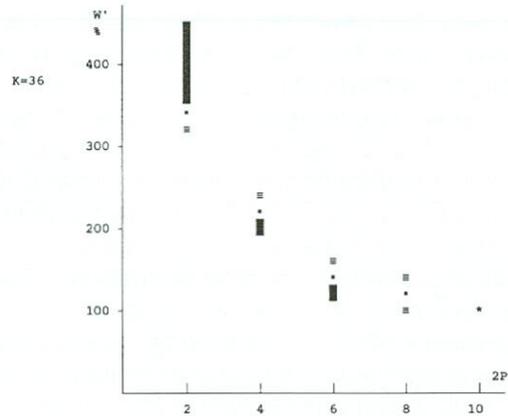


FIGURA 4.

Vamos ahora a proceder de forma análoga a como hicimos en el apartado anterior y vamos a utilizar los resultados allí obtenidos. Es decir, partimos de esos motores concretos manteniendo esas particularidades ya comentadas.

Para la obtención de las nuevas secciones correspondientes a las distintas ejecuciones se partió del número de espiras de cada bobina y para la resistencia total se tuvo en cuenta además la longitud total deducida.

Las potencias obtenidas se representan en la figura 3 para el caso de 24 ranuras y en la figura 4 para el de 36. En el primer caso se asigna el valor 100 al motor de 8 polos y así se van obteniendo los valores relativos a éste para las sucesivas modificaciones. En la figura 4 se representan los resultados para el caso de 36 ranuras, asignando el valor 100 al motor de 10 polos y procediendo a partir de este valor como antes.

Se representan asimismo las bandas de margen permitido por la inecuación (17) tomando como referencia la potencia deducida para la máquina adyacente con mayor número de polos.

6. OBSERVACIONES FINALES.

Al aumentar la corriente permisible en la máquina el primer efecto es que hay un aumento de la potencia de entrada de la máquina; de esta potencia de entrada si deducimos las pérdidas en el devanado estático y las pérdidas en el hierro obtenemos la potencia del entrehierro; si de estas deducimos las pérdidas en los conductores del rotor se obtiene la potencia interna y si a ésta le deducimos las pérdidas mecánicas ó rotatorias, de ventilación y adicionales obtenemos la potencia útil ó de salida.

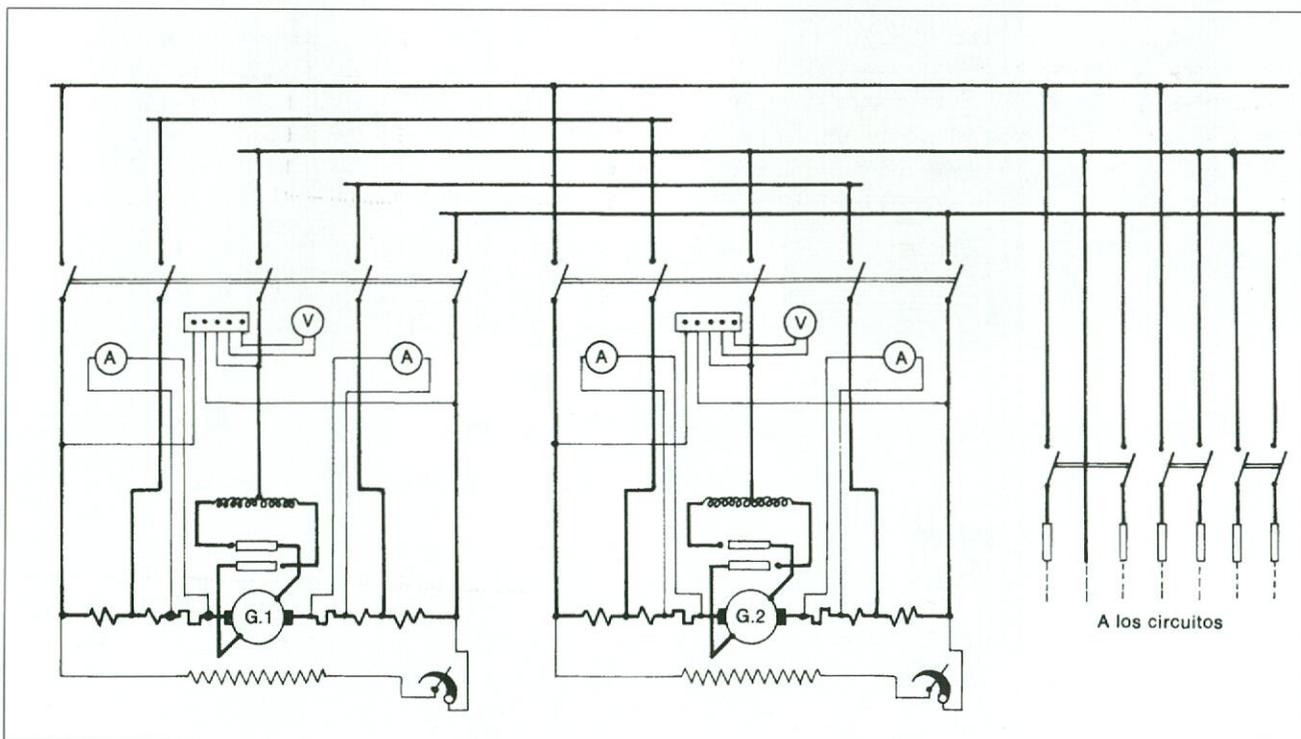
Al aumentar la velocidad el incremento más significativo de las pérdidas lo supone la potencia absorbida por el ventilador, este incremento debe ser tomado de la potencia de entrada. Dado el pequeño porcentaje de la potencia de pérdidas que corresponde al ventilador cabe esperar que este pequeño incremento sea sobradamente compensado por el efecto que sobre la potencia de entrada tiene una mayor refrigeración. Por otra parte esta mejora será tanto mayor cuanto más baja sea la velocidad de la que se parte (elevado número de polos) ya que en el rango de velocidades muy elevadas, paso de cuatro a dos polos por ejemplo, el elevado régimen turbulento apenas mejorará la refrigeración en la cara opuesta del motor y el límite de potencia viene impuesto por el punto de máxima temperatura de todo el devanado.

7. CONCLUSION

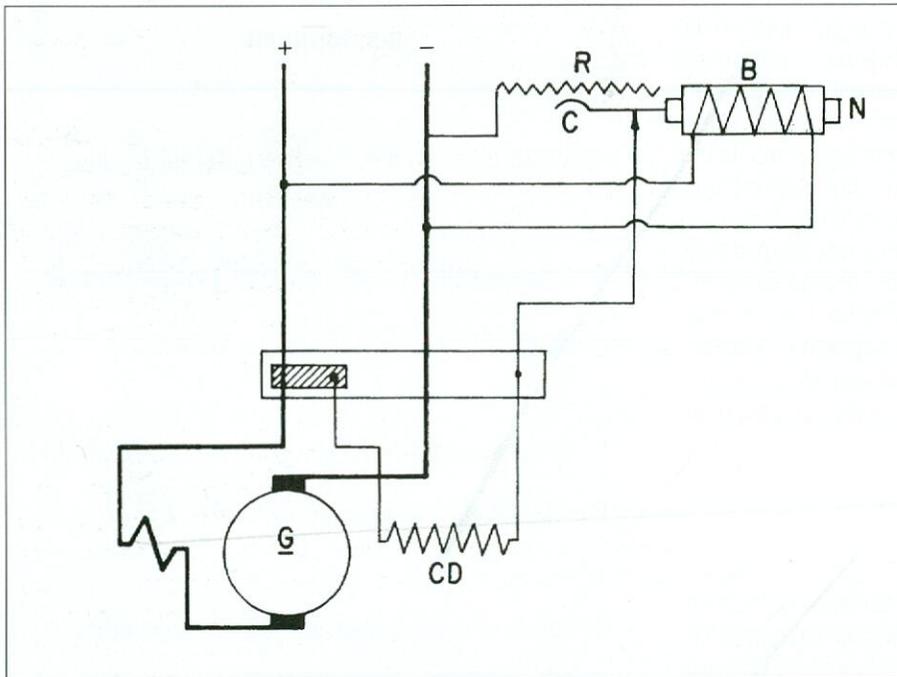
Cuando se dispone de un motor eléctrico y se desea modificar su velocidad nominal, sabemos que esa modificación va acompañada de una nueva potencia. El prever cual será su nueva potencia no puede hacerse partiendo solamente de la potencia anterior y de la relación del número de polos. Con estos datos puede hacerse una estimación razonable. Una estimación más precisa implica conocer ciertos datos dimensionales del estator. El valor exacto de la nueva potencia solo puede conocerse mediante el ensayo en laboratorio después de haber realizado las modificaciones.

BIBLIOGRAFIA

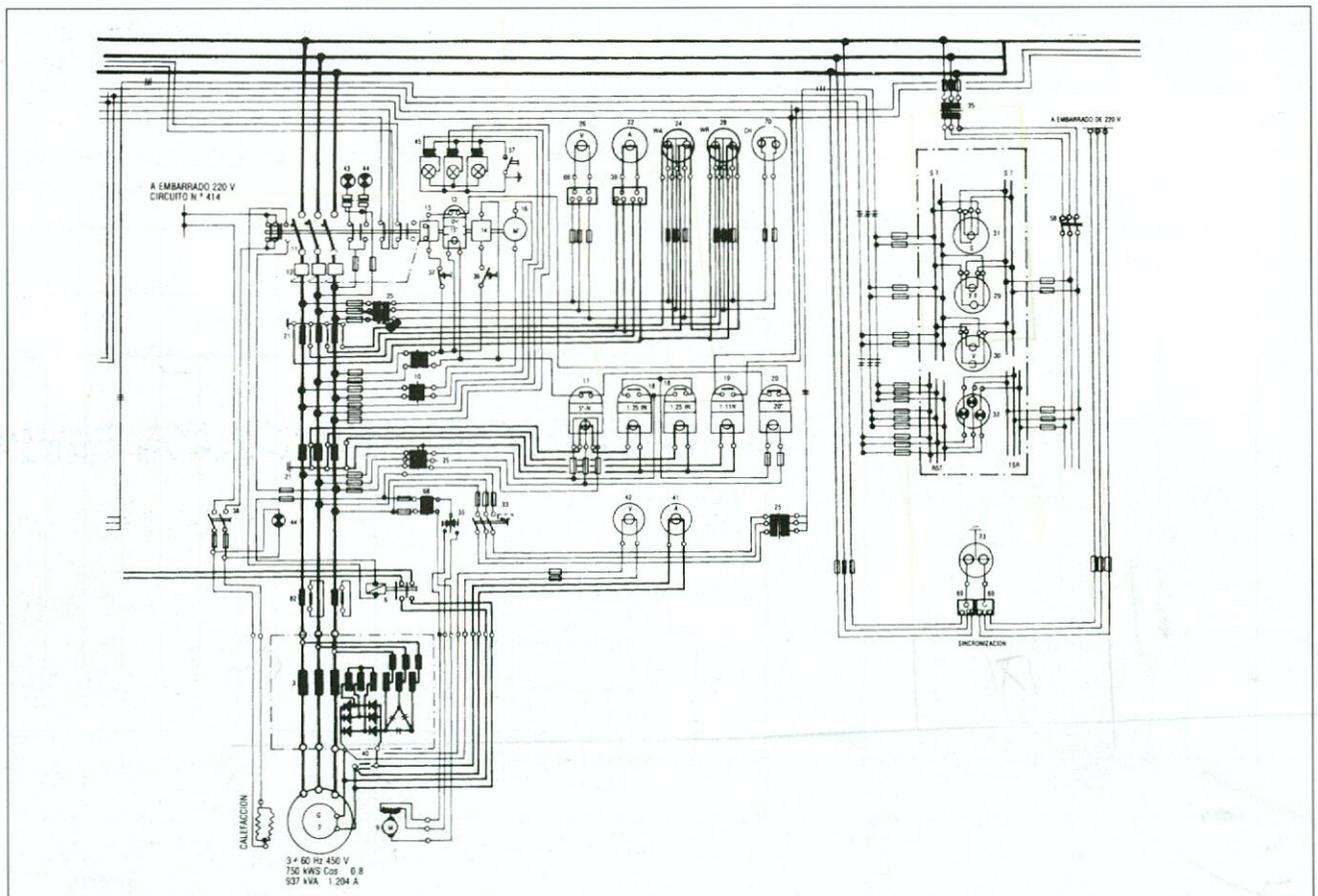
- 1.- Manual del electricista. N.M. Perelmuter. Ed. Mir. Moscú.
- 2.- Electrotecnia General y Aplicada. Moeller-Werr. Ed. Labor. Barcelona 1.972.
- 3.- Curso moderno de máquinas eléctricas rotativas. M. Cortés. Editores Técnicos Asociados, S.A. 1.994.
- 4.- Factor de devanado en devanados fraccionarios. R. Borrás. Ing. de Mantenimiento Marítimo. 2ºS. 1.995.
- 5.- Catálogos de casas comerciales.



Distribución a tres hilos alimentada por tres generadores compound dispuestos para su acoplamiento en paralelo



Generador shunt con regulación automática de tensión.



Esquema eléctrico del cuadro principal del petrolero 150.000 T.P.M. Panel del Diesel alternador H y sincronización.

Ahora tiene Ud. en su mano la posibilidad de obtener un único responsable con los Sistemas de Generadores Marinos Volvo Penta cuya fiabilidad, servicio y garantía han sido bien probados. La extensa gama de generadores comprende potencias desde 100 a 2.500 kW. Cada generador completo está compuesto por un bien ajustado motor diesel, un alternador marino y un sistema de control. Naturalmente a esto hay que añadir la ventaja del Programa de Control de Costes, que es un estudio financiero y de costes para un funcionamiento más económico del Grupo.

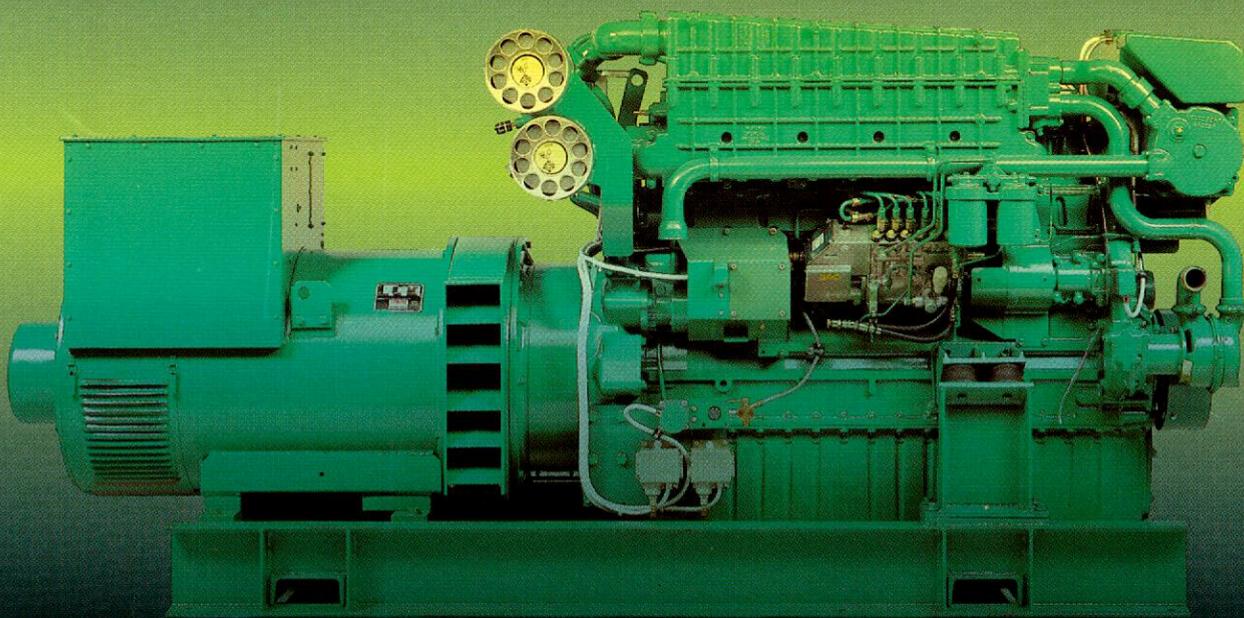
Por su probada fiabilidad y soporte internacional especificar Volvo Penta es una elección acertada.



El programa de control de costes incluye cálculos de costes, apoyo para una instalación profesional. Para un servicio preventivo y un servicio de repuestos 24 h.

Buenas noticias para la generación de energía a bordo

Grupos electrógenos completos fabricados por Volvo Penta



**VOLVO
PENTA**

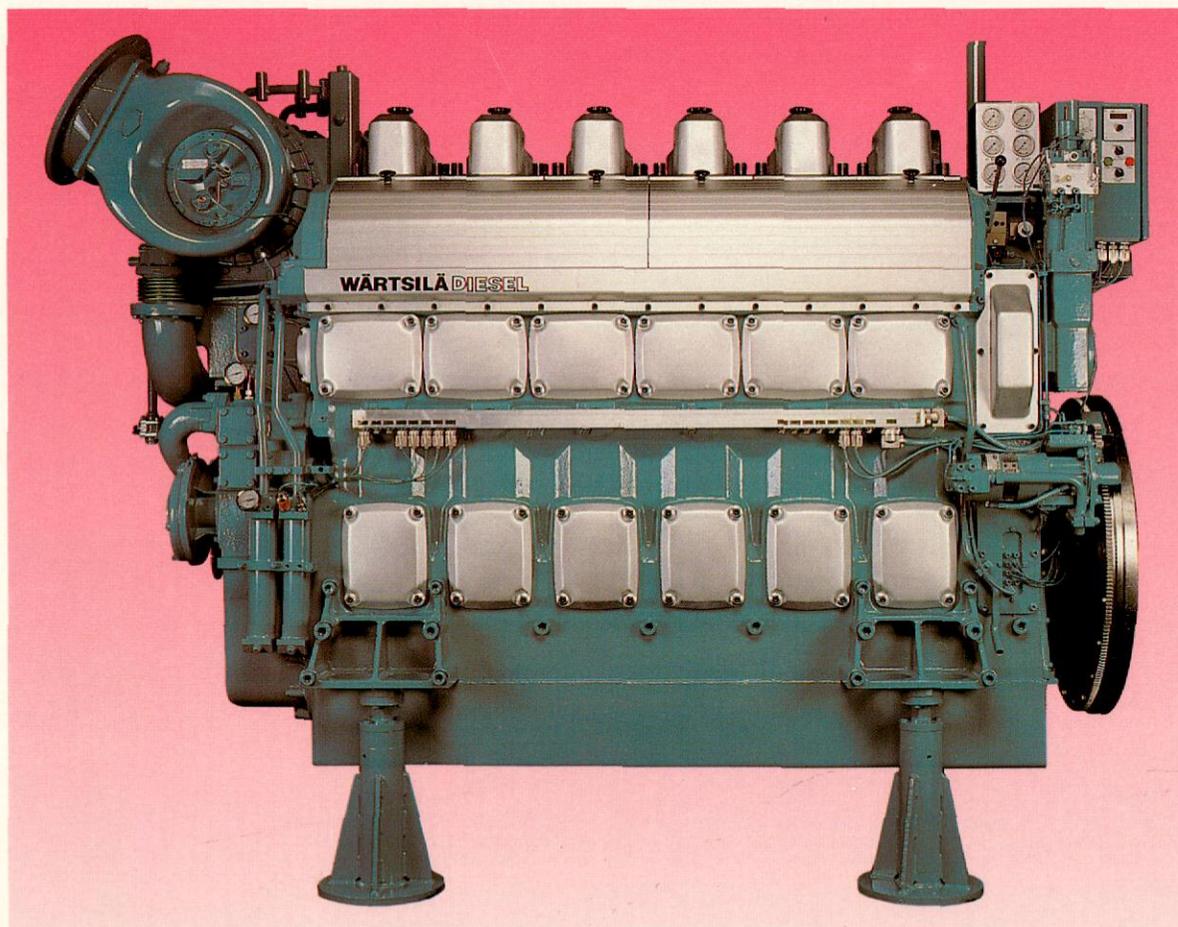
Volvo Penta Espana SA

Paseo de la Castellana 130
28046 Madrid

WÄRTSILÄ DIESEL

Nunca un motor tan pequeño, ha ofrecido
unas prestaciones tan grandes

Wärtsilä 20



El motor Wärtsilä 20, es una combinación única de tamaño compacto, diseño moderno y grandes prestaciones.

La gama de potencia de motores de 4, 6, 8 y 9 cilindros es de 520-1485 kW. a velocidades entre 720-1000 rpm., lo que hacen del Wärtsilä 20, un motor adecuado para una amplia variedad de aplicaciones como motor principal de buques pequeños y como motor auxiliar de grandes buques.

La fiabilidad del motor Wärtsilä 20 está basada en la renombrada y largamente probada tecnología de Wärtsilä para el uso de combustible pesado. Combinando numerosas soluciones técnicas innovadoras, el motor Wärtsilä 20 proporciona mayores beneficios a menor costo, que cualquier otro motor.

Las características principales que ofrece el Wärtsilä 20 son:

- * **Tecnología Wärtsilä para quemar combustible pesado**
- * **Fácil instalación**
- * **Coste competitivo**
- * **Bajo consumo de combustible**

Wartsila Diesel, S.A.
Pol. Indust. Landabaso, s/n
Apartado, 137
48370 Bermeo / Vizcaya
Teléfono: 34 - 4 - 6170100
Fax: 34 - 4 - 6170113