AÑO LII - NUMERO 586 A B R I L 1984

Ingenieria Naval



El nombre para una economía total



El bajo consumo de combustible, ya confirmado, del «Superlongstroke» RTA es un bono para los armadores que ya los han encargado.

Pero un bajo consumo por sí solo no es garantía de un servicio económico.

Y un consumo de combustible y velocidades del eje ultrabajos tienen su precio.

La respuesta: la optimización de todos los factores de coste se encontró en la economía total de nuestros motores diesel, tipo R; robustos, de proyecto seguro, que combina la experiencia con las necesidades del futuro; motores cortos, con toma de potencia según un concepto de ahorro de longitud para generación de potencia auxiliar por el motor principal de forma económica. Cuando la altura de la cámara de máquinas es limitada, los motores Z/ZA 40 y AS/AT 25 ofrecen con aceite pesado una economía total equivalente también. Y al cabo del tiempo, el motor Sulzer contribuirá a aumentar el precio de venta de su barco. La economía total, incluyendo el bajo consumo de combustible no es sorpresa. Después de todo, nuestro nombre depende de ello.

La economía total de Sulzer no es sorpresa

Desearia conocer algo más sobre

☐ motores diesel RLB ☐ motores «Superlongstroke» RTA

□ motores Z/ZA 40 □ motores AS/AT25 □ servicio

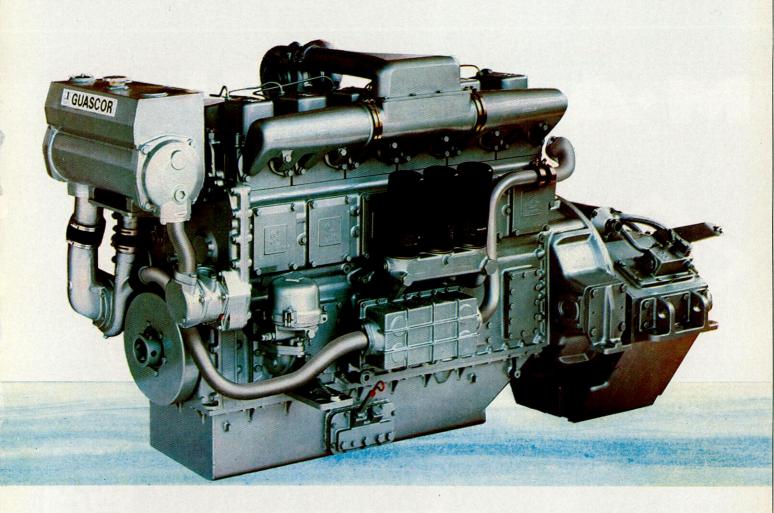
Nombre

Empresa y dirección

Posición en la empresa

Envíese a Sulzer Frères Société Anonyme, CH-8401 Winterthur, Suiza División Motores Diesel Teléfono 052 811122, Telex 896165

POTENCIA EN LINEA GUASCOR, Serie: F-180



GUASCOR, S.A.

Amplía su gama de motores Diesel lanzando al mercado nacional su nueva familia GUASCOR, Serie: F-180. Esta nueva serie de 6 cilindros en línea, con potencias comprendidas entre 250 y 450 CV (para aplicaciones marinas) es fruto del constante esfuerzo realizado por GUASCOR, ampliando su Factoría, incorporando maquinaria de control numérico, y dotando a su departamento de Investigaciones y Desarrollo de la más moderna tecnología, para poder someter a los motores a un riguroso control y obtener un producto de calidad internacional.

Gutiérrez Ascunce Corporación, S.A.

Edificio GUASCOR P.O. Box 30 / Zumaia / Guipúzcoa / Spain Tel. (943) *86 06 00/86 07 00 (10 líneas) Telex 36310-GUAZU-E

una solución para cada necesidad



RENK









TORNADO



PASCH ofrece los elementos vitales del corazón de un buque:

- propulsores y auxiliares M·A·N y mrtu también construídos bajo licencia por E. N. BAZAN y LA MAQUINIS-TA TERRESTRE Y MARITIMA.
- Reductores RENK, inversores, simples, dobles y planetarios.
- Líneas de ejes, casquillos, chumaceras y cierres de bocina SIMPLEX, de H. D. W.
- Turbinas KKK para accionamiento de bombas, alternadores y compresores.
- Separadores TURBULO de acuerdo con las nuevas normas del IMCO. licencia HDW.

- Hélices de proa TORNADO, de O & K.
- Plantas de tratamiento de aguas residuales MARLAND
- Calderas de gases de escape de H. D. W.
- Grúas de a bordo M·A·N.

PASCH Y CIA S.A.

BILBAO-9 Alameda de Recalde. 30 •Telf.(94)424 28 06 Telex 32720 - pasch-e

MADRID-20 Capitán Haya, 9 • Telf.(91)455 37 00 Telex 22696 - pasch-e

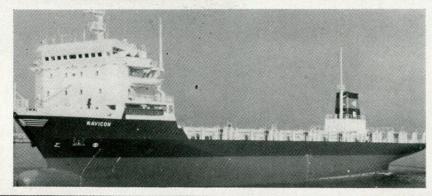
BARCELONA-6 Tuset, 8 - 6.° • Telf. (93)217 19 63 Telex 53063 - pasch-e

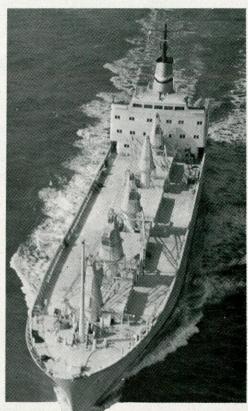












CONSTRUCCION Y REPARACION DE BUQUES

PRINCIPALES INSTALACIONES

	Eslo- ra	Man- ga	Capacidad Máxima
GRADA N.º 1*	180	23	20.000 TPM
GRADA N.º 2*	180	23	20,000 TPM
DIQUE N.º 1	125	17	10.000 TPM
DIQUE N.º 2	170	25	25.000 TPM

1104

* Ambas gradas constituyen una plataforma continua.

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

Buques de alta tecnología y standard, portacontenedores "feeder" entre 300 y 700 TEU, cargueros polivalentes hasta 17.000 TPM con mención especial de las ocho unidades construidas para zonas árticas, frigoríficos automatizados hasta 500.000 p³, Ro-Ros, Ferries, etc.

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



S.A. JULIANA

CONSTRUCTORA GIJONESA

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



ORGANO OFICIAL DE LA ASOCIACION DE INGENIEROS NAVALES DE ESPAÑA

FUNDADOR:

† Aureo Fernández Avila, Ingeniero Naval.

DIRECTOR:

Luis de Mazarredo Beutel, Ingeniero Naval.

DIRECCION Y ADMINISTRACION

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

Dirección postal: Apartado 457.

Teléfs. 244 06 70 244 08 07 (*)

SUSCRIPCION ANUAL

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

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

PUBLICACION MENSUAL

ISSN 0020 - 1073

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

AÑO LII - NUMERO 586 ABRIL 1984

INDICE DE MATERIAS

Comentar	io de Actualidad	
Joinfortur	TO GO ACCUMINACIO	
	Resultados de las negociaciones sobre el plan de bases para la reconversión del sector	13
Artículos	Técnicos	
	La industria auxiliar naval ante la crisis de la construcción naval, por Fernando García Tomás	13
	Nuevo equipo de instrumentación para el control de los factores que afectan a la propulsión, por el Dr. F. Tosi y E. Verde Panorámica de las formas de carena en relación con la economía de propulsión, la estabilidad transversal y las vibraciones inducidas por la hélice, por A. Williams	14
Voticias		
	BARCOS	
	Grandes buques frigoríficos	15 15
	ASTILLEROS	
	Actividad de los astilleros nacionales durante el mes de febre- ro de 1984	158
	Fusión en Alemania Grada cubierta Nuevo tipo de plataforma Privatización de un astillero Pedido de la Unión Soviética Nueva ayuda a Harland and Wolff Cooperación Japón-Corea La contratación en Japón Aumento de salarios en Japón Vigilancia de los precios Autorización administrativa Competencia en reparaciones Compra de autorizaciones	15: 16: 16: 16: 16: 16: 16: 16: 16: 16: 16
	TRAFICO MARITIMO	
	Desguace incentivado Desguace en Liberia La dimensión de la flota alemana El mercado de nuevas construcciones Evolución del tonelaje amarrado Ayudas confirmadas Estudio sobre buques Panamax	16 16 16 16 16 16 16
	REUNIONES Y CONFERENCIAS	
	Ciclo de conferencias organizado por la Junta de Zona de Bar- celona	16: 16:
	PUBLICACIONES	
	Bibliografía	165 166 166 166 166
	VARIOS	
	Utilización de la energía de las olas	16 16 16 16
	Bibliografía.—Abril 1984.—61. Navegación y maniobra	16
	Actualización del Anuario del Colegio Oficial de Ingenieros Na-	
	vales	16

Buques construidos por la Empresa Nacional Bazán de C. N. M., S. A.

RESULTADOS DE LAS NEGOCIACIONES SOBRE EL PLAN DE BASES PARA LA RECONVERSION DEL SECTOR

Durante estas negociaciones, que terminaron el día 9 de abril, se han hecho una serie de precisiones sobre el proyecto original, al que se refería el comentario publicado en el último número de esta Revista. Aunque por tratarse de unas bases no son ejecutivos los acuerdos adoptados y habrá que esperar a las disposiciones gubernamentales pertinentes para que sean de aplicación, se considera que tiene sobrado interés complementar lo publicado anteriormente, como a continuación se hace:

Objetivos básicos

Se trata de conseguir:

- La mayor participación posible en el mercado internacional.
- Una demanda interna adecuada, orientada hacia buques apropiados para lograr un desarrollo armónico de la flota mercante.
- Todo ello procurando orientar selectivamente la oferta española hacia aquellos buques y artefactos que tengan un mayor contenido tecnológico.

Para cumplir estos objetivos las diferentes partes implicadas deberán cumplir los siguientes compromisos:

- La Administración: desarrollar un marco de apoyos equivalente al de la media de los países europeos.
- Las empresas: capitalizar y contribuir solidariamente al ajuste laboral y financiero del sector.
- Los trabajadores: alcanzar niveles de productividad equivalentes a la media europea y contribuir al ajuste laboral del sector.

Medidas

En relación con la estructura del sector, se considera que está constituido por todas las empresas capaces de construir buques de más de 100 TRB, excepto las vinculadas a los programas del Ministerio de Defensa.

Se divide en: Grandes Astilleros, que limitarán su producción a buques con un mínimo de 8.000 TRB, excepto si se trata de transportes de gases licuados, para los que se baja el límite a 6.000 TRB, y Astilleros Medianos y Pequeños, que podrán ser autorizados a construir buques de hasta 10.000 TRB, con excepción de la factoría de Valencia de Unión Naval de Levante, S. A., que podrá construir buques de hasta 15.000 TRB (todo ello en principio).

Se insiste en la cooperación entre empresas en aquellos campos comunes. Se concreta que sería deseable una actuación coordinada, bien por grupos de empresas, bien subsectorialmente, especialmente en el mercado exterior. (Parece, por tanto, que se sugiere que pueda haber más de una, e incluso más de dos «Construnaves». Respecto a la investigación, no se cita la existencia de entidades coordinadoras, previéndose que esta función se realizará por la Secretaría Técnica.)

Muy importante, naturalmente, es lo que se refiere a las primas.

Nada nuevo se dice sobre la prima de «Mantenimiento», que comprende la básica y la adicional, con un total del 15 por 100.

Al tratar de la prima específica se pone énfasis en la necesidad de que se preste atención a la fracción de la demanda de más alta tecnología, concretándose que el importe de esta prima podrá variar del 0 al 5 por 100.

La prima de ajuste, que estará ligada a los planes específicos de las empresas, se divide en: la prima de ajuste financiero, destinada íntegramente a la capitalización de la empresa y que puede llegar al 2,5 por 100, y la de ajuste laboral, dirigida a los Fondos de Promoción de Empleo y que puede alcanzar el 2 por 100.

Finalmente, la prima de desarrollo tecnológico, que se destinará a crear un fondo para financiar proyectos de investigación y desarrollo y que tiene un importe del 0,5 por 100.

Sumando los porcentajes antes indicados se obtienen primas que pueden sumar entre el 20 y el 25 por 100, como ya se había indicado que era probable en nuestra anterior nota. Quedan abiertas la cuantía anual de las primas y la forma de establecer los porcentajes de las primas específica y de ajuste para cada caso particular. Si bien se dice que éstas últimas dependerán del grado de cumplimiento de los compromisos contraídos.

Aparte de estas ayudas, se dotará a las entidades por las que se canaliza el crédito para la construcción naval de cantidades y de la flexibilización necesarias para que pueda ser efectiva la reconversión. Estos préstamos, que se podrán conceder a los armadores nacionales durante el período de tres años para la construcción de buques de los tipos definidos por la Dirección General de la Marina Mercante, serán del 85 por 100 del valor del buque, deducida la prima de actividad y la desgravación fiscal.

El sistema de concesión del crédito contemplará fundamentalmente tanto la solvencia profesional como la financiera del solicitante y, además, la rentabilidad de la explotación.

Medidas laborales

Confirma la Comisión la existencia de excedentes en las plantillas, que no se pueden mantener pese a las ayudas públicas que puedan preverse.

Las medidas de regulación de empleo son las ya previstas de: jubilación a los sesenta años, con ampliación a los que tuvieran cincuenta y cinco, que permanecerán en el Fondo de Regulación de Empleo un máximo de dos años más, aparte de los tres años que, con el 80 por 100 de su remuneración bruta media que percibían anteriormente, se establece para los demás.

(Sigue en la pág. 143.)

LA INDUSTRIA AUXILIAR NAVAL ANTE LA CRISIS DE LA CONSTRUCCION NAVAL (*)

Por Fernando García Tomás (**)

El establecimiento de cualquier postura o actitud ante situaciones y acontecimientos que desde su realidad actual puede caracterizar el futuro tiene forzosamente que fundamentarse en los cimientos edificados en el pasado inmediato y en el presente que se vive, pues no por ignorarlos van a dejar de existir y aflorar en un momento determinado, pero puede que no ya como apoyo, sino como obstáculo insalvable que signifique una explosión que no siempre podrá ser controlada.

Es obvio, y así se admite en todo el mundo, que la construcción naval es una industria de síntesis, que une el esfuerzo de muchos, en la que los astilleros aportan entre el 20 y el 40 por 100 del coste total de los buques, en tanto que la aportación restante es llevada a cabo por la genéricamente denominada y muchas veces no bien interpretada expresión de industria auxiliar. Es evidente, por tanto, que esta industria auxiliar es un importante cimiento de la construcción naval.

Así también ocurre en España, donde existe una industria auxiliar cuyo desarrollo ha sido paralelo al de su construcción naval y que puede suministrar a ésta más del 90 por 100 de los materiales y equipos que se requieren para la construcción de un buque, cuya producción en valor ha ido progresivamente disminuyendo desde 1975 hasta alcanzar los mínimos actuales.

Esta industria auxiliar española, análogamente a como sucede en otros países de construcción naval comparable, está constituida por un mosaico de industrias pertenecientes, en función de sus productos, a diferentes sectores industriales, así como por un conjunto de empresas de servicios, siendo el nexo de unión de todas ellas el mercado al que van destinados los bienes y servicios objeto de su actividad productiva: construcción naval y buques en servicio.

El análisis de la estructura empresarial de esta industria auxiliar, así como de sus características comerciales, productivas, económicas, financieras y sociales, permite destacar los siguientes aspectos, que se consideran como los más significativos de la estructura de este sector de la industria naval:

- Existencia de un cierto equilibrio entre las empresas públicas y privadas integradas en el sector en lo que concierne a facturación y empleo generados en su actividad destinada a los astilleros: 55 y 45 por 100, respectivamente.
- Clara diferenciación en lo que a número y dimensión de empresas se refiere entre las incluidas en cada uno de dichos sectores:

- Pocas y grandes o muy grandes las pertenecientes al sector público.
- Numerosas y pequeñas o medianas las del sector privado.
- Presencia entre las privadas de numerosas empresas pequeñas y medianas cuya actividad se limita a los astilleros de su entorno geográfico, realizándola incluso únicamente en el interior de los mismos. El empleo en estas últimas, adjetivadas como «industria auxiliar interna», es casi el 13 por 100 del empleo total generado por el sector.
- Fuerte participación en la actividad sectorial de empresas siderúrgicas y de astilleros de carácter público: 45 por 100 del total de la facturación sectorial
- Una tercera parte de las empresas del sector tienen un elevado nivel de dedicación a la actividad naval (superior al 60 por 100), estando incluidas en las mismas los astilleros que fabrican productos para buques.
- Limitada dedicación exportadora sectorial de las empresas, especialmente de las públicas. La exportación se concentra en un reducido número de empresas pequeñas y medianas, para las que los mercados exteriores no son marginales y que, además, tienen una elevada dedicación a la fabricación de productos para buques.
- Alta dependencia tecnológica del exterior, especialmente de los países de Europa Occidental y en particular de los pertenecientes a las Comunidades Europeas. Esta dependencia es tanto mayor cuanto más avanzada es la tecnología que requiere el producto y cuanto mayor es la dimensión de la empresa.
- Reducida participación del capital extranjero en las empresas del sector.
- Una concurrencia excesiva de empresas en la fabricación de determinados productos.
- Estructura técnica y comercial de la mayor parte de las empresas acorde con la dependencia que la actividad sectorial tiene del mercado interior y con las limitaciones impuestas por la dependencia tecnológica.

De estos aspectos se deduce que los factores que más condicionan el futuro desenvolvimiento del sector son los siguientes:

- La fuerte vinculación al mercado interior de la actividad sectorial.
- La subordinación de la gestión de las instalaciones

^(*) Conferencia pronunciada dentro del ciclo «DOS SECTORES EN CRISIS: NAVAL Y ENERGETICO», organizado por la Asociación de Ingenieros Navales, zona de Barcelona.

^(**) Presidente de INDUNARES.

que las empresas de construcción naval dedican a la fabricación de productos para buques a los intereses de los astilleros de las mismas.

- Las limitaciones de mercado derivadas de la interrelación entre empresas del sector y los astilleros, fundamentalmente entre aquellos que pertenecen al sector público.
- La excesiva concurrencia de empresas en la fabricación de determinados productos.
- La débil estructura comercial de las empresas en orden a conseguir una mayor presencia en los mercados exteriores, tanto en lo que se refiere a la realización de las ventas como a la compra de materiales y componentes necesarios para la fabricación de los productos,
- La dependencia tecnológica del exterior, acompañada de una insuficiente inversión en investigación y desarrollo.

Sobre estos factores se acumulan los derivados de la crisis de demanda que atraviesa la construcción naval, que en lo que se refiere a la española se encuentra en una situación que brevemente se puede describir como sigue:

- Un elevado porcentaje de las TRB en cartera a principios de 1984 (27 por 100 de un total de 892.398 TRB según unas fuentes, 41 por 100 de un total de 922.193 TRB según otras) estaba paralizado en su construcción o tenía dificultades para ser entregado.
- El 84 por 100 de las TRB en cartera se encontraba ya a flote el 1.º de enero de 1984.
- El 54 por 100 de los astilleros tienen sus gradas vacías y sin carga de trabajo para las mismas en talleres. Esta situación se extenderá a la casi totalidad de los astilleros en el curso de 1984, de acuerdo con la programación actual de la cartera existente.
- No hay perspectivas consistentes que permitan aventurar una variación a corto plazo en la tendencia altamente descendente de los últimos dos años —en lo que a obtención de nuevos contratos se refiere—, salvo actuaciones administrativas excepcionales.

Esta situación brevemente descrita se traduce para la industria auxiliar en el agotamiento, durante el transcurso de 1984, de los pedidos pendientes de suministrar a los astilleros, pedidos que, por otra parte, sólo alcanzan el 30 por 100 de la facturación realizada en 1983 y que, a su vez, sólo fue el 75 por 100 de la efectuada en 1982.

A este mercado interior tan deprimido se sobrepone un mercado exterior en el que, como consecuencia de la crisis que, a nivel mundial, afecta a la construcción naval, y muy especialmente a la de los países de Europa Occidental, no existen facilidades para un posible incremento de la presencia de la industria auxiliar española. Dicho mercado exterior se encuentra caracterizado por:

- Una reducción mundial de la demanda de productos para buques como consecuencia de la experimentada por la demanda de estos últimos.
- Una fuerte concurrencia de los países tradicionalmente constructores de buques en los mercados exteriores por la necesidad de colocar su capacidad excedentaria en la fabricación de productos para buques.
- Una alteración de la distribución internacional de la actividad sectorial, derivada de una creciente participación en la misma de países emergentes a la construcción naval (Corea del Sur, etc.).
- Una restricción en los intercambios comerciales por la adopción en la práctica de medidas proteccionistas para hacer frente, tanto a la crisis económica general como a la de construcción naval en particular.

— Una demanda creciente de productos que incorporan tecnologías más avanzadas como consecuencia de los nuevos requerimientos para una explotación óptima de los buques, que favorece a las empresas de los países de mayor nivel de desarrollo industrial y tecnológico.

Pero el estado de estos cimientos de la construcción naval española que son su industria auxiliar, se encuentra aquejado además de un mal peculiar y del que no se ven afectados en los demás países de construcción naval comparable. El cuadro de síntomas o hechos que presenta este mal que mina las relaciones astillerosindustria auxiliar es el siguiente:

- Existe un riesgo de la industria auxiliar con los astilleros que a principios de 1984 superaba el total facturado a lo largo del año anterior. La estructura de dicho riesgo es la siguiente:
 - Deuda vencida: 44 por 100.
 - Deuda vencida, renegociada y pendiente de vencimiento: 17 por 100.
 - Facturación pendiente de vencimiento: 39 por 100.
- Imposibilidad manifiesta de atender por la mayor parte de los astilleros, sus compromisos de pago históricos y actuales, dada la quebradiza situación económica que desde hace tiempo presentan los mismos.
- Rotura del sistema financiero y comercial que regía las relaciones astilleros-proveedores como consecuencia de las enormes deudas de aquéllos, tanto públicos como privados, y de la falta de concreción sobre la viabilidad de los mismos. Ello imposibilita a las empresas proveedoras para asumir consecutivas renegociaciones de deuda al no ser factible el descuento de efectos ni el acceso al crédito debido al alto índice de devoluciones, independientemente del clima de desconfianza general creado en torno a la industria naval.
- Indefensión de los proveedores ante una política simple de «no pagar», salvo recurso a procedimientos legítimos y legales que, de generalizarse, conducirían a un mayor deterioro de la situación.
- No aceptación por parte de la mayoría de los astilleros nacionales de los costes financieros reales que se derivan del incumplimiento de sus compromisos de pago, lo que deteriora de una forma no pactada el coste previsto de las operaciones, perjudicando aún más la cuenta de resultados de las empresas.
- La pérdida de competitividad de las empresas españolas debido a los incrementos de los costes de financiación, las dificultades de tesorería y la reducción de los márgenes de explotación que se derivan no sólo del incumplimiento de las condiciones y forma de pago pactadas con los astilleros nacionales, sino también de la incertidumbre del momento en que se harán efectivos los pagos.

Se ha expuesto hasta aquí con toda crudeza y realidad el punto de partida en el que se encuentra la industria auxiliar española cuando se procede a abordar, una vez más en los últimos años, la búsqueda de soluciones a la crisis de la construcción naval en nuestro país, esta vez dentro del marco configurado en el Real Decreto-Ley 8/1983, de 30 de noviembre, de Reconversión y Reindustrialización.

A tal fin, el pasado 9 de marzo y ante la Comisión Negociadora creada al efecto, fue presentado por la Administración el documento titulado «PROYECTO DE BASES PARA LA RECONVERSION DEL SECTOR DE CONSTRUCCION NAVAL».

Para establecer la actitud de la industria auxiliar ante el citado documento es imprescindible proceder a su análisis teniendo presente la situación actual en que Número 586 INGENIERIA NAVAL

aquélla se encuentra y que el marco político-económico que se diseña va a condicionar su actividad en los próximos años.

En el punto primero del mencionado documento se expone la situación actual del sector de construcción naval español. El cuadro que se pinta a partir de cifras y datos elocuentes, no difiere del que ya se ha esbozado anteriormente si bien refleja una mayor precisión.

Cabe destacar, aún separándolos de su contexto, los siguientes aspectos que se transcriben literalmente:

- «El porcentaje medio de utilización (de la capacidad de los astilleros) durante 1983 ha sido de un 55 por 100 aproximadamente». «El ... esperado para 1984 es del 40 por 100.»
- «La situación de la construcción naval es bastante más grave que la que se desprende de las cifras (de su cartera de pedidos) que asciende a 774.953 TRBC.»
 - «...37 barcos o están terminados o tienen paralizada la construcción.»
 - «...la cartera de pedidos efectiva asciende sólo a 569.266 TRBC.»
 - «...si tenemos en cuenta que de estos buques 372.418 TRBC se encuentran ya a flote, en muy avanzado proceso de construcción, la carga de trabajo real de talleres se reduce únicamente a 196.848 TRBC.»
- «Como nota destacable puede señalarse la carencia casi absoluta de solvencia en el conjunto del sector, situación provocada por la reiteración de abultados resultados negativos a lo largo de los últimos ejercicios que han tenido que ser financiados con recursos ajenos, cada vez de más difícil obtención.»
- «El fuerte desequilibrio financiero que presentan los balances, hacen condición indispensable, para su subsistencia, la recapitalización de las empresas.»
- «Las pérdidas continuas de los astilleros públicos, el retraso en su compensación y su bajo capital inicial respecto al volumen de sus negocios, les origina una situación de insuficiencia financiera crónica» que puede cuantificarse en «...alrededor de 30.000 millones de pesetas/año.»
- «...al final de 1983 se encontraban (en regulación de empleo) 14.039 personas.»
- «...se observa una estabilización (de la demanda mundia) de buques) para los años 1984, 1985 y 1986, con un ascenso sostenido a partir de este último año...» de acuerdo con las previsiones de 1983 del A. W. E. S.
- «la industria naval genera una industria auxiliar importante, no sólo en términos de empleo (por cada trabajador directo en construcción se inducen 2,8 puestos de trabajo indirectos), sino especialmente en términos industriales y tecnológicos.»
- «La industria auxiliar se encuentra hoy en una posición tecnológica intermedia. Es decir, que o bien los equipos e instalaciones se fabrican con licencia o con tecnología propia. Es muy escaso el porcentaje de equipos importados y se dirigen fundamentalmente a equipos específicos para buques especiales, de construcción ocasional.»
- «La construcción naval se renueva cada año, apareciendo en el mercado mundial nuevos tipos de instalaciones que se van incorporando a los buques. Esta constante aparición de nuevas tecnologías obliga a las industrias auxiliares a reiniciar la ca dena de actuaciones...» seguida hasta la fecha: montar equipos primero, construirlos bajo licencia después y fabricarlos, por último, con proyecto y tecnología propias.

 «Es evidente que para mantener su competitividad la industria suministradora de equipos debe poder presentar y ofertar las últimas innovaciones.»

- «Los astilleros por su parte deben estar en condiciones de ofrecer los buques más sofisticados con tecnología propia, tanto para superar la competencia de aquellos países que basan sus precios en el menor coste de mano de obra, como para lograr un más alto nivel tecnológico para la flota española.»
- «No obstante, los avances en la innovación deberán venir, sobre todo en el futuro, por la vía de la industria suministradora y es en este campo donde habrá que concentrar los mayores esfuerzos en investigación y desarrollo, en estrecha coordinación con los astilleros.»

Tras el análisis de situación expuesto, el documento, en su punto segundo y tras afirmar la necesidad de supervivencia de la industria de construcción naval, no sólo por su peso específico en la economía española, sino también por su importante efecto multiplicador sobre otros sectores industriales, establece como objetivo básico sectorial «el llegar a disponer de una industria de construcción naval capaz de competir con éxito en las condiciones cambiantes del mercado y de captar la mayor cuota del mismo».

El logro de este objetivo básico pasa por conseguir los siguientes objetivos particulares:

- «Estructura empresarial adecuada, adaptada a la coyuntura actual. Para ello se deberá lograr:
 - Una estructura financiera de las empresas que permita su normal desenvolvimiento.
 - Unos costes competitivos que permitan contratar sin pérdida a los precios normales de mercado.
- Promover una competencia libre y transparente entre las empresas y evitar las posibles discriminaciones en la contratación que pudieran establecerse entre unas empresas y otras:
 - Eliminación de la subrogación de pérdidas de las empresas públicas, entendiéndose por pérdidas las que se producirían si las empresas tuviesen una estructura laboral y finaciera adecuada.
 - · Adecuar el actual sistema de valoración.
- Conseguir la mayor participación posible en el mercado internacional mediante las medidas de apoyo adecuadas.
- Conseguir una demanda interior suficiente orientada hacia buques necesarios para un desarrollo armónico de la flota mercante.
- Promover, mediante la asignación de recursos adecuados, programas de investigación y desarrollo relacionados con el buque, sus equipos y su proceso de producción, al objeto de elevar el nivel tecnológico y reducir sus costes, respectivamente.»

Debe destacarse la generalidad con que se formulan los objetivos, lo que proporciona una gran flexibilidad para encuadrar los programas subsectoriales y empresariales que deberán elaborarse, negociarse y aprobarse, tal como se indica en el punto 6 del «Proyecto de Bases», en las dos fases siguientes a la publicación en el Boletín Oficial del Estado del Real Decreto que específicamente declare al sector en reconversión. Sin embargo, esta enunciación carente de cuantificadores orientativos requerirá, sin duda, en las fases mencionadas, una gran responsabilización de todos los órganos decisorios con el fin de evitar todo trato discriminatorio.

Las medidas para conseguir los objetivos citados se desarrollan en los puntos tercero y cuarto del mencio-

nado «Proyecto de Bases», articuladas en tres grandes capítulos: las encaminadas a conseguir la reestructuración empresarial, las financieras y las laborales.

Estas medidas complementan las contenidas en el Real Decreto-Ley 8/1983 con las que constituyen un amplio conjunto y cuya eficacia va a depender de la instrumentación concreta que de las mismas se realice y de que su aplicación temporal sea oportuna.

La necesidad por una parte de negociarlas, la consideración por otra parte de que deben ser aplicables a los diversos programas subsectoriales y empresariales a presentar, así como la obligatoriedad administrativa de que en su formulación legal intervengan diferentes Departamentos Ministeriales, hacen que su redacción no sea muy concreta y sea, por tanto, aventurado realizar un análisis completo y en profundidad de las mismas, análisis que forzosamente tendría que contemplar excesivas suposiciones e hipótesis.

No obstante, es imprescindible resaltar aquellas medidas que sin duda pueden tener una influencia notable en el desarrollo futuro de la industria auxiliar desde el punto de partida actual y dando por descontado que las restantes van a tener la eficacia que se pretende sobre la actividad de los astilleros.

Estas medidas son las siguientes:

- Recapitalización de las empresas para conseguir una estructura de pasivo adecuada.
- Creación de un fondo para financiar proyectos de investigación y desarrollo.
- Creación de una Gerencia Técnica que definirá un sistema de auditorías para ejercer el estricto control sobre el destino de los fondos públicos dirigidos en forma de subvenciones a los astilleros, o de créditos a los armadores para la construcción de buques.

En relación con la primera, y dentro del capítulo de las medidas relativas a la estructura de las empresas, se establece que sus planes deberán ir encaminados a conseguir una estructura de pasivo adecuada, entendiendo como tal aquella en la que los fondos propios sean equivalentes al valor del inmovilizado neto. Con esta estructura se considera que las empresas quedarán dotadas de la necesaria solvencia y podrán mantener sus costes financieros en niveles soportables.

No se especifican claramente los medios por los que podrán llegar las empresas a esta recapitalización, aunque sí se indica, pero únicamente para las empresas públicas, que deberán presentar en sus planes el sistema de capitalización que prevean con un calendario definido.

Se desprende que un medio será la obtención de beneficios por vía operativa, al exigirse que una parte de los mismos se destine a incrementar los fondos propios en tanto no se hubiere alcanzado la estructura financiera adecuada. La cuantía de dicha parte no se establece.

Otro medio será la concesión a las empresas, con carácter anual y en tanto no exista en ellas la estructura de pasivo que se pretende de una prima denominada de ajuste financiero destinada íntegramente a la capitalización de las empresas. Las condiciones en que se otorgará esta prima y su cuantía no se mencionan en absoluto; sólo se señala que su dotación será vía Presupuestos Generales del Estado.

Como es impensable que por estos dos únicos medios se alcance la recapitalización en su período deseable, debe sobreentenderse que un tercer medio será vía ampliaciones de capital.

Es indudable que la recapitalización exigirá menos fondos ajenos, pero al no imponerse ninguna condición a la estructura que deberán revestir éstos, se mantiene la incógnita de cómo se va a llegar a disminuir la deuda histórica contraída con la industria auxiliar por los astilleros. De escogerse para ello el recurso de negociar las obligaciones pendientes con los acreedores, recurso que se contempla en el Real Decreto-Ley 8/1983, bien sea por vía concursal, camino escogido actualmente por algunas empresas privadas, bien por vía de hechos, se procedería a trasladar los problemas financieros, en la medida correspondiente, a la industria auxiliar. A su vez, de sobrevivir, esta se encontraría con unos costes financieros adicionales que repercutiría vía precios de los productos, con lo que se pondría en peligro la consecución del objetivo de alcanzar costes competitivos en los buques, dado que no se produciría la participación esperada en dicho objetivo de la industria auxiliar.

En cuanto a la medida que contempla la creación de un fondo para financiar proyectos de investigación y desarrollo, simplemente cabe señalar en el diseño que se hace de esta idea acertada las siguientes características:

- No se establece la cuantía de la subvención anual o prima de desarrollo tecnológico a aportar por el Estado al fondo.
- La normativa para la aplicación del fondo se desarrollará con posterioridad, a propuesta de SORENA y la División de Construcción Naval del INI, no contemplándose la participación de la industria auxiliar en la propuesta.
- No se contempla específicamente participación alguna de la industria auxiliar en la coordinación de los proyectos tecnológicos a realizar con cargo al fondo, lo que encierra una cierta contradicción con lo que se afirma en el documento y que ya se ha señalado: «los avances en la innovación deberán venir, sobre todo en el futuro, por la vía de la industria suministradora».

Y por lo que se refiere a la medida por la que se prevé crear una Gerencia Técnica para ejercer el estricto control sobre el destino de los fondos públicos, simplemente afirmar que puede suponer la cumplimentación de una vieja aspiración de la industria auxiliar, ya que de llevarse con rigor y seriedad, puede suponer la eliminación de la crónica incumplimentación por parte de los astilleros de las condiciones de pago pactadas con los proveedores e incluso puede llegar a desaparecer el trato discriminatorio sufridos por los proveedores nacionales respecto a sus competidores extranjeros.

Hasta aquí las medidas. Pero es imprescindible también señalar las que no existan o no se contemplan específicamente en el tantas veces citado «Proyecto de Bases» y que para la industria auxiliar son trascendentales.

En primer lugar, la no mención específica de la industria auxiliar interna como sujeto de las medidas laborales a aplicar a las empresas de construcción naval. De esperarse la corrección de esta omisión en el curso de la negociación en marcha.

En segundo lugar, la ausencia de medidas que cubran el lapso de tiempo existente entre el momento actual y aquel en que pueda notarse la efectividad de las medidas que se prevé aplicar para conseguir los objetivos de la reconversión.

Lamentablemente este período de tiempo, que puede extenderse hasta el comienzo de 1985, está huérfano de todo apoyo y es previsible que durante el mismo los astilleros, incapacitados en su mayoría para generar recursos por vía operativa, recurran, aún más, a la vía fácil ya señalada de «no pagar» a la industria auxiliar, sea por vía de hecho, sea por vía de derecho.

Es evidente, que también muchos astilleros, sobre todo si son privados, pueden ver comprometida su viabilidad futura en este período de tiempo señalado. Pero ni éstos ni los que puedan sobrevivir es justo que pongan en peligro la supervivencia de la industria auxiliar, lo que indefectiblemente ocurrirá, dada la deuda contraída con ella por los astilleros y la actual política monetaria, a no ser que se arbitren unos medios extraordinarios, hasta la fecha ignorados por quienes en sus manos tienen el hacerlo

De no actuarse en este sentido, se produciría entonces la paradoja de existir unos astilleros en reconversión tras haber hecho desaparecer, prácticamente en su totalidad, las empresas sobre las que debía incidir su efecto multiplicador, y en razón a las cuales se justificó la necesidad de reconvertirlos.

Tendría lugar también un hecho sin precedentes en otros países de construcción naval comparable y que han llevado a cabo reconversiones de la misma. En ellos la industria auxiliar no se ha visto arrastrada por las deudas de los clientes y sí, en cambio y únicamente, por la necesidad de ajustarse a los nuevos niveles cualitativos y cuantitativos de la demanda de productos para buques.

Aunque parezca difícil que esta situación de desaparición de la industria auxiliar llegue a producirse, no debe descartarse, dado el carácter paradójico que históricamente distingue a los españoles y su incuestionable afición a partir de cero.

Pero existe, además, una tercera carencia en el «Proyecto de Bases», y es precisamente el que en el mismo no se contemple en absoluto la reindustrialización. En relación con este tema, se deben significar dos temores de la industria auxiliar:

- El que a través de los planes de reconversión y reindustrialización se favorezcan las actividades de fabricación de productos para buques que realizan los astilleros y que compiten con los de otras empresas de la industria auxiliar.
- El que por medio de la reindustrialización se aborden, en condiciones ventajosas y discriminatorias, actividades ya cubiertas por empresas existentes.

Desde estas inquietudes y esperanzas que despierta el marco que se ha trazado para llevar a cabo la reconversión de la construcción naval, así como desde el punto de partida al que se ha llegado por el devenir de los hechos históricos, la industria auxiliar debe participar en la consecución de los objetivos que se persiguen.

Pero para ello es necesario, en primer lugar, que la progresiva y rápida descapitalización que sufren las empresas no las conduzca inexorablemente, en los próximos meses, a la imposibilidad de continuar operativas, y, en segundo lugar, que el endeudamiento que los astilleros tienen con ellas no se corrija por vías traumáticas de hecho o de derecho.

La industria auxiliar está dispuesta a buscar, conjuntamente con las autoridades políticas y administrativas y los astilleros, soluciones satisfactorias que eviten su inmolación en aras de la construcción naval y vacíen de justificación algunos objetivos que se pretenden en la reconversión de ésta. Desea y quiere colaborar no sólo por su propio interés, sino también porque no quiere ser un obstáculo al que se tenga que dinamitar para seguir adelante con la reconversión.

Sólo desde la solución de sus problemas a cortísimo plazo la industria auxiliar podría abordar el reto que se debe afrontar para apoyar los objetivos de la reconversión.

Reto que, a su vez, debe llevarle a conseguir los objetivos siguientes:

- Recuperar la pérdida de competitividad que se ha derivado de la incumplimentación por parte de los astilleros de sus compromisos contractuales de pago.
- Mantener una actividad productiva sectorial ajustada a las nuevas necesidades cualitativas y cuantitativas del mercado y que, además, permita márgenes de explotación positivos.
- Conseguir una estructura empresarial adecuada para enfrentarse a la mayor competencia internacional.
- Abordar la determinación de una política tecnológica encaminada a conseguir una mayor presencia en los mercados exteriores a través de:
 - Desarrollo de tecnologías propias.
 - Establecimiento de contratos de tecnología que conlleven complementariedad con las producciones del licenciador y permitan flujo en los intercambios comerciales.
 - Colaboración con los astilleros y los armadores nacionales, tanto para el desarrollo de los productos que requiera la construcción y explotación de buques y artefactos de tecnología compleja como para la utilización de tecnología española en el proceso de desarrollo de la industria naval en los países de menor nivel de industrialización que el de España.
- Procurar una mayor complementariedad en la producción con otras empresas del sector, buscando una mejor dimensión empresarial.
- Disminuir la dependencia del mercado interior a través de una decidida política exportadora, tanto a nivel individual como a través de la cooperación y coordinación con otras empresas del sector, así como con empresas comunitarias.

Resumiendo cuanto hasta aquí se ha expuesto, la actitud de la industria auxiliar ante la crisis de la construcción naval es la siguiente:

- Aceptamos el hecho de su reconversión.
- Discrepamos del hecho de que para llevarlo a cabo no se contemple también a la llamada industria auxiliar.
- Señalamos que no existen medidas «puente» que cubran el período de tiempo que forzosamente ha de transcurrir hasta que las medidas reconversoras dejen sentir su eficacia.
- Prevemos que, como consecuencia de la carencia anterior, puede dejar de existir la causa que justifica la reconversión, esto es, su efecto multiplicador, y ello antes de que la mencionada reconversión llegue a efectuarse.
- Mantenemos y reiteramos desde aquí el ofrecimiento de colaboración realizado ante todas las instancias para, con pragmatismo, serenidad y sin ningún tipo de omisión, se llegue a evitar un proceso irreversible en un sector estratégico que ninguna nación se puede permitir el lujo de que desaparezca.

EL CONTROL AUTOMATICO DE LA VELOCIDAD DE LOS MOTORES

Por Luis Tallón Ing. Naval

RESUMEN

La decisión de instalar un control automático de la velocidad de rotación de un sistema dinámico se basa en las características de funcionamiento del motor y de su carga. Del conocimiento de ellas se puede establecer el funcionamiento del sistema y de aquí la necesidad del control, que normalmente se realiza variando la admisión del medio energético al motor. El dispositivo encargado de este control automático es el regulador de velocidad, del cual se hace una introducción describiendo sus elementos básicos.

1. INTRODUCCION

El control de la velocidad de rotación de un sistema dinámico constituido por un motor y su carga puede llevarse a efecto actuando sobre el motor o sobre la carga.

En aquellos casos posibles en los que se decida actuar completamente sobre la carga, la velocidad es controlada ajustando el par resistente para que sea igual que el par motor. Este es el caso de una hélice de avión de velocidad de rotación constante, donde la potencia se fija a un valor predeterminado y el sistema de control mantiene la velocidad de rotación de la hélice actuando sobre el paso de la misma, de forma que la carga se ajuste a las condiciones variables de velocidad del avión y densidad del aire.

Cuando el control se efectúa actuando sobre el motor, lo que se pretende es modificar el par motor para que se iguale con el par resistente. La forma normal de hacer esto es la de actuar sobre la admisión del medio energético. No obstante, existen otras formas de actuación, como sucede con las turbinas hidráulicas de impulsión, en las que la admisión del medio energético permanece constante y lo que se varía es el rendimiento de la máquina.

Todo lo dicho anteriormente no implica la necesidad de un control automático, como lo demuestran todos aquellos sistemas que funcionan sin él. Obviamente, el control automático debe ser más importante en unos casos que en otros y en algunos llega a ser imprescindible. La decisión sobre su elección ha de basarse en las características de funcionamiento del motor y de su carga.

2. MOTOR

El motor es una máquina destinada a producir trabajo mecánico a expensas de otra fuente de energía. En este artículo sólo se consideran los motores térmicos e hidráulicos, es decir, las máquinas que convierten la energía térmica o hidráulica en trabajo mecánico. Esta definición incluye las ruedas hidráulicas, los motores y turbinas de vapor (con sus calderas), las turbinas de gas y los motores de gas, gasolina y diesel.

Todos estos motores, aunque varíe su construcción y principio de funcionamiento, tienen al menos dos cosas en común:

- La potencia desarrollada procede del flujo de algún medio energético (gas, combustible o agua). En la mayoría de los casos ese flujo es controlado, variando la admisión del medio energético mediante una válvula (de mariposa en los motores de gasolina, la cremallera de la bomba de inyección en los motores diesel, etc.).
- 2) Son máquinas rotativas.

3. CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR

- Régimen estacionario

Una característica importante del motor funcionando en régimen estacionario es la relación entre el par motor M y la velocidad de rotación N con posición fija de la válvula de control del flujo del medio energético Z.

Si el par desarrollado disminuye cuando aumenta la velocidad de rotación, como es el caso de los motores de gasolina de aspiración natural (fig. 1), el motor tiende a ser auto-regulado y se dice que tiene un AMORTIGUA-MIENTO POSITIVO ($\epsilon_{\rm M}>0$).

Si el par desarrollado aumenta cuando aumenta la velocidad de rotación, como sucede en los motores de gasolina con sobrealimentación mecánica accionada por el propio motor (fig. 1b), el motor tiende a su auto-destrucción y se dice que tiene un AMORTIGUAMIENTO NEGATIVO ($\epsilon_{\rm M} < 0$).

Si el par desarrollado es independiente de la velocidad de rotación, como se puede considerar que ocurre con los motores diesel (fig. 1c), el motor carece de regulación y se dice que tiene un AMORTIGUAMIENTO NULO $\{\epsilon_M=0\}$.

Lógicamente, a cada posición fija de la válvula Z_1 , Z_2 , etcétera, le corresponde una curva característica par-velocidad.

- Régimen transitorio

Desde el punto de vista del control, resulta imprescindible conocer el tiempo que transcurre desde el movimiento de la válvula de admisión del flujo energético a una nueva posición hasta que el motor desarrolla el par correspondiente a esa nueva posición. Esta característica dinámica se denomina RETARDO, que en los motores de combustión interna está formada por los siguientes componentes:

1) Tiempo de retardo en el colector de admisión.

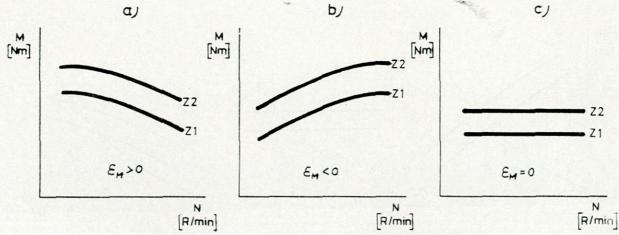


Fig. 1.—Características de funcionamiento del motor.

Debido a su volumen, el colector de admisión hace el efecto de acumulador, que, junto con la compresibilidad del gas, impide que la presión de éste siga los movimientos de la válvula de admisión del flujo energético.

Este componente, que es el factor más importante en los motores de gas o gasolina, no aparece en los motores diesel.

- Tiempo muerto de transformación en par del combustible introducido en un cilindro.
- Tiempo requerido por todos los cilindros para quemar en el nuevo nivel.

Este componente, en general, es mayor en los motores lentos de cuatro tiempos y menor en los motores rápidos de dos tiempos.

4) En motores turbosobrealimentados existe un retardo entre la inyección del combustible al nuevo nivel y la producción de aire suficiente por el turbosoplante para quemar ese combustible.

Todos estos componentes no son aditivos y tienen un efecto negativo sobre el sistema de control.

CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO DE LA CARGA

La carga es la resistencia que la máquina accionada opone al motor. Desgraciadamente, poco o nada se puede hacer sobre ella, teniéndola que aceptar tal y como existe. La característica par resistente L — velocidad de rotación N dependerá de la naturaleza de la carga.

Si el par resistente aumenta con la velocidad de rotación, se dice que la carga tiene un AMORTIGUAMIENTO POSITIVO ($\epsilon_L > 0$) e introduce un grado de auto-regulación en el sistema. Este es el caso de las hélices de buques y de aviones y de los ventiladores, en donde es bastante aproximado decir que el par resistente varía directamente con el cuadrado de la velocidad de rotación (fig. 2a).

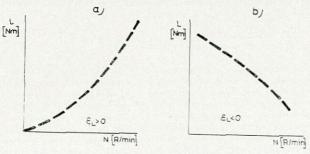


Fig. 2.—Características de funcionamiento de la carga.

Si el par resistente disminuye cuando aumenta la velocidad de rotación, se dice que la carga tiene un AMORTI-GUAMIENTO NEGATIVO ($\epsilon_L < 0$) e introduce un grado de auto-destrucción en el sistema. Un generador equipado con regulador de tensión suficientemente rápido en respuesta para mantener constante la tensión y conectado a una resistencia óhmica presenta esta característica, pues el par resistente será inversamente proporcional a la velocidad de rotación (fig. 2b).

5. FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

El sistema dinámico real puede modelizarse según la figura 3, en donde:

J = Momento de inercia total del sistema real, kg. m2.

M = Par motor, N.m.

L = Par resistente, N.m.

N = Velocidad de rotación, R/min.

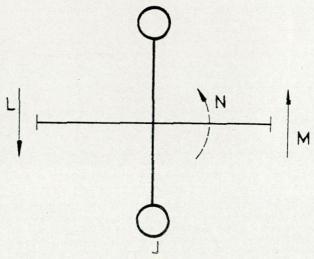


Fig. 3.—Sistema dinámico equivalente.

La 2.º Ley de Newton establece la ecuación de equilibrio dinámico del sistema:

$$M - L = \frac{\pi}{30} \cdot J \cdot \frac{dN}{dt} \tag{I}$$

El punto de funcionamiento en régimen estacionario corresponde a la intersección de las curvas características par-velocidad del motor y de su carga. El comportamiento dinámico dependerá del amortiguamiento del motor y de la carga y del momento de inercia de la instalación.

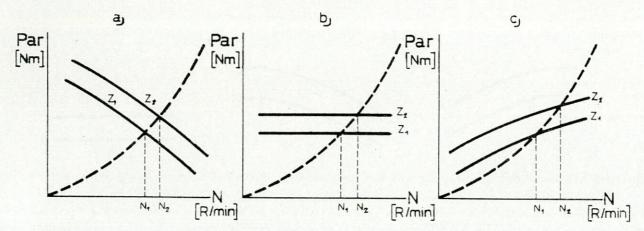


Fig. 4.—Funcionamiento del sistema con carga con amortiguamiento.

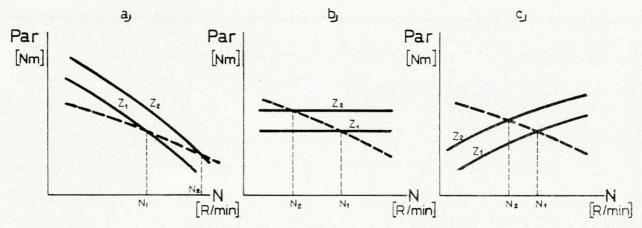


Fig. 5.-Funcionamiento del sistema con carga sin amortiguamiento.

La figura 4 representa las características par-velocidad de un sistema que tiene una carga con amortiguamiento positivo accionada por un motor con amortiguamiento positivo a), con amortiguamiento nulo b) y con amortiguamiento negativo c). La figura 5 indica lo mismo que la figura 4, pero para un sistema cuya carga tiene un amortiguamiento negativo. De ambas figuras se deduce que el punto de funcionamiento en régimen estacionario está impuesto por la posición de la válvula de control del flujo energético al motor, N, para válvula en posición Z, y N, para válvula en posición Z, Existe, sin embargo, una diferencia primordial entre ambos sistemas: es la ESTA-BILIDAD.

El sistema de la figura 4 es estable, pues ante una ligera variación de la velocidad con respecto a la de equilibrio N_1 ó N_2 , el sistema vuelve a dicho equilibrio por ser el par motor mayor que el par resistente cuando la velocidad disminuye y viceversa.

Los sistemas de las figuras 5b y 5c son inestables, ya que si la velocidad aumenta ligeramente, el sistema se acelera por ser el par motor superior al resistente y, por el contrario, si la velocidad disminuye el sistema se para por ser el par resistente superior al par motor. El sistema de la figura 5a puede ser estable o inestable, lo que dependerá de la posición relativa de la curva del motor con respecto a la curva de la carga, es decir, de que el amortiguamiento del motor sea más o menos positivo que el de la carga.

De esto se pueden sacar dos primeras conclusiones:

- Todo sistema que tenga una carga con amortiguamiento positivo es estable. Será tanto más estable cuanto mayor sea el amortiguamiento del motor y el de la carga.
- 2) En general, los sistemas que tengan una carga con

amortiguamiento negativo son inestables y necesitan algún dispositivo para hacer factible su control.

Aunque los sistemas estables parecen, a primera vista, ser autocontrolables, existen otras consideraciones que imponen la necesidad de algún dispositivo auxiliar de control distinto del motor y su carga. En efecto, ¿cómo reaccionan estos sistemas ante cambios bruscos del par resistente? Piénsese en un buque navegando en mala mar, o un grupo electrógeno al que se aplica una carga importante de modo inmediato, o ante una desconexión total de la carga. Mediante la ecuación (I), en la que hacemos $L=\bar{O}$, podemos deducir que:

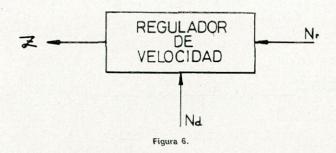
$$\frac{dN}{dt} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{M}{J}$$

Es decir, el momento de inercia controla la aceleración del sistema, que, si no tiene algún dispositivo que haga modificar el par motor M, se autodestruirá.

Se hace preciso incorporar en el sistema algún dispositivo capaz de modificar convenientemente el par motor. Este dispositivo es el REGULADOR DE VELOCIDAD.

6. REGULADOR DE VELOCIDAD

La misión principal del regulador de velocidad es la de controlar la velocidad del sistema dentro de la capacidad del motor. Se puede considerar que el regulador de velocidad es una «caja negra» (fig. 6) que recibe como señal de entrada la velocidad real del sistema (N_r) y da como señal de salida el movimiento de una palanca (Z). En su interior compara la velocidad real del sistema con la velocidad deseada (N_d) y rectifica la posición de la palanca en función de la diferencia entre N_r y N_d.



El regulador de velocidad debe incluir los siguientes elementos básicos:

- Elemento de detección.
- Elemento de medida.
- Elemento de comparación.
- Elemento de control.
- Elemento de corrección.

- Elemento de detección

Según el tipo de regulador (mecánico o eléctrico), la velocidad real del sistema puede ser detectada mediante un eje giratorio, con un captador magnético, y, en el caso de un grupo electrógeno, con la frecuencia del alternador.

La velocidad detectada debe ser proporcional a la velocidad real y seguir las variaciones de ésta lo más rígidamente posible, con objeto de detectar cualquier variación de velocidad, por pequeña que sea. Por este motivo no se deben elegir como puntos de detección aquellos situados detrás de acoplamientos altamente elásticos, ni tampoco utilizar transmisiones por correas para accionamiento de los ejes giratorios de detección.

- Elemento de medida

El elemento de medida convierte la velocidad detectada en una señal adecuada para ser introducida en el elemento de comparación.

Como elemento que mida mecánicamente la velocidad se utiliza el conocido contrapeso centrífugo (fig. 7), en el que, como consecuencia de la velocidad de rotación, se produce una fuerza centrífuga (F) proporcíonal al cuadrado de la velocidad de rotación y a la distancia de las masas del contrapeso al eje de rotación.

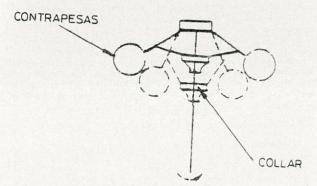
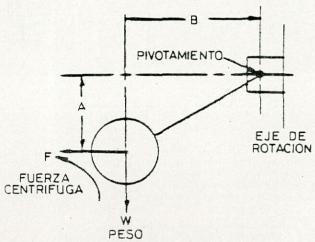


Fig. 7.-Contrapesos centrífugos.

En la posición de equilibrio el par ejercido por la fuerza centrífuga con respecto al punto de pivotamiento debe ser compensado por el par producido en el mismo punto por el peso del contrapeso (W) (fig. 8). De este modo, cuando la velocidad de rotación aumenta, también lo hace la fuerza centrífuga, desplazando hacia fuera a los contrapesos hasta volver a alcanzar una nueva posición de equilibrio. Con esto resulta una única posición de equilibrio de los contrapesos y del collar para cada velocidad de rotación. Sin embargo, debido al rozamiento, cuando

la velocidad de rotación cambia desde una posición de equilibrio, el par, debido a la fuerza centrífuga, debe alcanzar un valor que iguale el par debido al peso, más el par debido al rozamiento, antes de producirse el movimiento. El resultado es una BANDA DE INMOVILIDAD o región en donde la velocidad de rotación puede variar sin que se produzca un movimiento del collar. Resulta evidente que la banda de inmovilidad será tanto más estrecha cuanto mayor sea la variación de la fuerza centrífuga con respecto a la velocidad, o menor sea la fuerza de rozamiento.



PAR DE LA FUERZA CENTRIFUGA = F.A PAR DEL PESO = W.B EN EL EQUILIBRIO F.A = W.B

Figura 8.

El dispositivo que se usa normalmente para medir mecánicamente la velocidad del sistema se representa en la figura 9. En esencia está formado por un cabezal centrífugo que gira a velocidad superior a la del sistema e incorpora solidariamente dos contrapesos que, en su movimiento hacia dentro o hacia fuera, bajan o suben un eje no giratorio, venciendo la fuerza del muelle de AJUSTE DE VELOCIDAD.

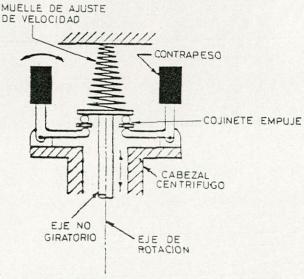
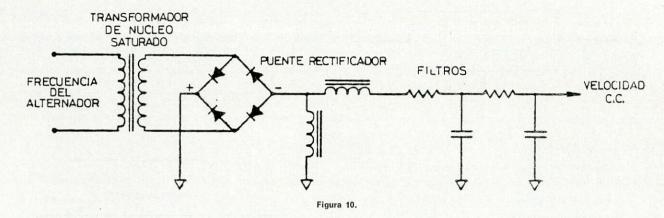


Fig. 9.-Elemento de detección mecánica de la velocidad.

Los elementos de medida eléctricos son básicamente convertidores de frecuencia a tensión. La señal alterna producida por un captador magnético o la tensión del alternador después de pasar a través de un transformador de tensión es convertida en una señal de corriente continua proporcional a la velocidad de rotación.



La figura 10 muestra un circuito típico utilizado para producir una señal de velocidad de corriente continua a partir de la frecuencia del alternador. La señal de corriente alterna obtenida de una fase del alternador tiene una frecuencia directamente proporcional a la velocidad del motor. Esta señal alimenta a un transformador de núcleo saturado, siendo a continuación rectificada en un puente rectificador para producir una señal de corriente continua proporcional a la velocidad del motor. La señal de corriente continua es posteriormente filtrada mediante varios filtros.

Cuando se utiliza un captador magnético para detectar la velocidad de rotación, éste se monta cerca de una corona de material férrico. El captador magnético produce un impulso cada vez que un diente de la corona pasa enfrente del captador (fig. 11). Estos impulsos son amplificados y utilizados para realimentar un contador, permitiendo de esta forma que los impulsos de alta frecuencia obtenidos de un oscilador de cristal sean acoplados al

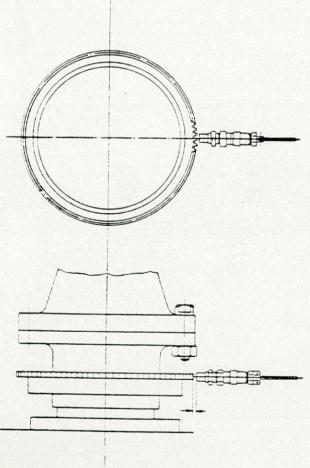


Fig. 11.—Colocación del captador magnético.

contador. La salida del contador permanecerá a un nivel bajo hasta que un número programado de impulsos (función del campo de velocidad) sean recibidos por el contador. En este momento la salida del contador se conmuta a un nivel alto y espera el próximo impulso de velocidad del captador magnético. Estos impulsos de ancho constante son promediados por un filtro RC para producir una tensión proporcional a la velocidad del motor (figura 12).

Debido a sus propiedades físicas, el sistema de detectar eléctricamente la velocidad es más propenso a fallos que el dispositivo mecánico. Por ello los controles electrónicos disponen de un circuito de seguridad que llevan al sistema a la posición de mínima velocidad en caso de fallo del sensor eléctrico.

Elemento de comparación

En el elemento de comparación, la señal de salida del elemento de medida es comparada con la velocidad deseada, también denominada SEÑAL DE REFERENCIA, y se produce una señal como consecuencia de la desviación entre las señales comparadas. Resulta evidente que la dimensión de la señal de referencia ha de ser igual a la de la señal del elemento de medida.

En los reguladores mecánicos la señal de referencia es una fuerza producida por un muelle, que se denomina MUELLE DE AJUSTE DE VELOCIDAD, figura 9, dependiendo su valor de la mayor o menor compresión del muelle. Las fuerzas ejercidas por los contrapesos y por el muelle de velocidad son transmitidas a un cojinete de empuje, que será desplazado como consecuencia del desequilibrio de las mismas. Es decir, la señal de salida del elemento de comparación es, en los reguladores mecánicos, un desplazamiento.

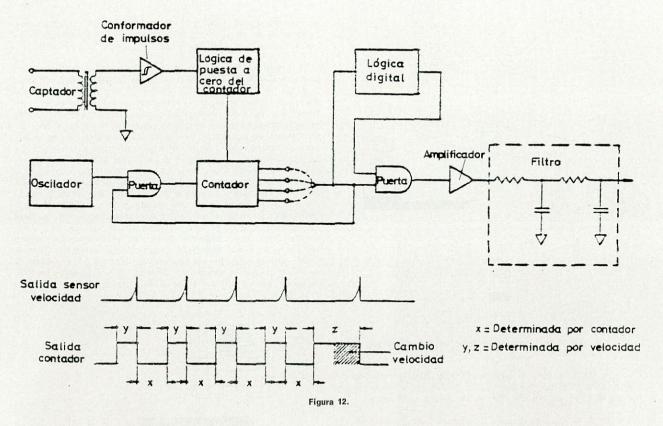
La señal de referencia en los reguladores electrónicos es una señal de corriente continua, que puede ser obtenida mediante un divisor de tensión a través de una fuente de corriente continua estabilizada. La desviación entre la señal de medida y la señal de referencia es, en los reguladores electrónicos, una señal de corriente continua.

- Elemento de control

El elemento de control es responsable de transmitir una señal hacia la unidad correctora, que depende de la desviación producida en el elemento de comparación. Al hacer esto se debe cumplir con los requisitos de control del sistema.

En los reguladores mecánico-hidráulicos se pueden utilizar los siguientes modos de control:

- Con caída de velocidad. La velocidad ajustada varía con la carga (disminuye cuando aumenta la carga).
- Con compensación. La velocidad ajustada permanece constante con diferentes cargas. La compensación puede ser:



- Mecánico-hidráulica.
- Completamente hidráulica.

Control con caída de velocidad (fig. 13)

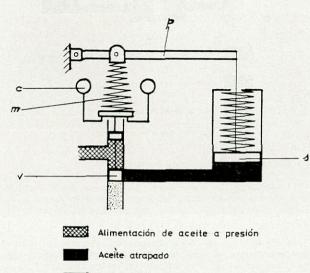


Fig. 13.—Control con caída de velocidad.

Al depósito de aceite

Las partes esenciales del control con caída de velocidad son los contrapesos (c), el muelle de ajuste de velocidad (m), la válvula de control (v), el servo (s) y la palanca de caída (p).

Cuando el conjunto contrapeso-muelle de ajuste de velocidad se desequilibra, la válvula de control se mueve y permite entrar o salir aceite a presión del servo. Cualquier desplazamiento del servo hará pivotar la palanca de caída alrededor de su extremo articulado, con lo que variará la tensión del muelle de ajuste de velocidad. Esto último hará que la válvula de control vuelva a su posición central, deteniendo el movimiento del servo. Resulta evidente que para cada posición del servo la fuerza ejercida por el muelle de ajuste de velocidad es diferente, lo que significa que para cada posición del servo existirá un ajuste de velocidad distinto. La figura 14 representa lo que ocurriría con la velocidad ajustada cuando varía la carga (movimiento del servo). Encontraríamos que la velocidad ajustada disminuye (cae) con el aumento de la carga.

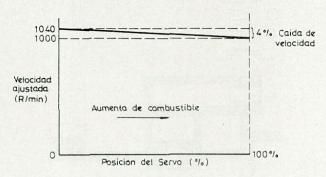


Fig. 14.—Características de la caída de velocidad.

Control con compensación mecánico-hidráulica (fig. 15)

La palanca de flotación (f) es la diferencia esencial con el control con caída de velocidad. Esta palanca constituye la conexión entre la válvula de control (v) y el conjunto contrapeso-muelle de ajuste de velocidad (c-m), por un lado, y entre la válvula de control y el sistema de compensación (sc), por otro. El sistema de compensación está formado por la palanca de compensación (1), un fulcro (fu), dos pistones de compensación (p1 y p2), dos muelles de centraje (mc) y una válvula de aguja (va). La palanca de compensación conecta el servo con el pistón de compensación activo.

Ante una variación de la carga, el servo hará pivotar la palanca de compensación alrededor del fulcro. El pistón de compensación activo (p1) desplazará el aceite atrapado entre él y el pistón de compensación pasivo (p2), que, a su vez, se moverá y llevará a la válvula de control a su posición de centraje a través de la palanca de flota-

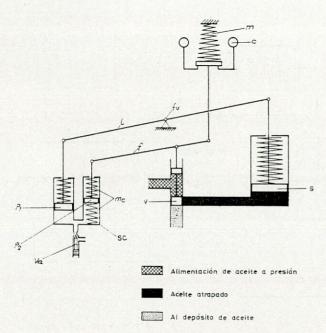
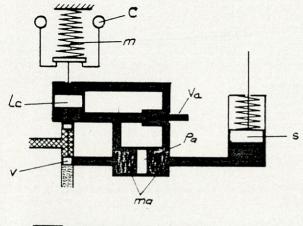


Fig. 15.—Control con compensación mecánico-hidráulica.

ción. A medida que el aceite escape por la válvula de aguja, el pistón de compensación pasivo volverá a su posición central empujado por el muelle de centraje.

De este modo desaparece la tensión adicional que recibe el muelle de ajuste de velocidad, retornando la velocidad ajustada a su valor original, con lo que resulta un modo de funcionamiento isocrono, es decir, la velocidad se mantiene constante con diferentes cargas.

Control con compensación hidráulica (fig. 16)



Alimentación de aceite a presión

Aceite atrapado

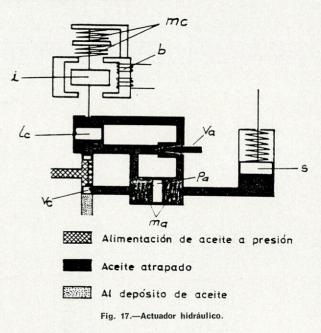
Al depósito de aceite

Fig. 16.—Control con compensación hidráulica.

En lugar de una palanca de flotación para introducir una fuerza de centraje en la válvula de control, este sistema tiene una válvula de control con una segunda puerta, denominada puerta de compensación (1c). A través de esta puerta se aplican presiones diferenciales, que son producidas mediante un denominado pistón amortiguador (pa) en el momento que exista un desequilibrio entre el muelle de juste de velocidad y los contrapesos. Esta presión diferencial es disipada suavemente a través de la

válvula de aguja (va), con lo que el pistón amortiguador retorna a su posición central mediante el muelle amortiguador (ma).

Los reguladores eléctricos básicamente están formados por una CAJA DE CONTROL y un ACTUADOR. El actuador, que va montado sobre el motor, ejecuta la acción correctiva de forma electro-hidráulica o completamente eléctrica. Por esto la acción de control puede ser ejecutada completamente en la caja de control o en la caja de control y en el actuador. La figura 17 muestra un actuador con compensación, cuyo principio de funcionamiento es básicamente el mismo que el del regulador con compensación hidráulica (fig. 16). En lugar del conjunto contrapeso-muelle de ajuste de velocidad, el actuador utiliza un imán (i) centrado, mediante dos muelles de centraje (mc), en el campo magnético que produce una bobina (b) ali-mentada por una señal eléctrica procedente de la caja de control. Cada vez que existe una desviación de la velocidad real con respecto a la de referencia, la bobina recibe una señal eléctrica proporcional a dicha desvia-ción, con lo que la válvula de control (V_c) se separará de su posición central. El sistema de compensación hidráulico hará retornar a la válvula de control a su posición central.



Elemento de corrección

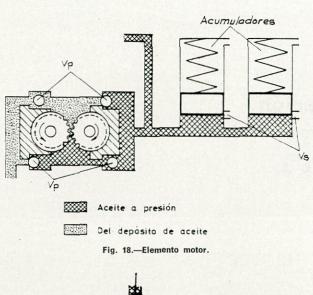
El elemento de corrección convierte la señal de control en una acción física apropiada, que influye en la variable controlada de manera que se obtenga su valor deseado.

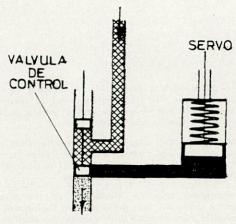
Básicamente está formado por un «elemento motor», que suministra la energía necesaria para ejecutar la acción correctiva, y un elemento corrector que combina la señal correctiva con la energía disponible.

Para ejecutar la acción correctiva en los reguladores y actuadores hidráulicos se utiliza aceite a presión, que además hace las veces de lubricante. El aceite puede ser introducido en el regulador desde una fuente exterior con o sin presión o de un colector de aceite que forme parte del propio regulador.

El elemento motor (fig. 18) de los reguladores y actuadores hidráulicos está compuesto de una bomba de aceite (excluida cuando el aceite llega con presión al regulador), válvulas de paso $(V_{\rm p})$ y acumulador con válvula de seguridad, que permite mantener la presión y compensar el flujo de aceite.

El elemento corrector está formado por un servo motor, cuyo eje de salida puede tener un movimiento lineal o



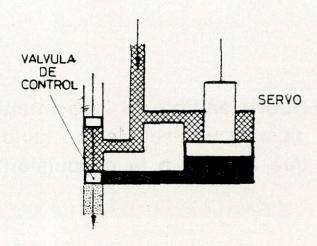


Alimentación de aceite a presión

Aceite atrapado

Al depósito de aceite

Fig. 19.—Servomotor con muelle.



Alimentación de aceite a presión

Aceite atrapado

Al depósito de aceite

Fig. 20.—Servomotor diferencial.

de rotación. El servo motor puede ser del tipo con muelle antagonista o diferencial.

La figura 19 representa un servo motor con muelle, en donde el aceite que pasa al cilindro, controlado por una válvula de control de puerta simple, vence las fuerzas del muelle antagonista y la resistencia exterior. El muelle actúa en sentido contrario para descargar de aceite el cilindro y vencer la fuerza exterior. La figura 20 representa un servo motor del tipo diferencial, en donde una válvula de control de simple puerta gobierna la entrada y salida del aceite al cilindro con pistón de mayor superficie efectiva, mientras que el otro cilindro está en comunicación con el aceite de alimentación.

REFERENCIAS

WOODWARD PRIME MOVER CONTROL CONFERENCES, 1971, 1974, 1975, 1982.

(Viene de la pág. 130.)

La fijación de las plantillas operativas, determinación de excedentes y medidas de regulación de empleo, así como el calendario para su aplicación, se concretarán en los planes de cada empresa. Estos planes estarán abiertos a la negociación durante treinta días con los representantes de los trabajadores y sólo después de ello presentados a la Administración.

Las medidas previstas por este convenio serán de aplicación a los trabajadores de plantilla, aunque estén encuadrados en la industria auxiliar interna de los astilleros. No serán aplicables a trabajadores de otras empresas que desarrollen actividades complementarias a las del astillero ni a las empresas auxiliares que realicen actividades en otros mercados.

Forma de llevarla a cabo

La Comisión negociadora, que, compuesta por la Administración, los empresarios y los sindicatos, ha llegado a los anteriores acuerdos (CC. OO. e INTG no han prestado su conformidad), los presenta a la Comisión Dele-

gada de Asuntos Económicos, que, si los aprueba, produciría un Real Decreto.

Vienen luego los programas subsectoriales: el INI o SORENA proponen los planes, de acuerdo con las empresas pertenecientes a su grupo, al Ministerio de Industria y Energía, con el informe preceptivo de una Comisión de Seguimiento y Control (Decreto-ley 8/1983), que tendrá la facultad de solicitar información sobre los temas en cuestión a todas las entidades, estatales o no, relacionadas con ellos.

Las empresas elaborarán sus planes como ya se ha indicado y los presentarán a la División Naval del INI o a SORENA, según los casos. Dichos planes pasarán luego a la Administración con el informe preceptivo, de nuevo, de la Comisión de Seguimiento y Control, que tendrá la facultad de solicitar información sobre los temas en cuestión a todas las entidades, estatales o no, relacionadas con ellos.

Esperamos con esto haber informado convenientemente a nuestros lectores.

Nuevo equipo de instrumentación para el control de los factores que afectan a la propulsión (*)

Dr. F. Tosi (**) E. Verde (**)

RESUMEN

El trabajo trata de un sistema de control de la propulsión desarrollado por Cetena. Las técnicas utilizadas para medir el par del eje se basan en el uso de galgas extensiométrica que registran la deformación del eje propulsor.

El sistema proporciona al usuario todos los valores de las variables medidas directamente, tales como par, velocidad de rotación del eje, velocidad del buque y consumo de combustible, bien en términos de valores reales o como medias calculadas por integrales de tiempo.

El sistema ofrece una información valiosa sobre el rendimiento de la propulsión y sobre el comportamiento general del buque en términos de consumo específico, ambos en relación al trabajo desarrollado por el eje y a la distancia recorrida.

1. INTRODUCCION

El problema mundial de ahorro de energía, que es actualmente de importancia general, hace necesario proporcionar a los armadores un equipo de instrumentación adecuado capaz de proporcionarles información sobre el consumo real de combustible en relación con la velocidad, así como con las condiciones de carga y trimado del buque.

El nuevo instrumental, denominado CONSMETER, ha sido desarrollado por el Laboratorio de Electrónica de Cetena como resultado de la experiencia obtenida en el proyecto y desarrollo de la instrumentación especial necesaria para la ejecución de ensayos con modelos y pruebas a escala real.

De hecho, hace diez años que Cetena produce un medidor de par que puede ser usado como un instrumento permanentemente instalado a bordo o como un instrumento portátil para realizar medidas durante las pruebas.

La técnica utilizada en el CONSMETER para medir el par es la misma que se utiliza en el medidor de par de Cetena y se basa en la adopción de galgas extensiométricas.

Las posibilidades que ofrece actualmente la tecnología de los microordenadores, hace posible el aumentar considerablemente el campo de aplicación de la nueva ins-

ABSTRACT

The paper deals with a propulsion monitoring system developed by Cetena. The techniques used to measure the shaft torque are based on the use of strain gauges which sense the propeller shaft deformation.

The system gives the user all the directly measured variables values as the torque, shaft revolution speed, ship speed and fuel flow, either in term of actual values or as averages computed by time integrals.

The system gives valuable information on the propulsion efficiency and on the general ship behaviour in terms of specific consumption both versus the shaft work and the travelled distance.

trumentación: de hecho, el CONSMETER se ha concebido para conectarlo al contador de consumo de combustible y a la corredera, siendo capaz de proporcionar:

- potencia y revoluciones de la hélice,
- consumo específico del motor principal,
- consumo por milla recorrida.

El CONSMETER es capaz de medir la potencia en el eje con un 2 por 100 de aproximación y los consumos específicos y por milla, con la aproximación suficiente que permita a la oficialidad del barco, investigar experimentalmente sobre el mejor trimado para cada condición de carga y obtener información sobre el rendimiento del motor.

2. DESCRIPCION GENERAL

El CONSMETER Mod. 882, es un sistema electrónico basado en una unidad de proceso con microordenador para la obtención, análisis y presentación de datos, y en transductores para la detección del par y revoluciones del eje, así como el consumo y temperatura de combustible y velocidad del buque.

Los transductores desarrollados por Cetena son solamente los de revoluciones y par, mientras que los de combustible y velocidad son los existentes a bordo o han sido escogidos e instalados adecuadamente junto con el CONSMETER.

El principal objetivo al proyectar el CONSMETER ha sido no sólo la fiabilidad del sistema, sino también la

^(*) Trabajo presentado al ISSHES-83.

^(**) CETENA. Italia.

compacidad del instrumento, su fácil uso, bajo coste y ausencia total de mantenimiento.

Por esta razón, no se ha utilizado un sistema completo de ordenador disponible en el mercado, como los ordenadores personales actuales, que hubiesen necesitado gran cantidad de conexiones externas para la recogida de señales, sino que se ha diseñado una consola de ordenador sencilla adecuada para satisfacer del mejor modo todas las funciones relacionadas con las tareas particulares de tal equipo.

Toda la electrónica del equipo está alojada en una caja de $136 \times 136 \times 326\,$ mm., con un marco frontal de $144 \times 144\,$ mm., como equipo standard, para ser montada en paño en el panel de la consola.

El transductor en el eje se ha proyectado utilizando acoplamientos inductivos entre las partes fija y móvil, para alimentación y señales, evitando cualquier contacto deslizante y, por tanto, cualquier necesidad de mantenimiento. El uso de componentes de alta estabilidad evita la necesidad de la calibración periódica de los transductores.

3. TRANSDUCTORES

Los transductores necesarios para el funcionamiento del CONSMETER, son los siguientes:

- velocidad de rotación del eje,
- par del eje,
- consumo de combustible (uno o dos),
- velocidad del buque.

3.1. Velocidad de rotación del eje

Las revoluciones por minuto de la hélice se miden por medio de una toma fija (pick-up) y tres barretas de acero colocadas en el eje. Como se muestra en la fig. 1 y figura 2 a), las tres barretas se montan de manera que den información sobre el sentido de giro: dos de ellas muy cerca (a unos 30° con respecto al eje de giro) y la tercera a unos 110° con relación a la segunda.

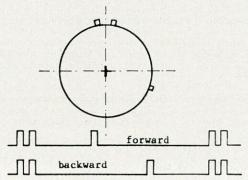


Fig. 1.—Detección del sentido de rotación

Cuando el eje gira, la toma fija detecta una secuencia de impulsos. Durante cada revolución del eje se miden tres intervalos diferentes de tiempos, función de la posición de las barretas y de la rotación del eje. Comparando los tres intervalos se determina el sentido de la rotación y se calcula la velocidad de rotación.

3.2. Par del eje

El par del eje propulsor se mide por medio de galgas extensiométricas. El puente de cuatro brazos para las galgas se aplica directamente sobre el eje y solamente detecta la deformación del acero producida por el par de carga, de acuerdo con la siguiente relación:

$$Q \,=\, \frac{4\ G\ J}{D} \,\epsilon$$

donde:

D = diámetro del eje

J = momento de inercia polar

Q = par del eje

ε = deformación registrada por el puente.

En un puente completo de galgas extensiométricas con cuatro brazos activos, teniendo cada uno resistencia R y factor de galga K, la deformación ϵ viene dada por:

$$\epsilon = \frac{\Delta R}{4 K R}$$

La calibración del transductor se realiza fácilmente por una resistencia de calibración R que, conectada en paralelo a un brazo del puente, simula una deformación $\epsilon_{\rm c}$ dada por:

$$\epsilon_{c} = \frac{R}{4 k (R_{c} + R)}$$

a la que se relacionan una frecuencia de calibración f_c , salida del oscilador y un par Q_c , relacionado por la siguiente expresión:

$$Q_c \; = \; \frac{-4 \; GJ}{D} \; \epsilon_c$$

A partir de estas relaciones se calcula el coeficiente de par que debe introducirse en la memoria de parámetros del CONSMETER.

La ganancia del oscilador es un factor regulado para obtener una desviación de frecuencia ($f_c - f_o$) de unos 1.800 Hz, en correspondencia con una deformación standard de unos 300 $\mu\epsilon$.

La frecuencia cero, f_c, es la dada por el transductor cuando no hay carga sobre el eje. Se obtiene con un procedimiento semiautomático haciendo dos juegos de lecturas mientras el eje se mueve lentamente arrastrado por el virador, avante y atrás, respectivamente, y calculando el valor medio de la frecuencia. El operador sólo tiene que arrancar el virador y apretar los botones adecuados,

El preamplificador oscilador instalado en el eje detecta la señal del puente y la convierte en una señal de frecuencia cuya desviación de la frecuencia portadora es proporcional a la variación de la resistencia de la galga extensiométrica y, por lo tanto, al par del eje.

La señal de frecuencia así modulada se transmite por medio de una bobina arrollada en el eje, a una bobina receptora fija montada en el sistema de toma fija y se envía al sistema de cálculo.

La energía suministrada al sistema electrónico sobre el eje proviene de un acoplamiento inductivo entre dos fuentes de suministro, alimentadas con la energía standard del buque, actuando como el arollamiento primario de un transformador y como un arrollamiento secundario especial sobre el equipo rotativo. De esta manera, no hay contactos deslizantes entre elementos fijos y móviles.

En la fig. 2 se muestra un sistema típico sobre el eje. Se montan dos anillos de acero sobre el eje; entre ellos, sobre la superficio del eje, se aplican las galgas extensiométricas. Los anillos soportan el alojamiento del convertidor-amplificador de par (b) y sobre ellos se enrollan la bobina suministradora y las espiras transmisoras de señales. El espacio entre los dos anillos se protege con una chapa de acero que soporta las barretas (a) para medida de las revoluciones.

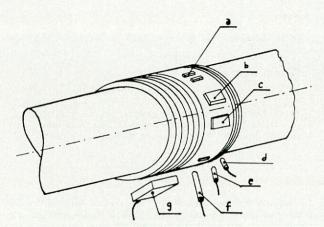


Fig. 2.—Sistema sobre el eje

Enfrentados con el equipo rotativo se montan las cabezas suministradoras y las tomas fijas.

3.3. Consumo de combustible

Los sensores del consumo y temperatura del combustible y de la velocidad del buque han sido proyectados con el sistema aunque, obviamente, son necesarios. Por lo tanto, estas magnitudes se pueden tomar de los equipos ya instalados a bordo sin necesidad de colocar otros especiales o diferentes. Si no fuese así habría que instalar nuevos transductores.

Para el cálculo del consumo se pueden introducir en el sistema dos pares de señales (dos flujos volumétricos y sus temperaturas asociadas). El consumo real se determina por suma o diferencia entre las dos cantidades registradas.

En el mercado se encuentran varias clases de medidores de caudal, como por ejemplo:

- medidores de pistón oscilante,
- medidores de disco,
- -medidores de engranajes,
- -medidores de torbellino,
- -medidores de turbina,
- -medidores giroscópicos de caudal.

Cada tipo de medidor actúa con principios físicos diferentes y tienen características particulares con sus ventajas e inconvenientes.

Todos, excepto el medidor giroscópico, dan el caudal volumétrico, por lo que es necesario conocer el peso específico del combustible para obtener su caudal en peso. Por esta razón, el sistema tiene dos entradas de temperatura, una para cada contador, por lo cual es capaz de calcular el peso específico a la temperatura decontador como función del peso específico a 15°, que debe introducirse en el sistema, por el maquinista, cuando se repone el combustible.

El peso específico γ, viene dado por:

$$\gamma = \frac{\gamma_{15}}{1 + k(t-15)}$$

donde:

 γ_{15} = peso específico a 15°,

k = coeficiente de temperatura,

t = temperatura del combustible.

El coeficiente de corrección k es función del peso específico a 15° y se tabula en el programa del ordenador.

El contador giroscópico tiene la gran ventaja de dar directamente el caudal en peso por lo que no es necesaria la toma de temperatura. Los transductores volumétricos pueden dividirse en tres grupos principales. El primero incluye todos los tipos que se basan en el movimiento, más o menos sofisticado, de un volumen fijado, trasladando un volumen conocido de líquido desde la entrada a la salida, a través de una cámara o compartimento cerrado mecánicamente (pistones oscilantes, disco, engranajes). El segundo grupo comprende los basados en la generación de torbellinos por una obstrucción parcial colocada en la corriente; la frecuencia de los torbellinos varia en proporción al caudal. En el tercer grupo están los contadores de turbina, que se basan en una hélice o rotor suspendido en el flujo, cuya velocidad de rotación es proporcional al caudal.

Los primeros son los más delicados, debido a que tienen huelgos muy pequeños entre las partes móviles y por ello debe filtrarse a fondo el combustible antes de entrar en el contador. En consecuencia, requieren un buen mantenimiento. No obstante, son casi independientes de la viscosidad.

La principal ventaja de los contadores de turbina es su muy elevada repetibilidad; además no les afectan pequeñas partículas en el combustible y no están expuestos al desgaste o abrasión como los del grupo primero.

La única desventaja puede ser su limitado campo de aplicación debido a la elevada viscosidad del combustible. Por esta razón pueden instalarse en donde el combustible se calienta a su temperatura normal de trabajo.

En algunas instalaciones puede ser necesario colocar dos contadores de turbina, uno antes y otro después de la bomba de inyección de combustible, para calcular el consumo real del motor como diferencia de las dos medidas, a fin de hacer trabajar el contador con una viscosidad aceptable.

El contador giroscópico parece ser la mejor solución para medir el caudal, dado que su principio de trabajo se basa en la fuerza de Coriolis producida por la circulación del combustible en un tubo vibratorio en forma de U. El efecto del movimiento del líquido en el tubo tiende a hacer girar el tubo y, midiendo con dispositivos de precisión el ángulo de giro, se puede determinar el caudal.

La medición es directamente proporcional al caudal, por lo que no es necesario medir otros parámetros como temperatura, viscosidad o densidad. Además, no hay piezas en contacto con el fluido, por lo que la precisión del contador no se ve alterada por erosión o partículas suspendidas.

Realmente no hemos experimentado directamente este tipo de instrumento y el único inconveniente puede ser su coste, en comparación con otros contadores de volumen.

3.4. Velocidad del buque

Para el cálculo de la velocidad del buque puede utilizarse una señal de la misma clase que la enviada por radar (típicamente 200 pulsaciones por milla).

La principal característica de la corredera, para una verdadera ventaja en el uso del CONSMETER, debe ser su buena repetibilidad.

Las primeras experiencias se han llevado a cabo a bordo de barcos provistos con correderas Pitot, con buenos resultados, aunque la exactitud absoluta no fue óptima. Desde luego, una corredera doppler sería mejor.

Ya se ha señalado que la medida de la velocidad del buque se relaciona con el cálculo del consumo de combustible por milla. Obviamente, es deseable tener valores muy exactos, pero el objetivo real del CONSMETER es dar información sobre las variaciones en el tiempo del comportamiento del buque, teniendo en cuenta las condiciones ambientales particulares en las que está operando.

4. PROCESADOR

El sistema de cálculo se ha construido en una única caja, junto con todas las conexiones necesarias.

El sistema se compone de cuatro partes principales: la fuente de energía, la consola del ordenador y conexiones, el panel de cuatro exposiciones de siete dígitos y la fila de siete pulsadores.

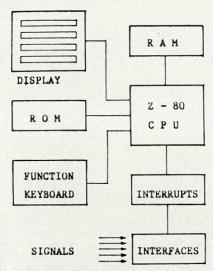


Fig. 3.-Sistema de cálculo

El circuito de suministro de energía genera cinco voltios, para alimentar los componentes del ordenador y opciones eventuales instaladas en el sistema, y doce voltios, totalmente aislados del sistema del ordenador, para alimentar los transductores y sus optoacoplamientos montados sobre la misma consola del ordenador.

La consola del ordenador contiene los siguientes componentes:

- Microprocesador Z80.
- Ocho K bytes de memoria que contienen el programa (EPROM).
- Un K byte de memoria (RAM) para el almacenamiento de datos, protegida de fallos de alimentación mediante baterías, con una autonomía de dos semanas.
- Un contador de 16 bit para la medida de intervalos de tiempo y períodos.
- Tres contadores de ocho bit para dividir las frecuencias de entrada y controlar la vía de comunicaciones serie.
- UART (Universal Asinchronous Receiver and Transmitter), que permite la comunicación del equipo con una unidad de presentación de datos esclava, o una impresora, o un ordenador adicional, en bucle de corriente de 20 mA.
- Ocho entradas de interrupción para medir los períodos de las señales de entrada.
- Seis entradas, dotadas de aisladores ópticos, con posibilidad de programar el equipo de la clase de señal, seguidos por sendos divisores de frecuencia que adaptan el rango de frecuencia de cada una de las señales de entrada al rango de frecuencia del ordenador.
- Un acondicionador de la señal del par, compuesto por un filtro de entrada pasabanda de alto rechazo del modo común, un conformador de onda y un divisor de frecuencia.

Todas las señales son de frecuencia o impulso y son divididas, excepto las revoluciones, con objeto de activar las interrupciones del microprocesador a la cadencia apro-

piada. Estas son atendidas por la CPU leyendo el contenido del contador y calculando los valores físicos de las señales de entrada, a través de unos coeficientes de conversión preprogramados.

5. PROGRAMACION

El programa consta de tres partes: la primera de ellas está dedicada a la toma de datos y gestión de las interrupciones con objeto de calcular los valores de las variables de entrada e incrementar los totalizadores.

La segunda de ellas tiene como misión inicializar el sistema durante su instalación o mantenimiento.

La tercera efectúa los cálculos y presenta los resultados seleccionados a través de los pulsadores del equipo.

El programa de prueba es activado mediante un interruptor interno y permite la calibración del equipo.

Los siete pulsadores del panel, además de sus propias funciones, permiten al operador comprobar y modificar, en su caso, los factores de conversión con objeto de efectuar, casi automáticamente, la calibración de par cero.

Todos los parámetros e información, así como los resultados del cálculo y totalizadores, quedan almacenados en la memoria RAM.

El programa de cálculo tiene varias subrutinas; algunas son llamadas por el programa principal a intervalos de tiempo fijos e independientes de la intervención del operador, con objeto de actualizar continuamente los datos necesarios para futuros cálculos, tales como el filtrado digital de las señales de entrada.

Otras rutinas son llamadas solamente cuando son seleccionadas por el operador, con objeto de obtener los resultados deseados y presentarlos en pantalla con una actualización continua.

6. PRESENTACION DE DATOS

Los valores presentados se actualizan en intervalos fijos de un segundo. La función de cada pulsador se describe a continuación:

ACTUAL - 1

Muestra:

- Velocidad del eje (revoluciones por minuto).
- Potencia instantánea en el eje (HP).
- Consumo específico (g/HP/h.).
- Consumo específico (t/milla).

ACTUAL - 2

Muestra:

- Velocidad del eje (r.p.m.).
- Par del eje (t.m.)
- Consumo de combustible (t/h.).
- Velocidad del buque (nudos).

MEANS

Presenta valores medios de las magnitudes mostradas en ACTUAL-1, calculados basándose en las lecturas desde la última conexión del contador parcial. El contador parcial puede actualizarse, por ejemplo, cada 4, 12 ó 24 horas, según decida el jefe de máquinas.

PART

Muestra:

- —Revoluciones de la hélice.
- Trabajo del eje (MWh).
- Consumo de combustible (t.).
- Millas recorridas.

(Sigue en la pág. 156.)

Panorámica de las formas de carena en relación con la economía de propulsión, la estabilidad transversal y las vibraciones inducidas por la hélice (*)

A. Williams (**)

RESUMEN

Desde hace varios años se están haciendo esfuerzos para proyectar barcos económicos. Algunos proyectos se han llevado a la práctica con más o menos éxito. Otros planes se han propuesto o abandonado ante la duda de si las propuestas significarían realmente menores costes de comhustible

Un tema frecuente en relación con la economía de combustible es la importancia de las formas de la carena. Es cierto que todos los buques modernos y rentables requieren carenas económicas, pero no siempre significa que sean carenas que ahorren combustible. Por el contrario, el desarrollo de carenas «económicas» para graneleros, roros y ferries, algunas veces significa un cambio a peor en lo que se refiere a resistencia, comportamiento en la mar, cavitación y vibraciones del casco.

Se pueden anticipar problemas relacionados con la hidrodinámica cuando se trata de proyectos en que el cas-co debe diseñarse atendiendo especiales exigencias de volúmenes sobre la flotación, espacios adicionales para maquinaria moderna de carga, limitación de una o varias de las dimensiones principales del casco, etc. El presente trabajo trata la cuestión de cómo seleccionar adecuadamente las dimensiones principales, formas, coeficiente de bloque y disposición de la hélice. Existen determinados criterios disponibles para un buen comportamiento hidrodinámico que, sin embargo, no pueden aplicarse por interferir con otros aspectos económicos. Los compromisos que más afectan, entre otras cosas, a la carena del barco se reflejan en forma muy diferente en los petroleros, roros y ferries que se examinan en este trabajo.

1. INTRODUCCION

Los costes de combustible han llegado a ser el núcleo de los diferentes gastos de explotación. Durante los últimos diez años tanto el precio del combustible diesel como del combustible pesado se han multiplicado por ocho, aproximadamente. Otros costes, por ejemplo los de construcción, se han incrementado alrededor del doble durante el mismo período. Esta es la razón de que se intro-duzca la hidrodinámica del buque: el consumo de combustible de un barco depende, en gran manera, de sus cualidades hidrodinámicas.

Vamos a ver la relación entre los costes de combustible, por un lado, y el volumen de transporte y otros costes de capital y explotación, por otro. También veremos

(*) Trabajo presentado al ISSMES-83.

ABSTRACT

Since a number of years many efforts have been made to design fuel-saving ships. Some projects have been brought into reality with more or less success. Other plans have been postponed or laid down due to doubts whether or not the proposal really will mean lower fuel

A frequent topic in connection with shipboard fuel economy is the importance of the hull form. True enough, all modern and efficient ships need economical hull forms but that is not always the same as fuel-saving forms, On the contrary, the development of «economical» hull forms for bulk carriers, roros and ferries sometimes means a change for the worse regarding resistance, seaworthi-ness, propeller cavitation and hull vibrations.

Problems related to the hydrodynamics of the hull can thus be anticipated in connection with ship projects where the hull must be shaped after strong requirements for above-water volumes, additional space for advanced loading gear, limitation of one or more of the hull main particulars, etc. The present paper deals with the question of how to select hull main dimensions, form, fullness and propeller arrangement properly. There are a number of criteria available for good hydrodynamic behaviour, which, however, cannot always be fulfilled due to interference with other economical aspects. The compromise affecting among other things the hull form of the ship, works out very differently for a number of tankers, roros and ferries examined in this paper.

muy aproximadamente cómo varía el precio del acero del casco, dado que el consumo de combustible depende (indirectamente) de ello. El precio del acero se compara con el precio total del barco y con la capacidad de transporte. En la figura 1 se muestra la tendencia de la variación relativa de los costes de combustible y del precio del acero para diversos tipos de buques.

Como se puede ver, los roros y ferries tienen costes de combustible más bien altos en relación al volumen de transporte y precios de acero claramente elevados en rela-ción a la capacidad de transporte. Estos costes son relativamente bajos para los graneleros y petroleros de ta-maño medio. Sin embargo, para estos barcos, los mis-mos costes pueden considerarse altos en relación con otros factores. Así los costes de combustible son altos comparados con los costes de capital y explotación. Igualmente el precio del acero del buque es considerablemente mayor en un petrolero que en un roro o un ferry.

^(**) Swedish Maritime Research Centre. SSPA.

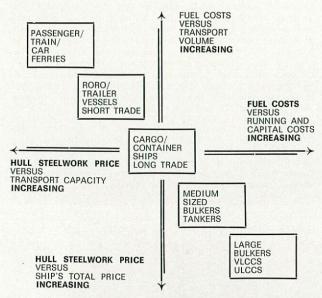


Fig. 1.—Tendencia de la variación relativa de los costes de los combustibles y precios de acero para varios tipos de buques.

COMPONENTES DE LA RESISTENCIA Y LA PROPULSION

Para discutir los componentes que constituyen la potencia propulsora se necesita una división detallada. ¿Qué elementos hidrodinámicos pueden modificarse y cuáles están siempre fijados por su naturaleza? ¿Qué puede modificarse en la construcción de un buque nuevo y qué puede conseguirse prácticamente en la conversión de un buque existente?

La división de los componentes de la propulsión, indicada en la figura 2, es bastante aproximada. La contribución de la rugosidad y ensuciamiento de la obra viva viene referida a una supuesta condición media entre dos varadas. La parte de resistencia viscosa puede variar mucho, desde un pequeño porcentaje hasta la mitad de la fricción de la chapa. Las formas llenas de la carena crean una resistencia friccional adicional debido a la viscosidad del agua.

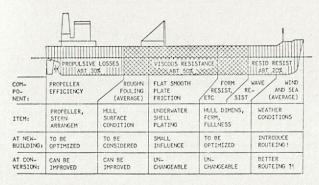


Fig. 2.—Componentes de la propulsión en un petrolero de 80.000 TPM y su relación con diversos elementos. Formas de ahorro de energía en buque nuevo y conversión.

Un segundo componente de la resistencia que varía sensiblemente es la del viento y mar. Se ha introducido el margen del 10 por 100, utilizado normalmente. La resistencia de las olas producidas por el buque, del viento y del mar no tiene relación con la viscosidad del agua y se llama «resistencia residual».

En la figura 3 se muestra una división más ajustada de la resistencia en aguas tranquilas. Los componentes principales se definen como resistencia viscosa, resistencia por formación de olas y resistencia por salpicaduras. La

influencia de la fricción sobre las chapas y de la forma del casco sobre la resistencia viscosa es sustancialmente mayor en un petrolero que en un roro. La «influencia de la forma del casco» es más bien consecuencia de lo lleno que sea el casco. Esta componente no se altera fácilmente con la forma de la carena si el coeficiente de bloque permanece fijo. Más afectada por la forma del casco es la resistencia de las olas rompientes y los trenes de olas (principalmente en el cuerpo de proa) y, además, la resistencia viscosa de presión y de separación (cuerpo de popa). Estas componentes son más predominantes en los roros y ferries.

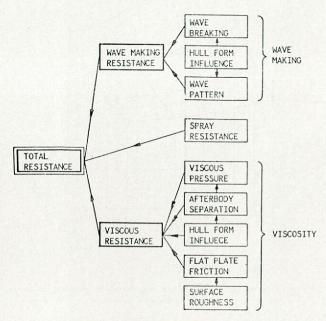


Fig. 3.—Componentes de la resistencia en aguas tranquilas.

PETROLEROS Y GRANELEROS. EXAMEN DEL COEFICIENTE DE BLOQUE

Aun en una revisión amplia de los diferentes costes del buque la potencia propulsora necesaria debería vigilarse especialmente. No es sólo por la relación directa con el consumo de combustible, sino por la posibilidad para el armador (y para el constructor) de atacar un factor de coste con herramientas científicas y técnicas, sin tener en cuenta el país, las leyes y los sindicatos. Es decir, escogiendo las dimensiones del buque, coeficiente de bloque, forma y disposición de la propulsión, de la forma más científica, incluso para los precios futuros del combustible.

Comenzando con la influencia de la eslora y del coeficiente de bloque, es evidente, como se ve en la figura 4, que el petrolero es el más sensible. La potencia necesaria para los petroleros extremadamente cortos y llenos es unas tres veces mayor que para buques con casco más largo y fino. El grueso de los petroleros actuales parece estar más próximo al primer tipo de buque mencionado. ¡La media de barcos de esta clase probados en el SSPA desde 1974 están aún más próximos al buque extremadamente lleno y corto, con coeficientes de bloque medio de 0,82 y esloras alrededor de 230 metros!

Resulta interesante reseñar cómo afectan la eslora (teniendo en cuenta los cambios correspondientes en manga y calado) y el coeficiente de bloque a los costes totales (figura 5). Se supone que los ingresos por flete son los mismos para todas las variantes. Esto no es rigurosamente cierto, ya que, por ejemplo, el peso del casco y servicios es un 18 por 100 mayor en un buque de 260 metros que en uno de 220 metros. La pérdida correspondiente de peso muerto sería del 2,5 por 100. Por otro lado, el barco más largo requiere sólo el 80 por 100 de la potencia que el corto, lo cual significa un ahorro sustancial de peso en la maquinaria y en el combustible almacenado.

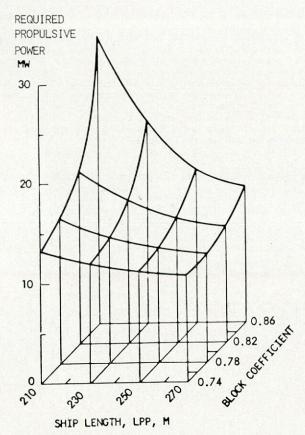


Fig. 4.—Petrolero de $100.000~m^3$ de desplazamiento. Potencia necesaria en función de la eslora y coeficiente de bloque. V=16 nudos.

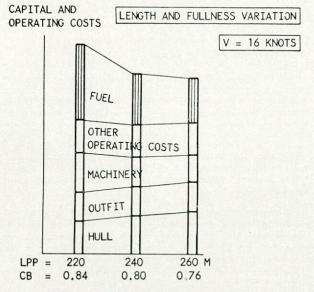


Fig. 5.—Costes relativos de capital y operación para un petrolero de $100.000~{\rm m}^3$ de desplazamiento.

Es evidente, ya en esta primera etapa del análisis, que, prescindiendo de la exactitud de los cálculos, los barcos largos con coeficientes de bloque menores serán más económicos cuanto más rápidamente crezca el precio del combustible sobre los otros costes.

3.1. Elección del coeficiente de bloque

Varios criterios se utilizan ocasionalmente para la elección del coeficiente de bloque, alguno de ellos relacionado con el desarrollo de la resistencia de las olas. El principal parámetro es el número de Froude, V/V gL, (V ve-

locidad, L eslora), dado que es representativo del tren de olas creado por el buque. Se dice que se alcanzará la «velocidad económica», en un buque con un coeficiente de bloque determinado, cuando la resistencia por olas se aumenta de pronto debido a alguna interferencia de las olas. Un procedimiento sencillo como éste es, obviamente, de poca utilización comparado con las consideraciones financieras sofisticadas actuales. Sin embargo, es una comprobación saludable que puede realizarse, por lo menos, para comparar con otros buques parecidos.

En la figura 6 se indican proyectos de graneleros y petroleros de 50.000-150.000 m³ de desplazamiento ensayados en el SSPA. Alguno de estos proyectos no se han construido, pero de otros se han hecho grandes series. En el diagrama se han representado los buques junto con varios criterios basados en la resistencia.

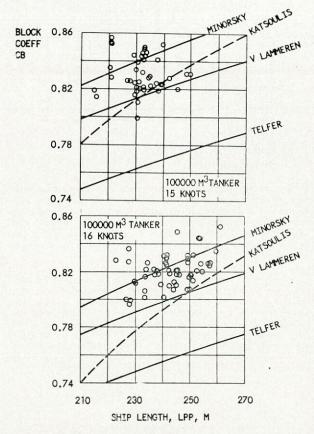


Fig. 6.—Criterios basados en la variación de la resistencia. Petroleros de 50.000-150.000 m³ de desplazamiento ensayados en el SSPA. Desplazamiento y dimensiones reducidas a 100.000 m³.

Es importante que el coeficiente de bloque pueda estimarse con el mismo grado de confianza para una amplia gama de esloras. Supongamos, por ejemplo, que es obligado un límite sobresaliente en la eslora. Un coeficiente de bloque alternativo debe ser aconsejado por el criterio.

En relación con las reglas para la elección del coeficiente de bloque basadas en la resistencia, se puede deducir que, para petroleros, los diferentes criterios aconsejan, más bien, diferentes coeficientes de bloque. Sin embargo, en la figura 6 se ve que los barcos representados están más bien reunidos. Ello puede explicarse por el hecho mencionado anteriormente de que la potencia propulsora requerida para este tipo de buques es muy sensible al coeficiente de bloque (ver fig. 4).

Los criterios de resistencia para la elección del coeficiente de bloque son, en ocasiones, desobedecidos, sin otras consecuencias que un incremento gradual (en petroleros rápidamente) de la potencia propulsora requerida. También se ha demostrado que no se puede permitir un casco demasiado lleno en relación con el flujo en la

popa. El problema es importante en los petroleros, en que hay que limitar los cuerpos de popa llenos si se quiere mantener un comportamiento propulsivo satisfactorio.

Uno de los signos más claros del mal comportamiento propulsivo de un barco es la vibración, especialmente en la popa, producida por la hélice. Se habla de las fluctuaciones de presión inducidas por la hélice sobre las planchas del forro en las proximidades de la hélice. Si estos impulsos pueden predecirse por cálculo o ensayos con modelos, sería una de las mejores herramientas para comprobar la vibración del barco.

El SSPA ha establecido un criterio simplificado para la máxima vibración permisible, basado en el límite ISO de 6,4 mm/seg. para la velocidad de vibración en un punto de referencia en la cubierta sobre la hélice. Esta velocidad puede representarse por una cierta amplitud permitida de las fluctuaciones de presión de la hélice en un punto del codaste, justo encima de la hélice.

Las amplitudes esperadas se calculan a partir de ensayos en un túnel de cavitación. Son parámetros importantes, entre otros, el coeficiente de cavitación, la distribución de estela, el diámetro de la hélice y las revoluciones.

Es posible calcular curvas de nivel para las fluctuaciones de presión esperadas en relación con las permitidas, para condiciones standard, teniendo en cuenta formas, distribución de estela, tamaño de la hélice, revoluciones, etc. (fig. 7). También se indican buques entre 50.000-150.000 m³ de desplazamiento de los que se conoce su comportamiento en relación con las vibraciones inducidas por la hélice. Algunos de ellos, con graves problemas, se han ensayado en el SSPA después de la entrega y algún tiempo en servicio utilizando el modelo original. Otros barcos de comportamiento poco satisfactorio tienen las dimensiones, formas y coeficientes de bloque iniciales, a pesar de las recomendaciones dadas después de los primeros ensayos con modelos. Finalmente, hay un gran número de buques (no incluidos en

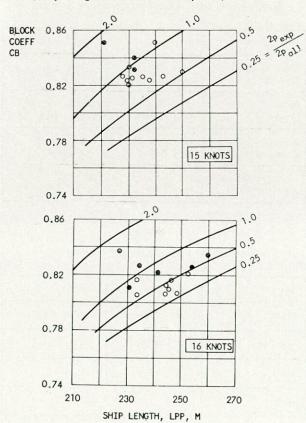


Fig. 7.—Criterios basados en las vibraciones inducidas por la hélice y comportamientos conocidos del buque. Desplazamiento y dimensiones reducidas a 100.000 m³. Los círculos indican buen comportamiento y los puntos negros presentan graves problemas.

la figura) cuyo comportamiento se desconoce o que se comportan ni bien ni mal.

3.2. Revisión de las formas

Los petroleros normales de una sola hélice tienen cuadernas en U en la popa (fig. 8). La alternativa con enquilladura (skeg) ofrece algunas ventajas respecto a mejor distribución de estela y una posible reducción de la potencia. El espacio disponible para el motor principal será, sin embargo, más pequeño y, posiblemente, será necesario un pequeño desplazamiento hacia proa del mamparo de proa de la cámara de máquinas. Una cámara de máquinas aún mayor (unos metros sólo, pero muy caros) sería el resultado de utilizar una popa con hélice al aire. Por otra parte, con esta forma se gana bastante en SHP y vibraciones considerablemente reducidas.

La elección de las formas de proa en un petrolero depende mucho de la velocidad y de las variaciones del calado a proa. Si éstas son considerables, la mejor alternativa puede ser proa con roda aguda y sin bulbo, supuesto un proyecto adecuado (fig. 9). A velocidad reducida la proa de bulbo será seguramente más perjudicial que beneficiosa respecto al ahorro de combustible. Las restricciones actuales (y futuras) de IMO en relación al lastrado aumentarán las variaciones de calado a proa, abundando en contra del bulbo. La proa de forma elipsoidal se usa principalmente en los VLCCS y ULCCS, pero recientemente se ha comprobado que es ventajosa también para petroleros de tamaño moderado.

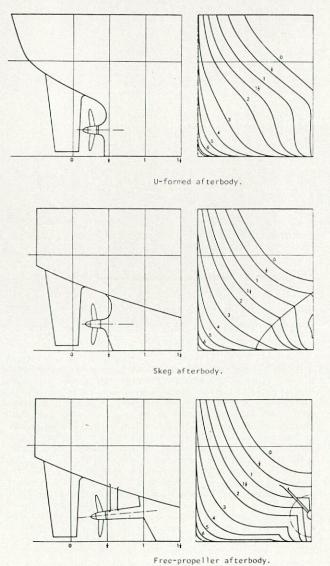
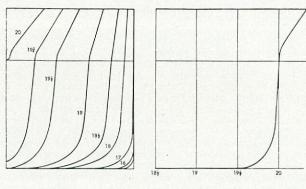
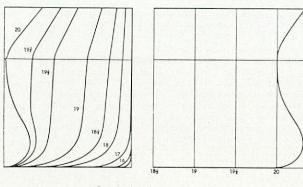


Fig. 8.—Petroleros y graneleros. Formas de popa.



Forebody without bulbous bow.



Forebody with bulbous bow.

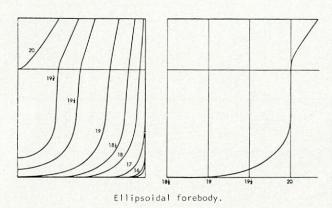


Fig. 9.—Petroleros y graneleros. Formas de proa.

BUQUES RORO Y FERRIES. EXAMEN DE LAS FORMAS DE LA CARENA

En estos buques es deseable tener grandes volúmenes y superficie de cubierta por encima de la flotación. Los modernos sistemas de carga requieren espacio en la proa y la popa. Por otra parte, es obligado un proyecto comprimido para facilitar el manejo de la carga y la maniobra del buque en puerto. Estas características beneficiosas se recogen en la tabla 3. A fin de mostrar la importancia de las formas del casco se han comparado varios roros y ferries. Los buques estudiados están tanto en la etapa de proyecto como en construcción y en servicio. Se trata de cuatro buques de cada tipo. El proyecto de referencia (denominado 1) tiene formas que se pueden calificar como convencionales. Los otros buques se han proyectado usando formas especiales debido a elevadas exigencias de estabilidad, bajo nivel de vibración, eslora limitada y alto coeficiente de bloque. Una breve descripción de estas formas especiales se dan en la tabla 4 y mayores detalles se pueden encontrar en el capítulo siguiente.

Tabla 1

COMPARACION DE FORMAS DE POPA DE PETROLEROS

FORM	COMMENTS ON REQUIRED POWER
1-PROP U-FORM	PARENT
1-PROP	SAME OR LOWER SHP. BETTER WAKE
SKEG	FIELD AT HIGH FULLNESS
1-PROP	LOWER SHP. BETTER WAKE FIELD
FREE-PROP	AT HIGH FULLNESS

Tabla 2

COMPARACION DE FORMAS DE PROA DE PETROLEROS

FORM	COMMENTS ON REQUIRED POWER
SHARP STEM	PARENT
BULBOUS	LOWER SHP FOR FAST SHIPS AND
BOW	IN BALLAST
ELLIPSOIDAL	LOWER SHP IN GENERAL. DIFFERENCE
FOREBODY	REDUCED IN SEAWAY

Tabla 3

CARACTERISTICAS ESPECIALES BENEFICIOSAS DE FERRIES Y ROROS ANALIZADOS EN EL TRABAJO

CHARACTER	ATTENTION TO	INVESTIGATIONS
COMPRESSED DESIGN	HULL MAIN DIMENSIONS	CALCULATIONS
HIGH	HULL BREADTH	CALCULATIONS
STABILITY	HULL FULLNESS	MODEL TESTS
LOW FUEL	HULL FULLNESS	TESTS IN
CONSUMPTION	HULL FORM	MODEL BASIN
LOW CAVITATION	HULL FOSM	TESTS IN CAVI-
AND VIBRATION	PROPELLER	TATION TUNNEL

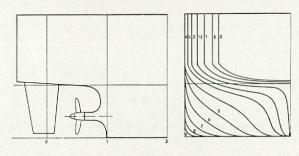
Tabla 4
FORMAS DE LOS BUQUES ESTUDIADOS

SHIPS	AFTERBODY	FOREBODY
RORO 1	1-PROP CONV	V-FORM, BULB
RORO 2A,B	» SKEG	э.
RORO 3	» BARGE	3
FERRY 1	2-PROP CONV	EXTR V, BULB
FERRY 2A,B	» 2-SKEG	
FERRY 3	» BARGE	V-FORM, BULB

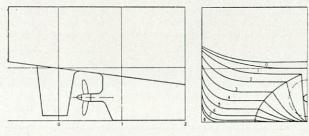
4.1. Revisión de las formas

Las líneas de popa de los roros que se comparan se muestran en la figura 10. El contorno y secciones superiores pueden representar el RORO-1 con popa convencional en secciones en U. El RORO-2A y el RORO-2B signal de la discontación de guen las líneas de popa con enquilladura (skeg) del di-bujo central de la figura 10. Estas formas tienen una estabilidad transversal elevada y pueden admitir un desplazamiento mayor en la zona de popa sin producir demasiado impacto en la zona frontal de la hélice. La última característica mencionada es valiosa cuando se desea una eslora pequeña, razón por la cual al RORO-2B se le dio esta forma de popa. Una popa aún más llena (posición extrema a popa del centro de carena LCB) puede obtenerse con popas de barcaza, que es la segunda forma standard especial (la primera es la popa con enquilla-dura), derivada de la forma standard normal de las series SSPA. El RORO-3 tiene una popa similar. La hélice que trabaja detrás de este tipo de popa tiene grandes huelgos con el casco lo que hace posible un funcionamiento libre de vibraciones, aspecto exigido especialmente para el RORO-3.

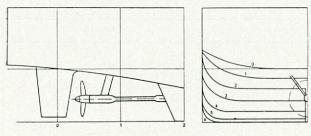
Los ferries examinados son buques de dos ejes operando normalmente en trayectos cortos en zonas de calado reducido. Es deseable una maniobrabilidad superior a la normal, lo que, unido a las exigencias de calado reducido, conduce al concepto de dos ejes. Las formas de popas predominantes son en V y la disposición de los ejes de acuerdo con el dibujo superior de la figura 11. Esta alternativa se califica aquí como convencional. El FERRY-1 tiene una popa similar y se toma como formas de referencias en la comparación de los ferries. El dibujo central de la figura 11 muestra una popa con enquilladura y dos ejes, que ha demostrado recientemente fa-



Conventional afterbody.

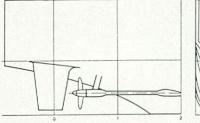


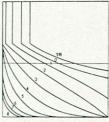
Single-skeg afterbody.



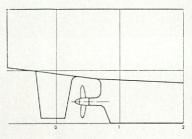
Free-propeller barge afterbody.

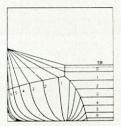
Fig. 10.-Roro de una hélice. Formas de popa.



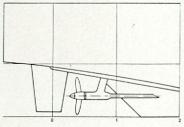


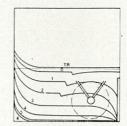
Conventional afterbody.





Twin-skeg afterbody.





Free-propeller barge afterbody.

Fig. 11.—Roro de dos hélices. Formas de popa.

vorables cualidades hidrodinámicas. Hasta la fecha solamente un número limitado de proyectos de ferry incluye este tipo de popas. Popas con enquilladuras y dos ejes se seleccionaron para los FERRY-2A y 2B, pero por diferentes razones. La popa de barcaza con dos ejes y fondo plano de la figura 11 se escogió para el FERRY-3 por las mismas razones que para el RORO-3.

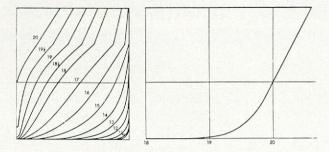
Las formas de proa de roros y ferries están condicionadas por la necesidad de grandes áreas de cubierta y líneas de agua moderablemente llenas cerca y por debajo de la flotación. Ello conduce a formas V, por lo menos para ferries (fig. 12). La velocidad de los buques examinados pide proas de bulbo, cuyo efecto, sin embargo, es variable.

4.2. Comentarios sobre la potencia necesaria

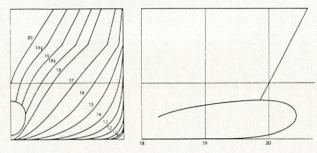
El juicio de unas formas comienza con un procedimiento de análisis (fig. 13). Se estima la potencia necesaria para el buque comparándola con formas standard (figura 14). El buque proyecto (roro o ferry) y el buque standard tienen las mismas dimensiones, coeficiente de bloque y propulsión. La relación P(PROYECTO)/P(STAND) expresa la calidad de la carena en cuanto a consumo de combustible (fig. 15).

El beneficio que produce una proa de bulbo depende en gran manera del número de Froude, es decir, de la eslora y de la velocidad del buque. Todos los roros y ferries que se incluyen en la comparación tienen proa de bulbo y ninguno se ha ensayado sin ellas. Sin embargo, puede afirmarse que los ferries en particular sa can ventajas de sus proas de bulbo, ya que estos buques operan a números de Froude más bien elevados.

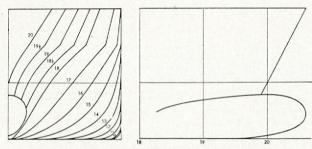
INGENIERIA NAVAL Abril 1984



Forebody without bulbous bow.



Forebody with small bulbous bow.



Forebody with large bulbous bow.

Fig. 12.—Formas de proa de buques roro.

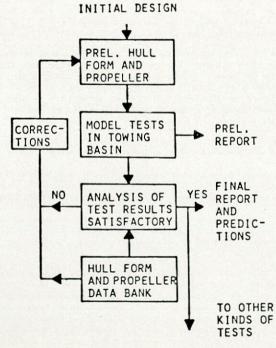


Fig. 13.—Programas de ensayos con modelos.

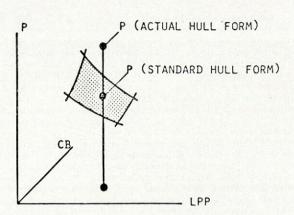


Fig. 14.—Representación de la potencia para las formas standard y para las formas proyecto.

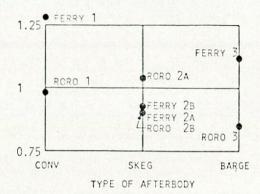


Fig. 15.—Relación de potencias propulsoras de los roros y ferries tomados como ejemplo.

En las tablas 5 y 6 se recogen comentarios generales sobre las proas y las popas, en relación con la potencia necesaria. Los comentarios no son conclusiones completas de la presente comparación.

4.3. Comentarios sobre la estabilidad transversal

La estabilidad transversal, así como la estabilidad estática, es de la mayor importancia para roros y ferries debido a la clase de carga que se maneja y estiba. ¿Cómo influye la necesidad de mayor estabilidad en otras características tales como dimensiones, coeficiente de bloque formas y margen admitido de vibraciones? También es útil, en este aspecto, referirse a datos standard, por ejemplo situación del metacentro sobre la quilla, KM (figura 16).

Tabla 5

COMENTARIOS SOBRE LAS FORMAS DE POPA DE ROROS
Y FERRIES EN RELACION CON LA POTENCIA NECESARIA

COMMENTS ON REQUIRED AFTERBODY PROPULSIVE POWER (SHP) CONV 1-PROP PARENT CONV 2-PROP HIGHER SHP IN GENERAL LOWER SHP FOR SHORT AND SKEG 1-PROP FULL SHIPS. HIGHER SHP FOR SLENDER SHIPS LOWER SHP IN GENERAL, SKEG 2-PROP ESPECIALLY FOR SHORT SHIPS LOWER SHP FOR SHORT AND FULL SHIPS. HIGHER SHP FOR SLENDER SHIPS BARGE

Tabla 6

COMENTARIOS SOBRE LAS FORMAS DE PROA DE ROROS Y FERRIES EN RELACION CON LA POTENCIA NECESARIA

FOREBODY	COMMENTS ON REQUIRED PROPULSIVE POWER (SHP)
V-FORM MED BULB	PARENT
EXTR V MED BULB	LOWER SHP FOR HIGH REL SPEED. HIGHER SHP FOR LOW REL SPEED
SMALL BULB	LOWER SHP AT LIGHT LOAD AND BALLAST
LARGE BULB	LOWER SHP AT FULL LOAD HIGHER SHP AT BALLAST

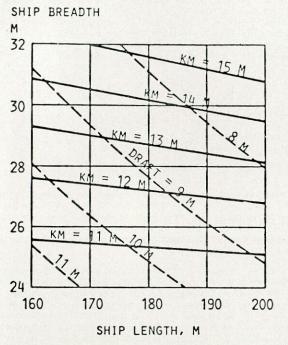


Fig. 16.—Altura del metacentro sobre la quilla (KM) de un roro de $30.000~\rm{m}^3$ de formas standard. Coeficiente de bloque = 0,65.

Si las formas standard no cumplen las exigencias de estabilidad y la manga del barco tiene, por alguna razón, limitaciones, se debe hacer una modificación. En algunos

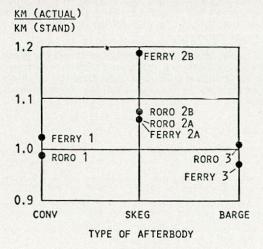


Fig. 17.—KM reales de los buques examinados con relación al KM standard.

casos, como los RORO-2A y FERRY-2B, la exigencia es muy alta, por lo que se deben seleccionar unas formas especiales.

El valor real de KM para los buques considerados, en relación con el valor standard de KM, se puede ver en la figura 17. Todos los buques con popa con enquilladura tienen estabilidad transversal por encima de la standard, en especial el FERRY-2B. El RORO-3 y el FERRY-3 podrían tener fácilmente mejor estabilidad, dado que las formas de barcaza pueden proporcionar más volumen en toda la manga del casco. Sin embargo, las formas elegidas se escogieron por otras exigencias distintas de la estabilidad. Las formas extremas en V, en el cuerpo de proa también, aumentan la estabilidad. Estos comentarios se recogen en la tabla 7.

Tabla 7

COMENTARIOS SOBRE LAS FORMAS DE ROROS Y FERRIES EN RELACION CON LA ESTABILIDAD TRANSVERSAL (KM)

HULL FORM	COMMENTS ON TRANSVERSE STABILITY (KM)
CONV	PARENT
SKEG AFTERBODY	HIGHER KM SPECIALLY FOR 2-SKEG AFTERBODY
BARGE AFTERBODY	HIGHER KM IN GENERAL
EXTR V FOREBODY	HIGHER KM IN GENERAL

Comentarios sobre las vibraciones inducidas por la hélice

Muchos barcos vibran debido a las fluctuaciones de presión inducidas por la hélice, actuando sobre las planchas en las proximidades del propulsor. En la mayoría de los casos las vibraciones son producidas por las variaciones periféricas del flujo central a la hélice, creado por el cuerpo de popa más que por un mal proyecto del propulsor. Los barcos llenos vibran debido a las formas llenas de la popa y los menos llenos a causa de formas de popa inadecuadas y/o apéndices.

Es indicativo (ver fig. 18) que los buques RORO-3, FERRY-1 y FERRY-3 tienen las amplitudes de presión más baja, siendo los casos en que estaban más libre de la influencia del casco. Ello significa que la distribución de la velocidad del flujo en el campo de la hélice era razonablemente uniforme.

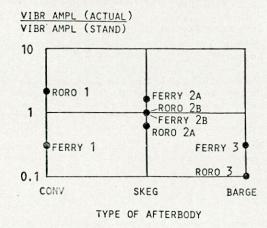


Fig. 18.—Nivel de vibraciones inducidas por la hélice (frecuencia de pala) en los buques examinados en relación con el criterio ISO de 6,4 mm. de máxima velocidad de vibración.

Tabla 8

COMENTARIOS SOBRE LAS FORMAS DE POPA DE ROROS Y FERRIES EN RELACION CON LAS VIBRACIONES INDUCIDAS POR LA HELICE

AFTERBODY	COMMENTS ON PROPELLER INDUCED VIBRATIONS
CONV 1-PROP	PARENT
CONV 2-PROP	MUCH LOWER VIBRATIONS
SKEG 1-PROP	LOWER VIBRATIONS IN GENERAL
SKEG 2-PROP	LOWER OR HIGHER VIBRATIONS ACCURATE DESIGN IMPORTANT
BARGE	MUCH LOWER VIBRATIONS

Las amplitudes de vibración elevadas de los RORO-1 y FERRY-2A se redujeron notablemente en las pruebas posteriores, realizadas en el túnel de cayitación utilizando

proyectos especiales de hélices (hélices de gran divergencia-highly skewed propellers).

Es conveniente señalar que las amplitudes de vibración standard permitidas en este caso se refieren a las ISO ya mencionadas (interpretadas por los métodos del SSPA) y no a las del SSPA.

Un breve resumen de estos comentarios sobre las formas de popa en relación con las vibraciones inducidas se recogen en la tabla 8.

5. CONCLUSIONES

Las conclusiones de este trabajo se refieren más a tendencias que a recomendaciones sobre la elección de las formas del casco

Dado que se trata de buques especializados, las formas de petroleros, roros y ferries deben adaptarse a sus fines. El compromiso entre la hidrodinámica y el uso práctico de las formas debe buscarse con gran cuidado. Se debería conocer lo cerca y lejos que está de los diferentes criterios de proyecto. La comparación realizada ha dado, esperamos, puntos de vista útiles sobre algunas formas especiales, en contraposición de formas convencionales.

(Viene de la pág. 147.)

Todos estos contadores pueden actualizarse pulsando al mismo tiempo RESET y PART. Cuando se suelta primero PART, los valores ofrecidos son «congelados» en la pantalla y pueden anotarse fácilmente sin necesidad de mantener apretados los pulsadores.

En cualquier caso, los contadores arrancan de nuevo inmediatamente después de su actualización. Cuando se pulsa de nuevo PART se muestran los contadores actualizados.

TOT

Su función es la misma que la del pulsador PART. El contenido de estos contadores no se utiliza para futuros cálculos. En la operación normal del sistema estos valores pueden actualizarse al final de un ciclo del viaje o se pueden dejar correr libremente.

SPEC GRAW

Muestra y actualiza:

- Peso específico del combustible a 15° C.
- Hora.
- Fecha.

Apretando RESET es posible actualizar estos valores de acuerdo con las cifras dadas por el suministrador. Esta cifra se utiliza por el sistema para calcular el caudal en peso y el consumo. El peso específico a la temperatura del contador se calcula por el sistema.

La hora y fecha son útiles sólo cuando se conecta una impresora al sistema a fin de completar la recogida de datos.

7. CONCLUSIONES

El sistema se refiere a un tema tan actual como el desarrollo de buques económicos. De hecho, el nuevo equipo debería permitir el evaluar y probablemente reducir el consumo de combustible. Además, por medio de un archivo sistemático de datos dados por el sistema es posible crear un pequeño banco de datos: en este caso todos los datos recogidos deben completarse con información ambiental, tales como viento y estado del mar, y sobre la carga y trimado del barco.

Con el sistema instalado a bordo pueden hacerse muchos tipos de comparaciones con los datos después de varios viajes. El primero de todos, el consumo específico de energía, registrado en la misma condición de potencia, da la evolución del rendimiento del motor. Comparando el consumo por milla, en las mismas condiciones ambientales y del buque, puede apreciarse el empeoramiento global del comportamiento de la hélice y del casco, con lo que el armador podrá programar las operaciones de mantenimiento.

Haciendo comparaciones, con las mismas condiciones ambientales, potencia y carga, se puede determinar la mejor condición de trimado. Esta comparación se puede hacer, para obtener resultados más exactos, en intervalos cortos de tiempo, cambiando, durante la navegación, el trimado del barco y analizando los consumos por milla correspondientes.

Una buena tabulación de los datos recogidos puede dar al armador información útil para optimizar el trimado del barco, no sólo con mar llana, sino también en diferentes estados del mar, y conocer mejor el comportamiento de su buque.

REFERENCIAS

- G. SITZIA: «Some problems in computerization of merchant ships». Presented at Workship of Shipborne Computer, Bruxelles, abril, 1971.
- G. SITZIA, G. SARTIRANA: «Computerized automation of the container ship Lloydiana». IFAC-IFIP Symposium, Oslo, 1973.
- B. DELLA LOGGIA, S. MARTINELLI, L. CORTELLINI: «Power measurements on full scale ships». Cetena Report núm. 480, abril, 1973.
- S. MARTINELLI: «Torquemeter Type 774/775, Instruction booklet». Cetena Report núm. 884, julio, 1979.
- F. TOSI, E. VERDE: «Consmeter Mod. 882, Propulsion Consumption Surveyor, User's Manual». Cetena Report núm. 1640, febrero, 1983.



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

HATCH COVERS, RAMPS, WATERTIGHT DOORS, CARGO LIFTS, MOVEABLE DECKS, etc.

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









ASCARGO

Gran Via, 89 - Bilbao, 11 (Spain)
Tel.: (94) 442 17 83 - 442 25 49 - 442 26 82 - 441 47 00
Telex: 33751 - 32049 Zubic E
Cables: ASCARGO, Bilbao



BARCOS

GRANDES BUQUES FRIGORIFICOS

Se ha entablado una rivalidad en el servicio entre los dos nuevos ULRC's (ultra-large reefer carriers) de Lauritzen Reefers, ya que están compitiendo para establecer un nuevo récord del número de bandejas totalmente cargadas de fruta transportadas en una carga. El «Anne B», que es el prototipo de la nueva serie de seis buques frigoríficos de 650.000 pies cúbicos, ha llegado recientemente a aguas europeas con una carga de 6.228 bandejas de manzanas y peras de Sudáfrica para descargarlas en Hamburgo y en el puerto de Sheerness, del Reino Unido. Sin embargo, el «Anne B» aún no había acabado de descargar su récord de carga cuando se enteró de que su buque gemelo, el «Betty B», había navegado desde Ciudad del Cabo con una carga que superaba el récord en 66 bandejas. La tripulación del «Anne B» confía en transportar una carga aún mayor en el próximo viaje.

Los dos frigoríficos de la nueva generación ahora en servicio fueron construidos por el astillero japonés Hashihama Shipbuilding Co. Ltd. El «Anne B» entró en servicio en diciembre de 1983 y el «Betty B» fue entregado en febrero de este año.

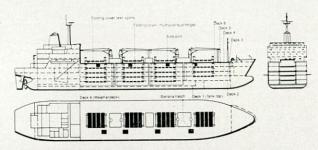
Los buques han sido construidos según un proyecto de Lauritzen Reefers, basado en la amplia experiencia que la compañía tiene en el transporte de cargas refrigeradas. Considerando que la tendencia en el transporte de fruta es hacia la creciente unitización de cargas, Lauritzen ha optado por unas formas del casco parecidas a un cajón para sus nuevos buques y, para asegurar la máxima superficie y espacio de carga, las líneas suaves tradicionales de los cargueros frigorificos se han sustituido por la configuración todo-popa, que ahora es general

La velocidad en servicio de 20 nudos que se esperaba de los buques frigoríficos en los últimos años también ha sido disminuida a la velocidad «moderada» de 18 nudos en la nueva serie. Esta velocidad, todavía considerable para los standards actuales, es proporcionada, muy económicamente, por un motor Sulzer de seis cilindros, tipo RTA58, que desarrolla una potencia máxima continua de 9.450 BHP a 115 rpm. A la potencia a que ha sido regulado de 8.500 BHP a 111 rpm, el consumo diario de fuel-oil es de 26-28 t. Los cuatro buques restantes de la serie, que están siendo construidos por el astillero Hyundai de Corea del Sur, estarán propulsados por un motor Burmeister & Wain tipo 6L67BGE.

Los buques tienen cuatro bodegas con tres entrepuentes en cada una, excepto en la número 1, que tiene dos. Todos los compartimentos tienen una altura mínima de 2,20 m. para cumplir con los requisitos de altura de las bandejas standard.

La máxima altura en crujía varía de unos a otros compartimentos, hasta ser de 2,98 m. Existe una superficie total de cubierta de aproximadamente 7.940 m², suficiente para unas 6.100 bandejas standard de 1.000 \times 1.200 mm. de tamaño. Los enjaretados son capaces de soportar carretillas elevadoras y carga de hasta un peso total de siete toneladas. Cada escotilla, que tiene una abertura libre de 19,1 \times 7,7 m., está servida por una grúa electrohidráulica de 10 t., capaz de trabajar, con la máxima carga, a un radio de entre 5 y 18 m. Existen 19 compartimentos independientes, cada uno de ellos con su propia planta de refrigeración y divididos en ocho secciones separadas, estancas al gas para permitir cualquier mezcla de cargas. Cada sección puede mantener, independientemente, temperaturas entre + 13° C y - 25° C. La ventilación

es vertical con dos ventiladores que renuevan el aire 45 ó 90 veces por hora. La planta frigorífica es controlada por un ordenador en la cámara de control de máquinas.



Además de cargas de fruta en bandejas los buques son capaces de transportar todo tipo de cargas perecederas, incluidos plátanos, patatas, vegetales y cargas congeladas, tales como carne, pescado y productos lácteos. Sobre cubierta pueden transportarse 151 contenedores TEU y su gran superficie es ideal también para el transporte de cargas tales como coches.

Las características principales de los buques son las siguientes:

Eslora total	144,6	m.
Eslora entre perpendiculares	136,4	m.
Manga		
Puntal	12,59	m.
Calado máximo	10,20	m.
Peso muerto correspodiente	14.786	t.
Calado con carga de plátanos		
Tripulación	22	personas

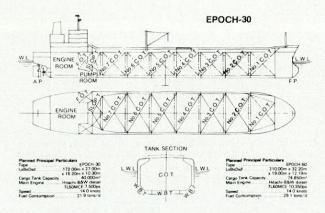
NUEVOS TIPOS DE PETROLEROS DE PRODUCTOS

Haciendo frente a las tendencias actuales hacia los grandes transportes de productos, los astilleros japoneses, entre ellos Hitachi e IHI, han realizado proyectos para este tipo de buques basados en conceptos completamente nuevos, que se apartan de las ideas tradicionales.

Hitachi Zosen ha terminado recientemente los proyectos de dos nuevos petroleros de productos, uno de 30.000 TPM y el otro de 60.000 TPM. Denominada por Hitachi la serie «Epoch» —de Easy Handling Product Carrier by Hitachi—, serán realmente «epochal» en que han sido proyectados para efectuar considerables ahorros en el tiempo y coste del manejo de la carga y mantenimiento.

Mientras que el proyecto de un transporte de productos está basado normalmente en un concepto similar al de un transporte de crudo, éste tiene en consideración el evitar cualquier posibilidad de que las diferentes cargas de productos se mezclen unas con otras o con el agua de lastre y también la prevención de la corrosión de la estructura del buque por la carga, así como la contaminación de la carga por los costados de acero de los tanques de carga. Teniendo esto en cuenta, los tanques de carga de un transporte de productos deben estar completamente revestidos por su interior y construidos para permitir una fácil y completa limpieza. Cuando se transportan productos negros el buque debe estar dotado de un sistema de calefacción de la carga para prevenir la coagulación.

Los transportes de productos futuros deben estar proyectados también para reducir el tiempo de manejo de la carga, incluido el tiempo invertido en limpiar los tan-



ques de carga de los últimos residuos, ya que se prevé que se necesitará, cada vez más, efectuar operaciones de manejo de carga en muchos puertos. Además, puesto que el píntado del interior de un tanque de carga es un trabajo bastante caro, comparado con el revestimiento de las planchas del costado o tanques de lastre, debe mantenerse al mínimo la necesidad de volver a revestir los tanques.

Tomando en consideración todos estos factores, junto con otros requisitos tales como la reducción del tiempo y mano de obra necesarios para la limpieza de los tanques, se realizaron muchos estudios y experimentos sobre cinco estructuras de tanques diferentes para comparar sus respectivas ventajas y desventajas. Como resultado de estas pruebas se adoptó una estructura del casco con doble forro, que permite que los tanques de carga sean de estructura completamente lisa, con todos los refuerzos y otras partes salientes dispuestas entre los costados exterior e interior. Este espacio puede usarse también como tanques de lastre, consiguiendo un ahorro de espacio y la separación del agua de lastre.

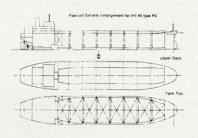
El interior de los tanques de carga, completamente liso y libre de partes salientes, permite una reducción considerable de la superficie que debe ser revestida, mientras que también se mejora la seguridad y duración del revestimiento. Por tanto, son posibles ahorros sustanciales en el tiempo del revestimiento inicial y también, posteriormente, en el tiempo y coste de mantenimiento.

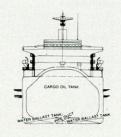
La estructura plana del fondo de los tanques de carga, como consecuencia del doble casco, simplifica el trabajo de agotamiento, mientras que también permite un mejor rendimiento de aspiración de las bombas de carga, resultando un tiempo de manejo de la carga reducido sustancialmente.

La disposición de los tanques de carga y lastre, completamente separados, elimina los daños al revestimiento de los tanques de carga por el uso del agua del mar como lastre. Además, es posible realizar independientemente las operaciones del manejo de la carga y de lastrado, mientras que también se elimina la necesidad del trabajo de limpieza del tanque que existe cuando se alternan la carga y lastre.

La estructura interior lisa de los tanques de carga hace fácil y posible la limpieza completa del tanque y también contribuye a mantener la calidad de la carga.

Una capacidad adecuada de los tanques de lastre permite la navegación en mares tempestuosos con lastre y sin carga, mientras que la estructura de doble casco es





altamente efectiva en prevenir la pérdida de carga en caso de varada o colisión, evitando la contaminación del aqua del mar.

La contribución de IHI en este campo son sus tipos 40 y 60 de la «nueva generación» de transportes de productos, que la empresa ha denominado el «Cylindrical Product Carrier».

Estos buques incorporarán el último proyecto de formas mejoradas, incluyendo la popa de «bulbo abierto», un motor propulsor IHI-Sulzer, tipo 4RTA68, que acciona una hélice que gira a 81 rpm., y un generador acoplado al eje.

Lo que realmente hace que estos buques sean de una «nueva generación» es la estructura de doble casco y la disposición de los tanques de carga sin refuerzos ni partes salientes por su interior.

Estos aspectos ofrecerán una rápida y completa limpieza de los tanques y reducirán el volumen del lodo, que puede ser eliminado fácil y rápidamente del fondo plano del tanque. La limpieza del tanque de residuos también será más rápida y fácil con el fondo plano. También se conseguirán ahorros considerables en el coste y tiempo de pintado por las superficies lisas de los tanques y, cuando transporten productos negros, el calor se radiará más efectivamente, sirviendo el doble forro como un aislamiento real.

ASTILLEROS

ACTIVIDAD DE LOS ASTILLEROS NACIONALES DURANTE EL MES DE FEBRERO DE 1984

NUEVOS CONTRATOS

No se ha formalizado ningún nuevo contrato.

BOTADURAS

Astilleros Armón.—«BANUSO-3». Camaronero congelador de arrastre de 120 TRB y 60 TPM. Armador: Banuso Fisheries Ltd., de Nigeria. Motor propulsor: Caterpillar, tipo 3412-DIT, de 450 BHP a 1.800 rpm.

Astilleros del Cadagua. — «EXTRESOL». Frigorífico de 5.750 TRB y 7.560 TPM. Armador: Naviera Extremeña, S. A., de España. Motor propulsor: Aesa/B&W, tipo L67GFCA, de 10.900 BHP a 123 rpm.

Astilleros Gondán.—«CARAPAU» y «BADEJO». Pesqueros de cerco de 120 TRB y 123 TPM. Armador: Empresa Nacional de Abastecimiento Técnico-Material a Industria de Pesca (ENATIP), de Angola. Motor propulsor: Guascor, tipo E318TA-SP, de 500 BHP a 1.800 rpm.

Construcciones Navales Santodomingo. — «MAROCO-PESCA I». Pesquero congelador de 280 TRB y 345 TPM. Armador: Marocopesca, de Marruecos. Motor propulsor: Barreras/Deutz, de 870 BHP a 900 rpm.

Factoría Naval de Marín.—«LOBEIRA». Carguero polivalente de 1.116 TRB y 2.800 TPM. Armador: Naviera Prego, S. A., de España. Motor propulsor: Barreras/Deutz, de 2.600 BHP a 300 rpm.

PRUEBAS OFICIALES/ENTREGAS

Astilleros Ardeag.—«BOLUDA VEINTITRES». Remolcador de 145 TRB y 79 TPM. Armador: Remolcadores de Cartagena, S. A. (RECASA), de España. Características principales: eslora total, 24 m.; eslora entre perpendiculares, 21,5 m.; manga, 7,15 m.; puntal, 3,5 m., y calado, 2,75 m. Motor propulsor: MWM, tipo TBD4408K, de 1.632 BHP a 1.000 rpm.

Astilleros y Varaderos José Valiña Lavandeira.—«BARBANZA», Carguero de 825 TRB y 1.200 TPM. Armador: Naviera Finisterre, S. A., de España. Características princi-

Número 586 INGENIERIA NAVAL

pales: eslora total, 67 m.; eslora entre perpendiculares, 10,8 m.; manga, 4,45 m., y puntal, 3,78 m. Motor propulsor: Barreras/Deutz, tipo SBA8M528, de 1.225 BHP a 900 revoluciones por minuto.

Balenciaga.—«DONAGUS». Transporte de agua y productos líquidos de 1.250 TRB y 2.400 TPM. Armador: Harbour, S. A., de España. Características principales: eslora total, 72,9 m.; eslora entre perpendiculares, 67 m.; manga, 11,3 m.; puntal, 5,35 m., y calado, 4,76 m. Capacidad de bodegas: 2.200 m³. Motor propulsor: Eechevarría/B&W, tipo 12V23HU, de 1.550 BHP a 800 rpm.

«GOIRI». Portacontenedores de 1.585 TRB y 4.100 TPM. Armador: Marítima del Gran Bilbao, S. A., de España. Características principales: eslora total, 91,3 m.; eslora entre perpendiculares, 83 m.; manga, 14,4 m.; puntal, 8,7/6,8 m., y calado, 6,7 m. Motor propulsor: Barreras/Deutz, tipo RBV6M358, de 2.000 BHP a 365 rpm.

Construcciones Navales P. Freire.—«SOYO» y «KIM-BRIZ». Pesqueros de arrastre por popa al fresco de 284 TRB y 210 TPM. Armador: Empresa Nacional de Abastecimiento Técnico-Material a Industria de Pesca (ENATIP), de Angola. Características principales: eslora total, 34,66 metros; eslora entre perpendiculares, 29 m.; manga, 8,3 metros; puntal, 6,1/4 m., y calado, 3,5 m. Motor propulsor: Caterpillar, tipo D-399, de 1.125 BHP a 1.225 rpm.

«AGHBALOU». Pesquero congelador de 324 TRB y 315 TPM. Armador: Omnium Marocaine de Peche (O. M. P.), de Marruecos. Características principales: eslora total, 39,4 m.; eslora entre perpendiculares, 33 m.; manga, 8,5 metros; puntal, 6,15/4,1 m., y calado, 3,5 m. Capacidad de bódegas: 370 m³. Motor propulsor: Barreras/Deutz, tipo SBA8M528, de 1.160 BHP a 900 rpm.

Construcciones Navales Santodomingo. — «PORTO AMBOIM» y «CACUACO». Pesqueros congeladores de arrastre por popa de 250 TRB y 210 TPM. Armador: Empresa Nacional de Abastecimiento Técnico-Material a Industria de Pesca (ENATIP), de Angola. Características principales: eslora total, 36,43 m.; eslora entre perpendiculares, 30,58 m.; manga, 8,3 m.; puntal, 5,85/3,7 m., y calado, 3,5 m. Capacidad de bodegas: 284 m³. Motor propulsor: Caterpillar, tipo D-399, de 1.125 BHP a 1.225 rpm.

"TAKBIR". Pesquero congelador de 325 TRB y 450 TPM. Armador: Omnium Marocaine de Peche (O. M. P.), de Marruecos. Características principales: eslora total, 39,4 m.; eslora entre perpendiculares, 33 m.; manga, 8,5 m.; puntal, 6,15/4,1 m., y calado, 3,5 m. Capacidad de bodegas: 370 m³. Motor propulsor: Barreras/Deutz, tipo SBA8M-528, de 1.160 BHP a 900 rpm.

Marítima de Axpe.—«TXORI-AUNDI». Atunero congelador de 1.400 TRB y 1.650 TPM. Armador: Inpesca Fishing Ltd., de Panamá. Características principales: eslora total, 78 m.; eslora entre perpendiculares, 67 m.; manga, 13,6 m.; puntal, 8,75/6,35 m., y calado, 5,9 m. Capacidad de bodegas, 1.600 m³. Motor propulsor: Mak, tipo 6MU-551AK, de 4.350 BHP a 450 rpm.

PRIMAS A LA CONSTRUCCION NAVAL

En el «Boletín Oficial del Estado» del día 18 de abril se ha publicado una orden ministerial por la que se estaclece, con carácter provisional, el sistema para la valoración de las primas a la construcción naval para el año 1984.

De su lectura se desprende que se trata de una medida puente hasta que se publique el Real Decreto de Reconversión, en el que se contendrá el nuevo sistema de primas comentado en varios números de esta Revista.

Su texto es el siguiente:

«Por Orden de 25 de marzo de 1983 se dispuso que la Orden de 13 de febrero de 1981, por la que se estableció el sistema de valoración de las primas a la construcción naval para los años 1981 y 1982, sería de aplicación a los buques cuya construcción se autorizase durante el año 1983.

Finalizado el plazo de vigencia de dicha Orden sin haberse podido proponer por este Ministerio, debido al obligado retraso que ha sufrido el Plan de Reconversión del Sector de Construcción Naval, las modificaciones necesarias en el sistema de ayudas a la construcción naval que recojan la indispensable dependencia de dichas ayudas con los logros del proceso de reconversión mencionado, se hace necesario evitar un vacío legislativo que impediría, prácticamente, la negociación de nuevas contrataciones que permitan una mínima recuperación de la casi nula cartera de pedidos de los astilleros nacionales.

En consecuencia, se hace necesario mantener el sistema vigente durante los tres últimos años, con carácter provisional, en tanto no se concreta el Plan General de Reconversión del sector, los niveles de ayudas necesarios para asegurar su supervivencia y los objetivos a alcanzar a lo largo del período de reconversión.

En su virtud, a propuesta de la Dirección General de Industrias Siderometalúrgicas y Navales, y previa aprobación de la Comisión Delegada del Gobierno para Asuntos Económicos, en su reunión del día 20 de febrero de 1984.

Este Ministerio ha tenido a bien disponer:

Primero.—1. La Orden de 13 de febrero de 1981, por la que se estableció el sistema para la valoración de las primas a la construcción naval para los años 1981 y 1982, será de aplicación a los buques cuya construcción se autorice durante el año 1984, en tanto no se publique una nueva disposición que modifique el régimen de ayudas a la construcción naval.

2. En lo que se refiere a buques pesqueros con destino a armadores nacionales, la concesión de la prima adicional quedará condicionada al informe previo del Ministerio de Agricultura, Pesca y Alimentación.

Segundo.—Los buques cuya construcción se autorice dentro del año 1984 y se construyan en astilleros con Planes de reconversión, aprobados de acuerdo con la normativa establecida en el Real Decreto-ley 8/1983, de 30 de noviembre, de Reconversión y Reindustrialización, podrán disfrutar del nuevo régimen de ayudas que se establezca, siempre que la Empresa acepte las condiciones que se exijan en la disposición correspondiente.

Tercero.—El montante global de las primas a la construcción naval, a abonar durante el año 1984, deberá mantenerse dentro de los créditos que para ello se consignan en los correspondientes Presupuestos Generales del Estado.»

FUSION EN ALEMANIA

Los accionistas del astillero Bremer Vulkan han aprobado un aumento de capital de 10 millones de marcos, con lo que alcanzará la cifra de 88 millones de marcos, a los que hay que añadir otros 15 millones de reservas. Esta es la última medida que debía tomar para permitir su fusión con el astillero de reparaciones Hapag-Lloyd, en Bremerhaven. Bremer Vulkan ha tomado los 30 millones de marcos de capital en acciones de Hapag-Lloyd por un precio simbólico.

La nueva sociedad creada no tiene aún denominación. En el futuro Bremer Vulkan continuará construyendo buques para las marinas mercantes y de guerra, mientras que Hapag-Lloyd se especializará en las reparaciones. Bremer Vulkan aumentará también la parte de sus actividades extramarítimas con objeto de disponer de mayores apoyos. El astillero ha realizado ya progresos prometedores en esta vía con el contrato de una unidad de desulfurización de gas y de turbinas de gas destinadas a las estaciones de recompresión.

La fusión de los dos astilleros sucede, por tanto, después de más de un año de incertidumbre sobre el futuro de la construcción naval en Bremen y en Bremerhaven. En un principio tres astilleros de las dos ciudades debían agruparse en una única sociedad y AG Wesser cerraba sus puertas con el fin de reducir las capacidades de producción. Se trataba de los astilleros Bremer Vulkan, Hapag-Lloyd y Seebeckwerft, filial de AG Wesser. El acuerdo estaba alcanzado prácticamente cuando el Gobierno alemán se negó a participar en los gastos de fusión con una cifra de 230 millones de marcos. La decisión del Gobierno estaba basada, en parte, por las objeciones de astilleros más pequeños, que estimaban que un gran grupo gozaría de ventajas extraordinarias.

Finalmente, Bremer Vulkan y Hapag-Lloyd han decidido agruparse, mientras que Seebeckwerft continuará por su lado. El presidente de Bremer Vulkan indica que este año el futuro del astillero es más prometedor que lo era en la misma época del pasado año, ya que podrá obtener contratos pronto. Seebeckwerft, que tiene las mismas expectativas, dispone de contratos hasta 1985. Ello no impide que todos los astilleros de Bremen y Bremerhaven continúen efectuando todas las economías posibles y busquen los medios de aumentar su productividad y su eficacia.

GRADA CUBIERTA

El astillero alemán Flensburger Schiffbangesellschaft acaba de finalizar su programa de modernización, de un coste de 50 millones de marcos, con la inauguración de un nuevo edificio para oficinas. La parte principal del programa consistía en la construcción de una grada cubierta, que permite construir buques en mejores condiciones, independientemente de los elementos climatológicos, y reducir el tiempo necesario para la construcción de un buque de tonelaje medio desde diecisiete meses a once meses, lo que representa una mejora del 30 por 100. Además, todos los talleres han sido organizados con objeto de aumentar la eficacia y la productividad del astillero. El beneficio conseguido en estos dos campos en el astillero Flensburger deberá ser del 25 por 100, lo que le permitirá reducir sus costes y permanecer competitivo con relación a otros astilleros europeos.

NUEVO TIPO DE PLATAFORMA

El astillero Götaverken Arendal, de Goteborg, va a construir la primera plataforma de producción petrolifera del nuevo tipo GVA 5.000. Esta unidad, de 1.400 millones de coronas suecas, contratada por el armador británico North Sea Oil Sun Oil, deberá estar en producción en 1986 sobre el yacimiento de Balmoral.

La plataforma GVA 5.000 constituye una primicia en la industria offshore; principalmente podrá efectuar todas las operaciones de producción y alojar a 120 personas. Sus dimensiones son las siguientes: eslora, 103 m.; manga, 83,5 m.; puntal a la cubierta principal, 43 m.; capacidad de transporte en cubierta, 6.800 t.; desplazamiento durante la explotación, 34.000 t. Parte del equipo y la superestructura serán construidos en el Reino Unido.

Esta unidad flotante de producción presenta ventajas operacionales y económicas para la explotación en las zonas peligrosas. Las plataformas de producción, una quincena en total, en servicio en el Golfo de Méjico, Brasil y Reino Unido, han sido derivadas de las estructuras tradicionales de exploración.

PRIVATIZACION DE UN ASTILLERO

El Gobierno británico ha dado su conformidad a la venta del astillero Scott Lithgow a Trafalgar House, unas semanas después de haberse llegado a un acuerdo en este sentido. La operación costará al contribuyente británico al menos 71 millones de libras y otros 12 millones a Trafalgar House. Por tanto, el astillero podrá terminar la plataforma petrolífera, de un coste de 86 millones de libras, destinada inicialmente a Britoil y que debía ser entregada en la primavera de 1985.

La venta del astillero pone fin a varios meses de negociaciones entre British Shipbuilders, sus propietarios de antes, el Gobierno y tres compradores potenciales. El astillero estuvo amenazado de cierre la primera vez cuando Britoil anuló, debido al retraso, el contrato de una plataforma, y unas semanas más tarde cuando BP hizo

otro tanto por las mismas razones. Ahora que ha sido adquirido, la plataforma de Britoil será terminada y BP negocia con Trafalgar House y British Shipbuilders la posibilidad de firmar de nuevo un contrato para la «Sea-Explorer», que se encuentra terminada en un 95 por 100.

Parece que, dadas las pérdidas registradas por Scott Lithgow y la recesión que se observa en los transportes marítimos mundiales, será necesario aumentar el límite de la financiación exterior de British Shipbuilders desde los 58 millones de libras en la actualidad al menos a 268 millones de libras.

PEDIDO DE LA UNION SOVIETICA

La Unión Soviética, por intermedio de su central de compras V/O Sudoimport, ha efectuado el pedido de diecinueve buques reforzados para la navegación en hielos a tres astilleros finlandeses por un valor total superior a tres mil millones de marcos. Los astilleros Rauma-Repola construirán cinco petroleros de 5.000 TRB, dos remolcadores de 7.800 BHP y dos buques hidrográficos de 32,9 m. de eslora; el astillero público Valmet construirá cinco cargueros polivalentes del tipo SA 15, de 19.500 TRB, y tres barcazas para alojamiento, y el astillero privado Wärtsilä construirá dos dragas para las riberas siberianas, del mismo tipo ya contratado en 1982.

Estos contratos se inscriben en el marco del nuevo plan quinquenal soviético de construcción naval. Este plan no comenzará hasta 1986, pero los astilleros finlandeses amenazados por las interrupciones de trabajo han conseguido convencer al armador soviético de adelantar sus contratos.

Las unidades a construir en los astilleros Rauma-Repola serán entregadas en 1986 y 1987, con la excepción de un buque hidrográfico, que debe estar operativo el próximo año para realizar la cartografía de los fondos marinos. Estos astilleros, que ya han construido doscientos buques para los rusos desde la segunda guerra mundial, les entregarán varios petroleros de aquí a finales de año y están construyendo actualmente dos plataformas auto-elevables de un valor de mil millones de marcos. El astillero Valmet, que ya ha construido cinco cargueros polivalentes rompehielos del tipo SA 15 para la URSS, cuyo comportamiento es mejor que el de los otros buques que han navegado en los hielos este invierno, pondrá en grada los cinco buques para entrega en 1985. Las barcazas para alojamiento están destinadas al hospedaje de cuatrocientas personas empleadas en grandes trabajos de carácter civil en las costas del norte de Siberia.

Por último, las dos dragas contratadas a los astilleros Wärtsilä y para entrega a partir de 1986 serán muy eficaces en las grandes profundidades.

NUEVA AYUDA A HARLAND AND WOLFF

El secretario para Irlanda del Norte ha anunciado en la Cámara de los Comunes que el astillero Harland and Wolff, establecido en Belfast, va a recibir en el transcurso del presente año financiero una subvención de 37,5 millones de libras, es decir, 2,5 millones menos que durante el período anterior. Ha añadido que, puesto que los esfuerzos realizados por la dirección y los obreros para asegurar la supervivencia del astillero comenzaban a dar sus frutos, debía proseguirse el esfuerzo para conseguir una producción más eficaz. A pesar de la competencia a la que tiene que hacer frente el astillero, como todos los demás astilleros europeos, debe reducir aún más sus costes con el fin de limitar más sus necesidades de fondos públicos.

COOPERACION JAPON - COREA

Los astilleros japoneses y surcoreanos han celebrado unas reuniones en Kyoto, en los primeros días de abril, al objeto de encontrar las vías de una cooperación más estrecha y de una mejor coordinación de la construcción naval de los dos países, que se reparten ya entre

Número 586 INGENIERIA NAVAL

ellos una gran parte del mercado mundial. Las dos partes han acordado que era necesario tener la misma visión de la evolución del mercado con el fin de mantener un cierto orden. Por otra parte, en lo sucesivo, organizarán más encuentros, no al nivel de altos responsables como ahora, sino al de grupos de trabajo. Esta reunión ha sido para los responsables surcoreanos la ocasión de señalar que, en un futuro inmediato, no tenían intención de aumentar su capacidad de producción anual desde los 2,2 millones de TRB en la actualidad a los 6 millones de TRB por año.

LA CONTRATACION EN JAPON

El Ministerio de Transportes de Japón ha concedido en 1983 autorizaciones para la construcción de 633 buques, con un total de 12.428.207 TRB ó 18.726.135 TPM. Se trata de las cifras más altas registradas desde hace diez años. En 1973 las autorizaciones de construcción fueron de 30 millones de TRB, En 1983 se han multiplicado por 2,86 las TRB y por 2,24 las TPM, respectivamente, del año anterior. De los 633 buques, 503 unidades, con más de 9,8 millones de TRB, son para exportación y 130 buques, con unos 2,6 millones de TRB, son para armadores nacionales. De estos últimos, los destinados a la Sanko han representado el 21 por 100 del total, con 123 autorizaciones para 2.620.000 TRB. La mayoría de los buques que han sido autorizados en 1983 son cargueros y graneleros. De ellos, 19, con un millón de TRB, aproximadamente, serán construidos en el marco del programa gubernamental de construcción naval de 1983. Por último, sólo en el mes de marzo pasado ha sido autorizada la construcción de 39 buques, con 668.764 TRB, de los cuales 25 unidades son para exportación.

AUMENTO DE SALARIOS EN JAPON

Los principales astilleros japoneses han propuesto aumentar los salarios para el año financiero 1984 en un 3,2 por 100, equivalente a 7.000 yens, incluyendo los incrementos habituales en períodos similares. Parece casi seguro que los sindicatos aceptarán esta oferta, aunque inicialmente pedían un aumento de 8.000 yens, y de la indemnización por jubilación de 9,65 millones de yens a 11 millones. Los astilleros han propuesto un aumento de 400.000 yens, lo que la elevará a 10,05 millones. Los astilleros medianos y pequeños deberán concretar sus ofertas de aumento en plazo inmediato.

VIGILANCIA DE LOS PRECIOS

El director general de la oficina de buques del Ministerio de Transportes japonés ha anunciado que la Administración iba a examinar con gran atención los precios ofrecidos por los astilleros para conseguir nuevos contratos, aprovechando la petición de autorización de construcción. Refiriéndose a las últimas estadísticas publicadas, ha manifestado que los precios de los astilleros evolucionaban a la baja y que se había decidido verificar de forma estricta si estaba justificado.

El director general teme que, de no remediarse esta situación, los astilleros tendrán que soportar unas cargas financieras muy elevadas. Aun aplaudiendo los esfuerzos de los astilleros en materia de reducción de costes, estima que no justifican el aceptar contratos en pérdida. La caída de la construcción naval conducirá inevitablemente a la de las industrias conexas y de las economías locales, cosa que ya está empezando a suceder. Asimismo se ha referido a la responsabilidad de los constructores japoneses frente al resto del mundo, significando que la comunidad internacional imponía a Japón el hacer lo posible para mantener un orden en el mercado a través de una actitud de cooperación que comporta la aceptación de pedidos a precios razonables.

AUTORIZACION ADMINISTRATIVA

Kawasaki ha obtenido del Ministerio de Transportes autorización para construir un dique flotante destinado a reparaciones de buques. Tendrá una capacidad de 59.000 TRB, se construirá en el astillero de Kobe y entrará en servicio a comienzos de 1986. Las dimensiones serán: 246 m. de eslora, 41,5 m. de manga y 22,4 m. de puntal y estará equipado con grúas de 33 y 16,5 t., así como con diversos equipos de automatización. El precio será de 6.000 millones de yens y reemplazará a uno existente con treinta años de vida que será desguazado. El astillero piensa utilizar el nuevo dique tanto para reparaciones como para la terminación de buques nuevos,

COMPETENCIA EN REPARACIONES

La competencia entre los principales astilleros japoneses de reparación de buques ha aumentado, con la consecuencia de una presión a la baja sobre los precios. No obstante, tienen el deseo de aumentarlos para evitar trabajar con pérdidas. Los principales establecimientos piden a los armadores la posibilidad de aumentar sus prestaciones del 3 al 4 por 100 en el curso del año financiero 1984, es decir, aproximadamente la mitad de los aumentos previstos en el transcurso de este período. Por su parte, los armadores pasan por una situación financiera difícil debido a la recesión y no están dispuestos a acoger favorablemente las peticiones de los astilleros. En todo caso, estos últimos mantienen la esperanza de obtener una satisfacción parcial en el transcurso del segundo semestre del año financiero. Por el momento consideran más importante encontrar el medio de poner fin a la lucha fratricida que los enfrenta y que empuja los precios a la baja.

COMPRA DE AUTORIZACIONES

El astillero Imabasi tiene la intención de construir un dique de reparaciones, en cooperación con Mitsubishi, para varar buques de hasta 37.000 TRB. La decisión se debe al comprobar que los buques que construye tienen que repararse en astilleros de la competencia, ya que no disponen de instalaciones adecuadas. Para construir el nuevo dique tiene que cerrar el que posee, de 10.000 TRB, para cumplir las instrucciones del Ministerio de Transportes, destinadas a estabilizar el número de instalaciones. Dado que Mitsubishi ha sabido adquirir el derecho de construir un dique de 21.000 TRB en Yokohama, Imabasi se ha dirigido a dicha sociedad para comprárselo y obtener la autorización necesaria del Ministerio de Tarnsportes.

TRAFICO MARITIMO

DESGUACE INCENTIVADO

Los desguazadores de buques japoneses han solicitado, en el transcurso del año financiero de 1983, subvenciones para el desguace de 27 buques, con 762.080 TRB, lo que representa el mayor tonelaje desde que existen tales subvenciones. Este sistema de ayudas al desguace ha sido puesto en práctica en 1978 y desde entonces ha permitido desguazar 119 buques, con 1.890.329 TRB. En el transcurso del año financiero de 1983 se han pedido subvenciones en los meses de diciembre, febrero y marzo para más de 100.000 TRB. El aumento del tonelaje desguazado se atribuye, en parte, al aumento del montante de las subvenciones decidido en abril de 1983 y a las repetidas peticiones del Gobierno de actuar en este sentido.

DESGUACE EN LIBERIA

El Gobierno de Liberia estaría dispuesto a crear en Monrovia una industria de desguace de buques. El presidente de la República se ha declarado de acuerdo con la sugerencia del International Maritime Industries Forum para promocionar el país como desguazador de buques. El IMIF, cuya filosofía «desguazar y construir» es bien conocida, parece confiado en el resultado del proyecto y su presidente ha señalado que Liberia le parece un país idóneo para el fin que su organismo se ha fijado. Este país dispone bajo su pabellón de la flota más importante del mundo y existe en la región un mercado para los productos resultantes de la recuperación de la chatarra, y además la mano de obra local es abundante.

El IMIF espera ahora de Liberia los fondos para realizar los estudios de factibilidad, cuyos resultados podrían ser presentados a promotores potenciales, tales como la banca mundial, con la que el organismo ha mantenido ya contactos previos.

LA DIMENSION DE LA FLOTA ALEMANA

El ministro de Transportes de Alemania Occidental se ha negado una vez más a fijar el nivel mínimo que debe tener la flota mercante alemana. Con frecuencia se ha pedido al Gobierno que defina el nivel por debajo del cual la flota mercante no debe descender para asegurar los transportes esenciales en caso de crisis. Estas peticiones están ligadas al hecho de que cada vez más los armadores alemanes matriculan sus buques en pabellones de conveniencia con el fin de evitar los elevados costes del pabellón alemán, que son consecuencia de los salarios elevados que se pagan en el país y de las cotizaciones sociales, a los que se añaden los impuestos mucho más fuertes que en otros muchos países marítimos. Las personas que critican el acogimiento a los pabellones de conveniencia señalan que Alemania es un país sin recursos importantes de materias primas y cuya existencia depende mucho de las exportaciones.

Sin embargo, el ministro de Transportes ha indicado que no era asunto del Gobierno definir el tamaño de la flota mercante, ya que esta decisión correspondía más bien a los armadores, que debían explotar sus buques. También ha recalcado que el Gobierno había tomado ya diversas medidas para ayudar a los armadores. En efecto, las ayudas a la construcción se han aumentado a 250 millones de marcos y cada buque construido puede beneficiarse de una ayuda igual al 12,5 por 100 de su precio. Existen también las ayudas directas a los armadores (a partir de 1985), reducciones de impuestos y, por último, nuevas regulaciones, que permiten reducir la importancia de las tripulaciones bajo ciertas condiciones. El Gobierno espera que los transportes marítimos se adapten al mercado más que a depender de las subvenciones.

La flota mercante alemana consta actualmente de unos 10 millones de TRB, de los cuales casi el 37 por 100 están matriculados en pabellones de conveniencia.

EL MERCADO DE NUEVAS CONSTRUCCIONES

Según los agentes RS Platou, la tendencia que se ha observado en el curso de los últimos meses no se ha modificado en febrero. La demanda de buques nuevos ha sido muy limitada y los astilleros europeos han visto disminuir más su cartera de pedidos. Mientras que los anuncios de cierre de los astilleros se multiplican, se observa, entre tanto, el contrato en Dinamarca, para armadores nacionales, de dos ro-ros de 9,500 TPM y de tres buques frigoríficos de 350.000 pies cúbicos para armadores soviéticos. Los astilleros franceses pueden alegrarse de haber obtenido el contrato de dos de los cuatro graneleros de 30.000 TPM que un armador francés quería

construir desde hace algún tiempo. Habrían querido construir los cuatro buques, pero los recursos limitados no permitían atender el nivel de las subvenciones necesarias. También el armador ha recibido autorización para construir los otros dos buques en el astillero yugoslavo que inicialmente había presentado el presupuesto más interesante.

En Noruega se han firmado dos contratos destinados al Extremo Oriente. Se trata de confirmación de las opciones ligadas a las series de graneleros abiertos y de buques PROBO contratados el pasado año. En Japón se construirá un granelero abierto de 33.000 TPM adicional, mientras que Corea ha conseguido una opción para un OBO de 45.000 TPM. Se sabe ahora que las series de graneleros abiertos serán continuadas, particularmente con tres unidades suplementarias contratadas en astilleros japoneses para armadores nacionales y que serán fletadas. Los observadores que buscan indicios de crecimiento de la demanda de buques nuevos tienen dificultades para encontrarlos. Los armadores que pueden permitirse invertir no están apremiados a contratar. La sobrecapacidad de los astilleros, las tasas de inflación reducidas, acompañadas de más esfuerzos de racionalización, y los escasos contratos difícilmente pueden hacer subir los precios. El mercado de fletes no está en una situación para estimular los contratos y la incertidumbre que resulta permite a los armadores esperar. Otro aspecto de la cuestión que ha sido totalmente dejado en la sombra, por la evidente sobrecapacidad de los astilleros, es saber cuál es la capacidad de los armadores para contratar. En otros términos, ¿los armadores tienen los medios para contratar y pueden hacerlo antes de que el mercado de fletes mejore suficientemente para permitirles compensar las pérdidas anteriores? Después del anuncio efectuado a finales del pasado año de que un consorcio brasileño-noruego había contratado en Brasil dos petroleros-mineraleros de 300.000 TPM, dos armadores alemanes han contratado juntos nueve semiportacontenedores de 650 TEU en otro astillero brasileño, lo que confirma que los brasileños están decididos a asegurarse una mayor participación en los mercados de exportación.

EVOLUCION DEL TONELAJE AMARRADO

Según las estadísticas publicadas por el Consejo General de los armadores británicos, el tonelaje amarrado en el mundo a finales del pasado mes de febrero era de 82,822 millones de TPM, que representa el 12 por 100 del tonelaje mundial, frente a 79,786 millones de TPM a finales de enero de 1984, lo que representa un aumento de 3,036 millones de TPM.

El tonelaje de los petroleros amarrados ha aumentado en 3,4 millones de TPM, alcanzando la cifra de 60,34 millones de TPM, correspondientes a 370 buques. Sin embargo, el tonelaje amarrado de los buques de carga seca ha disminuido en 376.000 TPM, alcanzando la cifra de 22,47 millones de TPM, correspondientes a 1.313 buques, a finales de febrero.

EVOLUCION DEL TONELAJE AMARRADO

	Carg	a seca	Tar	nques	TC	TAL	
	Núm.	TPM × 1.000	Núm.	TPM × 1.000	Núm.	TPM × 1.000	
31 de enero de 1982	350	3.022	215	25.866	565	28.888	
31 de enero de 1983	1.235	26.041	410	60.783	1.645	86.824	
30 de abril de 1983	1.281	26.555	430	67.923	1.741	100.478	
31 de mayo de 1983	1.261	25.373	464	75.111	1.725	100.484	
30 de junio de 1983	1.247	24.063	447	72.879	1.694	97.942	
31 de julio de 1983	1.265	25.648	442	70.303	1.707	95.951	
31 de agosto de 1983	1.315	26.252	406	64.036	1.721	90.288	
30 de septiembre de 1983	1.336	25.321	399	62.048	1.735	87.369	
31 de octubre de 1983	1.305	24.883	385	59.246	1.690	84.129	
30 de noviembre de 1983	1.327	24.457	362	55.838	1.689	80.295	
31 de diciembre de 1983	1.300	23.031	363	56.798	1.663	79.829	
31 de enero de 1984	1.292	22.851	365	56.935	1.657	79.786	
29 de febrero de 1984	1.313	22.474	370	60.346	1.684	82.822	

AYUDAS CONFIRMADAS

El ministro federal de Transportes de Alemania Occidental ha anunciado que este año se concederán ayudas para la construcción de 86 buques y la transformación de cuatro unidades, hasta un límite de 250 millones de marcos.

Las ayudas a la inversión representan el 12,5 por 100 del precio del buque si se contrata entre un armador y un astillero alemanes. La condición es que el armador debe abanderar el buque en Alemania, por lo menos, durante ocho años. Si lo vende antes de ese plazo debe devolver la subvención.

Se estima que este volumen de ayuda permitirá generar contratos por un valor de 2.000 millones de marcos, que es el objetivo que se han marcado los astilleros para 1984, en lo que respecta a armadores nacionales, completando hasta 3.000 millones de marcos con pedidos para la exportación. Los constructores han presionado al Gobierno para que subvencione también los contratos para el extranjero, pero el Gobierno se ha negado.

Inicialmente los armadores habían solicitado subvenciones para 158 proyectos, con un valor de 3.800 millones de marcos, para lo que sería necesario duplicar las cantidades asignadas. En todo caso van a solicitar ayudas para todos sus proyectos de construcción, aun a sabiendas de que sólo serán aceptados una parte de ellos.

ESTUDIO SOBRE BUQUES PANAMAX

La recesión que sufre la industria marítima desde hace tres años ha producido graves problemas de explotación a la mayor parte de los armadores de graneleros tipo Panamax: las tasas de fletes, excepcionalmente bajas, han provocado grandes pérdidas financieras, forzando a algunos armadores a considerar como opciones menos malas el amarre e incluso el desguace de sus buques. Con unos 3,4 millones de TPM que se añaden cada año a la flota mundial, y una disminución del volumen de intercambios, no es sorprendente que a finales de 1983 hubiera un exceso de tonelaje del orden de diez millones de TRB (incluida una proporción de cargueros polivalentes del tipo Panamax, especializados en el transporte de graneles secos). Aunque el elevado nivel de contratos, característica del mercado después del alza de los fletes a finales de 1978, haya comenzado a contraerse al comienzo de 1983, quedan aún, en la mayor parte de los astilleros, contratos de graneleros tipo Panamax (8,7 millones de TPM en total), que deben ser entregados antes de finales de 1986. Por otra parte, el comercio se recupera, pero ¿bastará para absorber el exceso de tonelaje? ¿La recuperación será sostenida y conducirá a una mejora de los fletes y, por tanto, de la rentabilidad?

Un nuevo estudio de Drewry Shipping Consultants, titulado «El mercado de graneleros Panamax (50.000-80.000 TPM», identifica y evalúa las posibilidades de empleo ofrecidas actualmente a estos tipos de buques.

El estudio muestra que desde hace algunos años el tipo Panamax de la flota de granaleros ha visto disminuir su parte del comercio mundial de graneles, pasando del 21 por 100 a mediados de los años 70 al 19 por 100 1982. La participación de los Panamax en el transporte de mineral de hierro, principalmente, no ha cesado de disminuir. Este descenso ha sido acelerado, sin ninguna duda, por la baja del volumen de acero transportado por mar durante estos últimos años, debido a la disminución de la producción de acero de los grandes países productores. Además, el empleo creciente de los buques de más de 100.000 TPM, tendencia ya visible al comienzo de los años 70, ha contribuido mucho a reducir la participación de los Panamax en el tráfico de mineral de hierro a menos del 15 por 100 de los 274 millones de toneladas transportadas en 1982. Incluso el carbón, considerado no hace mucho tiempo como un sector clave de la expansión de los Panamax, ha beneficiado a los buques de mayor tamaño. Así, en el trayecto Estados Uni-dos-Japón, antes reservado a los Panamax gracias a las limitaciones de las dimensiones impuestas por los puertos carboneros americanos y el Canal de Panamá, el transporte del carbón está asegurado ahora por los graneleros de más de 100.000 TPM. Estos buques se cargan parcialmente en los puertos americanos y se completan (en Estados Unidos) con buques autodescargables o directamente en Richard's Bay.

Sin embargo, la situación descrita en el estudio no es totalmente sombría. En el transcurso de los diez últimos años el tráfico de cereales ha sido una fuente creciente de empleo para los Panamax, que transportan actualmente aproximadamente el 28 por 100, o sea 56 millones de toneladas. La presión ejercida sobre los grandes importadores de cereales, como la URSS, para ampliar sus principales infraestructuras portuarias, capaces de recibir buques de hasta 40.000 TPM, debería asegurar a los Panamax una mayor penetración en el mercado. Según el estudio, la demanda en tonelada/milla para el transporte de cereales por los graneleros tipo Panamax debería aumentar un 71 por 100 de aquí al final de la década: 280.000 millones en 1982 a 366.000 millones en 1985 y después a 478.000 millones en 1990. Durante el mismo período la demanda de carbón debería aumentar un 17 por 100 y alcanzar 372.000 millones (318.000 millones en 1982) y la del carbón crecer un 68 por 100, para llegar a 792.000 millones (471.000 millones en 1982). La de los graneleros pequeños debería pasar de 151.000 millones en 1982 a 194.000 millones en 1990.

Los signos de mejora de los volúmenes comerciales que aparecen en algunos sectores están amortiguados por los tres últimos años, que han visto el mayor ritmo de entregas —unas cincuenta unidades por año— de los graneleros tipo Panamax (a finales de 1983 la flota comprendía 693 buques, o sea 43,3 millones de TPM). Por otra parte, la entrega de 138 nuevas unidades de aquí a 1986, unida al bajo nivel de desguace de buques, conduce a Drewry a estimar aún lejanas las perspectivas a medio plazo de un mercado sano de los Panamax. Según el estudio, este mercado estará saturado de aquí a finales de 1985 y sería optimista considerar cualquier equilibrio del mercado antes de 1987.

El estudio se puede adquirir a un precio de 50 libras o 125 dólares dirigiéndose a Drewry Shipping Consultants Limited, 34 Brook Street, London W1Y 2LL.

REUNIONES Y CONFERENCIAS

CICLO DE CONFERENCIAS ORGANIZADO POR LA JUNTA DE ZONA DE BARCELONA

Dentro del ciclo sobre el estudio de la crisis del sector energético que se está celebrando en la Casa Lonja del Mar, de la Cámara de Comercio, Industria y Navegación de Barcelona, organizado por la Junta de Zona de la Asociación de Ingenieros Navales de España, se han presentado interesantes ponencias, algunas de las cuales se resumen a continuación:

La situación naval en España y su situación en la confluencia de dos crisis, por José Luis Valdiriero Rubio.

Destacó las dos crisis mundiales que inciden poderosamente y condicionan las actuaciones de la construcción naval española desde hace casi dieciséis años:

- A) Una crisis de tipo coyuntural, que tiene dos causas fundamentales:
 - 1.º El excesivo crecimiento de la flota mercante en los primeros años 70. Entre 1968 y 1976 la flota mundial creció más de un 8 por 100 anual acumulativo.
 - La dramática caída del tráfico marítimo durante los primeros 80, del orden de un 6 por 100 anual acumulativo, en toneladas por milla.

Consecuencia, gran parte de flota amarrada.

- B) Una crisis de estructura más grave todavía, tanto por su volumen como por sus causas y efectos, que son:
 - El exceso de la capacidad de producción, consecuencia primero de la gran demanda de los primeros 70 y segundo de la política expansiva de algunos países.
 - La pérdida de competitividad de los países occidentales respecto a los de Extremo Oriente. Primero fue Japón, luego ha sido Corea y ahora aparece China en este panorama.
 - La influencia acelerada en el conjunto de la estructura industrial de una nueva era: lo que se ha dado en llamar la Era Post-industrial, con cambios profundos en la demanda, en las mentalidades y en el estilo de vida.

Estas dos crisis inciden en la construcción naval de todos los países del mundo. Muchos de ellos han tomado acciones correctoras hace ya tiempo: unos muy profundas y otros menos, y algunos sólo adaptaciones circunstanciales y desordenadas.

Este es el caso de España, por una serie de circunstancias políticas y económicas de todos bien conocidas. Y es ahora cuando parece que, tras largo y meditado estudio, se van a afrontar claramente los problemas derivados de esas crisis y proponer las soluciones adecuadas para reconvertir el sector y sacarle, quizá demasiado tarde, de la situación en que se encuentra inmerso.

Energía nuclear: su presente y futuro, por Hipólito de la Rosa Dorado.

En la conferencia se hizo una exposición de la situación actual de la energía nuclear en el mundo, haciendo énfasis en el desarrollo conseguido en países industrializados (EE. UU., Japón, U. R. S. S., etc.) en general y en Europa en particular (Francia, Alemania, Suecia, Suiza, etcétera). Se analizó el tema de costes, comprobándose la ventaja de los países con programas nucleares decididos con firmeza. Respecto de la seguridad y ecología, se afirmó con datos cómo la industria nuclear no tiene rival en cuanto a seguridad y es considerada como una de las menos contaminantes existentes en la actualidad. La opinión pública acepta cada vez más el hecho de la necesidad de la energía nuclear y se constata la necesidad imperiosa de informar al público con total objetividad sobre la necesidad, ventajas e inconvenientes de las centrales nucleares. La materia prima de la energía nuclear, el uranio, es un mineral muy abundante en el mundo y España es el segundo país de Europa en reservas del mismo.

La necesidad creciente de energía deberá satisfacerse por la Humanidad con una aportación creciente de energía nuclear, por lo que debemos acometer las reformas estructurales necesarias para hacerla más competitiva.

La crisis de la construcción naval bajo la perspectiva del armador, por Fernando Casas Blanco.

- El proceso de reestructuración de los medios de producción y del tipo de producto, los buques, de los astilleros españoles, resulta una tarea inaplazable para contar con una industria eficaz y competitiva a largo plazo.
- El sector de marina mercante español ha venido trabado en su capacidad de competencia exterior por unas limitaciones fiscales y de adquisición de sus «inputs», que deben ser suprimidos en los próximos años
- No obstante, el proceso de reestructuración de los astilleros exige a corto plazo que la demanda interior de buques se active por la vía de la compensación a la flota mercante de los sobrecostes de explotación que impone el marco legal actual y por la vía de una participación ampliada obligatoria-mente hasta una cobertura razonable en los principales tráficos de graneles.

En el caso del tráfico de líneas por la ordenación de la competencia que evite la destrucción de un nivel de servicios estable como el que requiere este tráfico.

Ello deberá realizarse mediante una financiación equivalente a la actual y aplicada rigurosamente a un nivel de demanda a medio plazo, que podría alcanzar el equivalente a 250.000 TRBC, que puede servir de base al proceso de reestructuración del sector de construcción naval.

AGENDA

Third International Conference on Marine Simulation - MARSIM 84

19-21 de junio de 1984. Rotterdam

Se presentarán trabajos sobre los siguientes temas: análisis y evaluación de los logros importantes en simuladores para investigación y adiestramiento; proyecto de nuevos equipos, adiestramiento y métodos experimentales relacionados con las capacidades del sistema, y futuro alcance de la aplicación de los simuladores marinos.

Para mayor información dirigirse a MARSIM 84 Secretariat, MARIN-Rotterdam, P. O. Box 1555, 3000 BN ROT-TERDAM, The Netherlands.

WEMT'84: An International Conference on «Optimissing Maritime Operations»

2-4 de julio de 1984. París

Está patrocinada por las once instituciones marítimas de Europa Occidental relacionadas con la arquitectura na-

val y la ingeniería marítima y oceánica.

Se presentarán veintidós trabajos sobre los siguientes temas: «Industrias de construcción naval, marítima y offshore», «Investigación y desarrollo del casco, propulsores y sistemas de maquinaria para operación económica» y y sistemas de maquinaria para operación económica», «Proyecto y construcción de buques con ayuda del ordenador» y «Sistemas de transporte total».

Un aspecto especial de esta conferencia será el desarrollo, proyecto, construcción y operación de estructuras

offshore en aguas profundas y abiertas. Para información dirigirse a A. T. M. A., 47 rue de Monceau, 75008 Paris.

XVIth International Congress of Theoretical and Applied Mechanics (ICTAM)

19-25 de agosto de 1984. Lyngby, Dinamarca

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

Para información dirigirse a Executive Secretary of IC-TAM, Technical University of Denmark, Building 404, DK-

2800 Lyngby, Denmark.

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

16-20 de septiembre de 1984. Trieste, Italia

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

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

ble, las conclusiones.

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

Marine Insurance and Maritime Law Training Course

18-28 de septiembre de 1984. Londres

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

International Inland Waterways Conference and Trade Show

20-22 de septiembre de 1984. Louisville, Kentucky

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

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

23-27 de septiembre de 1984 Habana, Cuba

Está organizado por el Ministerio de Transportes de Cuba, la International Maritime Organization (IMO) y la International Cargo Handling Coordination Association (ICHCA)

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

Conference Organizer, Apartado 16.046 Zona 16, Habana,

Seventh Ship Control Systems Symposium

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

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

Para información dirigirse a Seventh Ship Control Systems Symposium, Ministry of Defence, B Block, Foxhill,

Bath, BA1 5AB, Inglaterra.

International Symposium on Marine Salvage

1-3 de octubre de 1984. New York

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

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

Ship Structure Symposium'84

15-16 de octubre de 1984.. Arlington, Virginia

Está copatrocinado por la SNAME y la Interagency Ship

Structure Committee (SSC).

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

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

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

International Heavy Lift Conference & Exhibition

5-6 de noviembre de 1984. Singapore

Se presentarán trabajos sobre asuntos técnicos, legales, financieros y de seguros, junto con las perspectivas del

mercado y operaciones portuarias y de carga.

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

GASTECH 84

6-9 de noviembre de 1984. Amsterdam

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

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

Conference on Advanced Electric Propulsion for the Marine and offshore Industries

Noviembre de 1984

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

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

Maritime Alaska'84

26-29 de noviembre de 1984. Anchorage

Durante esta conferencia se efectuará un análisis de los

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

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

18-20 de diciembre de 1984

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

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

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

PUBLICACIONES

BIBLIOGRAFIA

Resistance and Propulsion of Ships, por Sv. Aa. Harvard. Editado por M. E. McCormick dentro de la serie Ocean Engineering, de J. Wiley & Sons.

Esta serie, que se inició con el libro sobre comportamiento en la mar («Dynamics of Marine Vehicles») del profesor Bhaltachargya (ver «Ingeniería Naval» 1978), ha publicado ya otros tres libros: uno sobre dinámica avanzada de estructuras marítimas, que estudia las estructuras off-shore y sus condiciones de supervivencia; otro sobre el proyecto de estructuras de buques, y éste que se comenta sobre resistencia y propulsión.

El autor, profesor de Arquitectura Naval en la Universidad Técnica de Dinamarca y antiguo director del Canal de Lyngby (Copenhague), ha escrito un libro moderno en el que se tocan, sin profundizar, si no todos, la mayoría de las cuestiones relacionadas con el tema de la obra. El libro puede servir de texto o de consulta para resolver diversos problemas. Refiriéndose esto no sólo a aquellos a los que el autor ha prestado anteriormente especial atención (resistencia al avance y estela), sino también otros, ya que el enfoque del libro es práctico y, por ejemplo, se publican en él diagramas para estimación de potencia, que no es corriente encontrar en esta clase de textos. Agradable de leer, se nota que el

INGENIERIA NAVAL Abril 1984

autor no sólo conoce el tema, sino que lo ha vivido, y nos quiere hacer participar de la experiencia que ha adquirido.

Muy bien presentado y encuadernado en tela, tiene 348 páginas de tamaño ligeramente menor del A4 y multitud de figuras bien elegidas y dibujadas.

QUIMIQUEROS CON CLASE

No resulta muy feliz la palabra, pero es una manera de expresar en «taquifonía» —que tampoco es manca los buques para el transporte de productos químicos.

Tratando de lo extraño que resultan para el profano los términos con que se designan esa clase de productos, se inicia el primero de los artículos que forman el número de octubre de «100 A 1». Lógicamente, el Lloyd's R., que es quien hace esta publicación, se ocupa en ella más de otras cuestiones, relativas principalmente a la seguridad de este transporte. Por considerarlas de interés, se notifica la existencia de este número monográfico.

REGLAMENTO PARA ARBOLADURA Y JARCIA DE BUQUES DE VELA

El Germanischer Lloyd ha publicado, por separado de los demás reglamentos, el correspondiente a la parte específica de los barcos de vela de tipo tradicional, indicando que, como es lógico, el casco y equipos o instalaciones comunes con los barcos de propulsión mecánica se habrán de regir por los reglamentos de carácter general.

Es una iniciativa interesante la del G. L. Seguramente es el único reglamento moderno en relación con el tema. Lo único que extraña un tanto es que esté enfocado a los barcos tradicionales — fragata, bergantín, etc. — construidos con sistemas también tradicionales. Resulta por ello excelente para buques-escuela, pero poco aplicable para los barcos que algunos suponen han de construirse en el futuro, más que a pura vela con propulsión mixta.

En la portada aparece en letras mayores el título en alemán. Pero no asustarse: en el interior el texto y los epígrafes de las tablas están en buen español, además de estarlo en alemán y en inglés.

NUEVO REGLAMENTO DEL ABS

El American Bureau of Shipping (ABS) ha publicado la edición de 1984 del Reglamento para la construcción y clasificación de buques de acero, aplicable a buques de 200 pies (61 metros) de eslora y superiores.

Esta nueva edición ha introducido las exigencias de espesores de chapas de cubierta y doble fondo sujetas a cargas rodantes. Las nuevas normas cubren las cargas de las ruedas de vehículos, incluyendo las carretillas de horquillas que trabajan en los puertos, además de las propias para estiba de la carga.

Una nueva sección recoge las exigencias para el espesor de las chapas de los túneles de hélices transversales en proa y popa. También se han revisado los espesores de las chapas laterales de la toldilla y el castillo.

Se han añadido exigencias básicas para embragues y se ha revisado una sección en el sentido de que el inspector debe presenciar las pruebas de materiales metálicos para embragues montados en el exterior. Se han definido de nuevo los métodos de cálculo de los límites de esfuerzos de vibraciones torsionales en los ejes propulsores y cigüeñales de motores.

Se han modificado las normas de tracción para aceros de baja temperatura, estableciéndose dos niveles distintos, «V» y «VH», e incluyendo la prueba de temperatura. También se han añadido exigencias para cadenas de fondeo y accesorios.

La visita anual de casco y maquinaria se ha modificado para incluir conceptos en la parte de seguridad de construcción de la visita anual obligatoria de SEVIMAR. El intervalo entre inspecciones de calderas se ha ampliado a dos años y medio al objeto de coincidir con el programa de visita en dique.

Las secciones del Reglamento afectadas por Adiciones al SEVIMAR 1974 se circularán como Noticia número 1 de las Reglas de 1984. Las secciones a que se refiera dicha Noticia se aplicarón a los buques cuya puesta de quilla, o estado similar de construcción, se produzca a partir del 1 de septiembre de 1984.

NUEVO REGLAMENTO DEL BUREAU VERITAS

Se acaba de publicar la edición 1984 del Reglamento para la Construcción y la Clasificación de los Buques de Navegación Interior. Esta nueva edición es totalmente independiente de los otros Reglamentos que posee BUREAU VERITAS, a excepción de los capítulos 16 para las calderas y 25 para los materiales a los que hace referencia, en gran medida, y al Reglamento para la Construcción y clasificación de Buques de Acero.

Comprende la incorporación de las puestas al día publicadas desde 1976, así como diversas modificaciones, de las cuales las más relevante sse indican a continuación.

Los capítulos 1 y 2, que tratan, respectivamente, la clasificación y el mantenimiento de la cota, han sido modificados de manera que sigan, lo más posible, el texto de los capítulos correspondientes del Reglamento para la Construcción y Clasificación de Buques de Acero, tomando en consideración las particularidades inherentes a la navegación interior.

Las modificaciones más importantes que se han producido en los capítulos relativos al casco (capítulos 3 a 10) son las siguientes:

- Supresión de las reglas relativas al remachado y simplificación de las reglas relativas al dimensionamiento de las soldaduras.
- Modificación de las reglas relativas a las instalaciones de gobierno y a las de la tripulación, teniendo en cuenta las directivas del 4 de octubre de 1982, del Consejo de las Comunidades Europeas, y del Anexo a la Resolución número 17 revisado de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas.
- Simplificación de las reglas de escantillonado de las estructuras y sustitución, en la medida de lo posible, de los cuadros por fórmulas, cuyo empleo es más fácil.
- Desarrollo de las reglas relativas al escantillonado de los buques de pasajeros.

Los capítulos relativos a las tuberías, calderas, recipientes a presión e instalación de maquinaria se han adaptado a las últimas versiones de las reglamentaciones oficiales en vigor, particularmente las Directrices del 4 de octubre de 1982, citadas anteriormente, y el Reglamento para el Transporte de Mercancías Peligrosas sobre el Rhin (A, D. N. R.),

Asimismo se han revisado las reglas de cálculo de las líneas de ejes y redactado los capítulos siguientes:

- Un nuevo capítulo (capítulo 20), dedicado a las reglas aplicables a los buques cuya maquinaria está destinada a ser explotada sin personal especialmente afectado a la vigilancia, con vistas a la atribución de la marca A. M. C.
- Un nuevo capítulo (capítulo 21) relativo a la protección contra incendio, que rellenarán una pequeña laguna en la reglamentación actual.

Los capítulos 18 y 19, relativos a las instalaciones eléctricas, han sido enmendados teniendo en cuenta primordialmente las modificaciones efectuadas al Reglamento para el Transporte de Mercancías Peligrosas sobre el Rhin (A. D. N. R.) y las Directrices del 4 de octubre de 1982.

Se ha revisado en profundidad el capítulo 22, dedicado a los buques destinados al transporte de gases licuados, con el fin de realizar una síntesis lo más completa posible entre la propia reglamentación de los buques de navegación interior y la del «Código Gas» de l'O. M. I.

VARIOS

UTILIZACION DE LA ENERGIA DE LAS OLAS

En 1985 los noruegos van a poner en servicio en la costa occidental del país la primera central eléctrica que funcione con la energía de las olas, construida en las rocas. El impacto de las olas efectuará una presión atmosférica en una columna excavada también en la roca, que accionará una turbina.

La central, que costará entre 1,3 y 1,6 millones de dólares, deberá suministrar un millón de KWh al año, destinados a alimentar de electricidad unas cuarenta casas.

El proyecto ya ha sido desarrollado sobre maqueta en los laboratorios de hidrodinámica de Trondheim por la empresa Kvaerner Brug A/S. Su construcción a tamaño natural permitirá experimentar los efectos de las variaciones considerables de presión ejercidas en el interior de la columna por la acción de las olas durante tempestades violentas, frecuentes en la región. El proyecto está pendiente de la aprobación del Gobierno noruego.

NUEVO INSTRUMENTO DE NAVEGACION

Un nuevo instrumento de navegación, provisto de un microprocesador, suministra información exacta sobre la posición del buque cada 20 segundos. Dicho instrumento, que ha sido desarrollado por Lövänger Elektronik AB y lo ha bautizado como DA 90, muestra sobre una pantalla la velocidad en nudos, la ruta seguida, la fuerza de la señal, la posición real, la situación con relación al destino, la distancia hasta el punto de destino y la duración estimada del viaje. Presenta también una memoria de la posición y de las funciones de la corredera.

Diseñado principalmente para los buques mercantes y pesqueros, es adaptable igualmente para las embarcaciones de recreo. Tiene un consumo de energía pequeño: 3,6 W a 12 V y 0,36 W cuando está en posición de ahorro. El instrumento DA 90 se basa en el sistema DECCA. Los cuatro receptores de radio, agrupados en un solo conjunto, recogen la red de radiobalizas DECCA, que se extienden desde Gibraltar al Cabo Norte. Un microprocesador convierte las emisiones y muestra sobre la plantalla la posición del buque en latitud y longitud.

El instrumento puede indicar la ruta a seguir para un destino programado anteriormente. También puede memorizar un trayecto que le permita maniobrar un buque con toda seguridad en la oscuridad o en la niebla. Además se puede conectar a los pilotos automáticos, impresoras y paneles de dibujo.

NUEVO PRESIDENTE DEL INSTITUTO DE LA INGENIERIA DE ESPAÑA

Se han celebrado recientemente elecciones para elegir presidente del Instituto de la Ingeniería de España, a la que se presentaban tres candidatos, uno de ellos nuestro compañero don Manuel García Gil de Bernabé, presidente de la Asociación de Ingenieros Navales de España.

Tenemos la satisfacción de comunicar a los lectores que ha resultado elegido nuestor compañero, al que deseamos y auguramos toda clase de éxitos en su gestión.

Como consecuencia de este nombramiento, en relación con los Estatutos del I. I. E., que establecen la incompatibilidad del cargo de presidente con cualquier otro puesto directivo en su Asociación, procede el nombramiento de un nuevo presidente para la A. I. N. E., extremo que se llevará a cabo en una próxima Junta General Extraordinaria.

CURSO SOBRE PREDICCION DE AVERIAS

La Organización de Ingeniería de Sistemas de Hewlett-Packard Española, S. A., impartirá, con la colaboración de P. S. I. —Proyectos y Servicios de Ingeniería, S. A.—, una serie de cursos sobre «Mantenimiento predictivo de averías en plantas industriales».

Estos cursos tendrán una duración de tres días, con un total de 24 horas lectivas, y tendrán lugar en Madrid, Barcelona, Bilbao y Valencia entre los meses de septiembre y octubre. Además podrían darse cursos en otras zonas donde hubiera un número adecuado de asistentes. El programa es el siguiente:

- Descripción general de averías en máquinas.
 - * Cadenas de medida. Utilización óptima.
 - Defectos típicos en máquinas críticas. Tipo de vibraciones que producen. El análisis de vibraciones para detección de averías incipientes.
 - * Normas.
- Ahorro y costes por implementación del mantenimiento predictivo de averías (MPA).
- Elaboración de un programa completo de MPA.
- Control por ordenador.
- Desarrollo y ejecución de prácticas. Reproducción de casos reales. Descripción de averías en bombas de alimentación, cojinetes antifricción y de bolas, engranajes, compresores, equilibrados dinámicos, etc.
- Consultas.

A la inscripción del curso se solicitará una descripción detallada de la problemática de cada uno de los asistentes, de forma que al final de las sesiones de tarde se atenderán consultas concretas y particularizadas en cada asistente.

VEINTE AÑOS DE ACTIVIDADES EN ESPAÑA

En 1964 comenzó el Germanischer Lloyd sus actividades en España inspeccionando los primeros buques que se construyeron bajo su clasificación después de 1945.

En 1868 ya existían dos buques de vela españoles y en 1875 esta cantidad había aumentado a 169 unidades clasificadas en el Germanischer Lloyd.

En estos veinte años, es decir, desde 1964, se han construido y/o reclasificado con Germanischer Lloyd 173 buques de bandera española de todo tipo, desde gabarras de 1.000 TPM hasta superpetroleros de 300.000 TPM, que representan un tonelaje de 1,3 millones de TPM.

Merecen especial mención los cuatro veleros buques escuela «Gloria», «Guayas», «Simón Bolívar» y «Cuauhtemoc», construidos para las respectivas Armadas de Colombia, Ecuador, Venezuela y México.

En la actualidad el Germanischer Lloyd cuenta en España con diecisiete representaciones/delegaciones para atender debidamente sus obligaciones con los buques clasificados.

El Comité Español del Germanischer Lloyd cuenta hoy en día con dieciocho personalidades relevantes del sector naval y marítimo español como miembros. Los «Grupos de Trabajo» creados por este Comité han tratado de contribuir al logro del alto standard y prestigio alcanzado por la construcción naval española con la presentación en el pasado de más de cuarenta trabajos en diversas localidades de la geografía española, a través de las Sesiones Técnicas organizadas por dichos «Grupos de Trabajo», organización que muchas veces se llevó a cabo en colaboración con la Asociación de Ingenieros Navales.

Digno de mención es también el hecho de que actualmente, y siguiendo la política empleada por la Oficina Principal en Hamburgo, a excepción de tres, todos los inspectores en España son de nacionalidad española.

BIBLIOGRAFIA.—Abril 1984

61. NAVEGACION Y MANIOBRA

- 2.161. Anchor windlass brake failure. J. Hutchinson.
 - «Marine Engineers Review». Marzo 1980.
- 2.162. Evitación de aproximación excesiva con tiempo despejado.

A. Cahill,

«Revista de Información E. N. Elcano». Abril 1983.

- Aids for approaching morings and berthing. «Shipbuilding & Marine Engineering International». Mayo 1982.
- Cuando una línea serpenteante es la distancia más 2.164. económica entre dos puntos. «Revista de Información E. N. Elcano». Febrero 1982
- 2.165. Protecciones de los servomotores. «Revista de Información E. N. Elcano». Mayo 1982.
- Preliminary design of mooring systems. S. Triantafyllon. «Journal of Ship Research», Marzo 1982.
- Polynomial aproximations to mooring forces in equations of low frequency vessel motions. 2.167. B. Oppenheim y P. Wilson. «Journal of Ship Research». Marzo 1982.
- 2.168. Static 2-D solution of a mooring line of arbitrary composition in the vertical and horizontal operating B. Oppenheim y P. Wilson. «International Shipbuilding Progress». Junio 1982.
- La technique du remorquage d'assistance. «Association Technique Maritime et Aeronautique». Núm. 81, 1981.
- 2.170. Cable dynamics. Comparison of experiments and analytical results. I. Fylling.
- «Norges Skipforskninginstituut». R-89. 1979.
- 2.171. Red or white light on ship bridges? E. Schubert. «Simposium on Ship Control System». Vol. 5, 1978.
- 2.172. Navigation and telecomunications. «Shipping World and Shipbuilding». Julio 1980.
- La navegación por satélite ayuda a conservar el combustible. A. Clifford. «Revista de Información E. N. Elcano». Agosto 1980.
- Análisis comparativo del trabajo del oficial de 2.174 puente con y sin equipo CAS. V. Rinehart. «Revista de Información E. N. Elcano». Agos-
- 2.175. Gobernando con rumbo seguro-sin prejuicios. N. Seaward. «Revista de Información E. N. Elcano». Agosto 1980.

2.176. Design of steering gears, rudders, rudderstocks, and propeller protection for Canadian Arctic class vessels

N. Laskey.

«Marine Technology», Julio 1980.

2.177. Marine fenders - becoming and essential insurance against damage.

«The Journal of ICHCA». Marzo 1979.

A brief history of the anchor with some thoughts 2.178. on future developments. R. Harvey.

«The Naval Architect». Julio 1980.

- 2.179. Navire 1985. Compartiment machine et passarelle de navigation. «Bulletin Technique du Bureau Veritas». Julio-agosto 1982.
- 2.180. Steering gear: New concepts and requirements. J. Cowley. «Institute of Marine Engineers». Vol. 94, 1982.
- Sea anchors and drags: analysis of behaviour leading to improved design. 2 181 B. Clayton e I. Howell, «The Naval Architect». Julio 1982.
- 2.182. Aproximate dynamic analysis of deep water T. L. P. riser in random sea state. «International Shipbuilding Progress». Agosto 1982.
- 2.183. Development of a comprenhensive simulation model of a single point mooring system. A. Ractliffe y D. Clarke. «The Naval Architect». Enero 1981.
- 2.184. Evaluation of microwave positioning systems. «Marine Engineers Review». Febrero 1980.
- 2.185. Electrical systems in support of dynamic positioning. K. Jordan. «Marine Engineers Review». Febrero 1980.
- A method for determination of tensile forces in the lines of trawl winches (en alemán). 2.186. H. Brinkmeyer. «Forschungszentrum des Deutschen Schiffbau». Núm. 103, 1980.
- Ultimos desarrollos en los sistemas de gobierno. P McLelland «Revista de Información E. N. Elcano». Marzo 1981.
- Single point mooring terminals: A summary of se-2.188. lection and design methods. A. Bliault y W. Stewart.

«The Naval Architect». Marzo 1981.

- Acoustic emission/rupture load characterization of 2.189. double-braided nylon rope. J. Williams y S. Lee. «Marine Technology». Julio 1982.
- El A. R. P. A., ¿un sistema definitivo? A. Merino.

«Revista de Información E. N. Elcano». Septiembre 1980.

to 1980.

B. Ma-Andrés Torrejón, 26, 1.º Teléfono (91) 251 93 39. Fecha de n.: 7-1-1957.

Fuertes Rodríguez, Máximo. Fecha de n.: 28-12-1957. Anzuola, 2, 2.º. Madrid-2. Teléfono (91) 413 86 92. Promoción 1984. 6.503.

EMPRESAS

1. Modificaciones

Astilleros Rodríguez, S. A. Apartado 942, Ensenada B. C. México. Teléfono 40478. Telex 56423.

Det Norske Veritas (Noruega). Veritasveien, 1 - P.O. Box 300 N-1322 Hovik. Noruega. Teléfono 128652. Télex 76192

Gil y Carvajal, S. A. Eduardo Dato, 2. Madrid-10. Teléfono (91) 445 00 00. Télex 22649.

2. Adiciones

Cetesa. Avda. de Brasil, 17. Madrid-20. Teléfono (91). 455 28 00.

Empresarios Agrupados (Almaraz).

Central Nuclear de Almaraz. Almaraz Teléfono, suprimido. (Cáceres)

Eurocontrol, S. A. (Murcia). Saavedra Fajardo, 2. Murcia. Teléfono (968) 219896.

Glasurit, S. A. Embajadores, 225-233. Madrid-5. Teléfono (91) 239 96 00. Télex 46194.

Panama Bureau of Shipping. Apdo. 36, Panamá 9 A. Rep. de Panamá. Teléfono 69 11 67, Télex 2782.

A.I Pesquerías Hispano Africanas, S. PESCAFRISA. Arturo Soria, 93. Madrid-27. Teléfono (91) 407 90 57. Télex 46689.

reléfono, suprimido. Sorena. Madrid.

Tektronix Española, S. A. Condesa de Venadito, 1, 9. Madrid-27. Teléfono (91) 404 10 11.

Unión Eléctrica Fenosa, S. A. (A. C. Nuclear Regodola). Costa Rica, 5. La Coruña. Teléfono (981) 264550. Zanussi. P.º de la Castellana, 91, 11.ª. Madrid-16. Teléfono (91) 456 76 12. Télex 47743.

ACTUALIZACION DEL ANUARIO DEL COLEGIO OFICIAL DE INGENIEROS NAVALES

Modificaciones hasta el 2-4-1984

	CLASIFICACION ALFABETICA	1.188.	Dopico Freire, Amable.
, 1 NA		1.375.	Enríquez Martín, Fernando.
. IMI	I. Modificaciones	1.414.	Esparza Estelles, José Luis.
273.	Aguilera García, Alejandro.	1.426.	Esteve Jaquotot, Luis.
6.078.	Aldecoa Lamiquiz, Ignacio.	1.529.	Fernández Colado, Juan Antonio.
618.	Alonso-Allende y Allende, Juan Ma-	6.299.	Fernández Pardo, José Ramón.
	nuel.	6.470.	Fernández Rubio, Gabriel.
1.256.	Arechabaleta Mota, Pedro Pablo.	6.338.	Flores Gómez, Jorge.
6.443.	Aristegui Rodrigo, Fco. Javier.	536.	García Ascaso, Alfonso.
1.440.	Arranz Saavedra, Fernando.	1.254.	García Cueto, Remigio.
6.375.	Arrien Lequerica, Juan María.	1.162.	García González, Miguel Angel.
370.	Ayuso Menéndez, José Luis.	814.	García Jové, Agustín.
1.382.	Aznar Gómez, José Luis.	850.	García Bodríquez, Luis F
944.	Azofra Márquez, Angel.	404.	García Rossello, Rafael.
948.	Basilio Gómez, Francisco.	6.491.	Gómez García, José Miguel.
1.113.	Beaz Paleo, José Daniel.	6.330.	Gorordo Echeverría, Alberto.
1.243.	Benito y Ruiz de Villa, Rafael de.	779.	Gutiérrez Fraile, Rafael.
. 661.	Bernar Real de Asua, Pedro.	388.	Gutiérrez Moreno, Aurelio
1.350.	Blanco Silgado, Pedro.	6.495.	Hera Gutiérrez, Juan de la
197.	Cañedo-Argüelles Velasco, Ladislao.	6.448.	Hernansaiz Atienza, Ricardo.
979,	Caso Gómez, Alfredo.	733.	Hildebrandt Fernández. Guillermo.
1.355.	Castro Luaces, José.		
1.366.	Coll Dávila, José Luis.	1.509.	Iglesias Diaz, Ignacio.
1.169.	Contreras Linares, Eduardo.	738.	Insúa Merlán, Manuel.
1.376.	Cordón Nadal, Francisco Luis.	714.	Iriarte Gómez, Gabriel.
6.075.	Cuervo Alvarez, Jesús María.	931.	Jalvo Díaz, Miguel Angel.
589.	Díaz Barroso, Saturnino.	6.472.	Lagares Fernández, Fernando.

6.086.	1.232.	6.241.	1.046.	1.259.	1.148.	768.	187.	704.	6.273.	6.139.	424.	960.	489.	6.370.	168.	363.	1.546.	0.477		1 137				972.	189.	6.049.	6.418.	715.	1.223.	786.	863.	6.428.	1.364.	575.
Rivas Ramis, Antonio.	Riesgo González, Javier.	Ramos García, Carlos Manuel.	Quiroga Martínez, Francisco.	Quejido Martín, Enrique.	Pieltain Alvarez-Arenas, Manuel.	Paredes Verbén, Ricardo.	Paniagua García, Rafael.	Otero Rivera, Carlos.	Ortega Marín, Alfredo.	Ortega de los Reyes, Eduardo.	Nieto Boedo, Pedro.	Navarro Falcón, Gregorio.	Muñiz Uribe, José Antonio.	Muniozguren Lazcano, Jesús María.	Moreno Ultra, Florentino.	Moral González, Francisco.	Molina Martí, Andrés José.	cio.		Mateo Serrano Santiago R	Massa Sagyadra José Inlián	celo.	Casla, Alberto.	Marina Benitez, José.	Maortua Picó, Alvaro.	Manaute Raposo, José Miguel.	López Perea, Javier.	López López, Manuel Ignacio.	López Eady, José Ramón.	López de Moya, Miguel.	López Alvarez, José Manuel.	León García, Fco. Javier de.	Lara Lledó, Ignacio.	Laherrán Pérez, Enrique.
1.550.	1.549.	1.554.	1.560.	1.556.	6.502.	1.548.	1.558.	6.503.	1.562.	1.551.	1.561.	-	2. Ad		582.	501.	1.070.	399.	6.197.	1.265.	967.	1.427.	202.	063		6.420.	6.462.	914.	813.	324.	6.118.	6.404.	1.072.	6.478.
Rivas Ramis, Antonio.	Ramos García, Carlos Manuel.	Pardo Llano, Tomás Luis.	Martín Casla, Alberto.	Manaute Raposo, José Miguel.	_	Lagares Fernández, Fernando.		Fuertes Rodríguez, Máximo.	Flores Gómez, Jorge.	Fernández Rubio, Gabriel.	Aristegui Rodrigo, Francisco Ja- Vier.		Adiciones		Guillermo.	n q	Vicente Tapias, Jaime de.		Vega Miguel, José Luis.	Sostoa Gordo-Pacheco, Javier.	Sillero Jiménez, Hermenegildo.	Serrada Martínez de Pinillos, José Ignacio.	lio.		cisco.	Santamaría de las Cuevas, Fran-	Sánchez Caja, Antonio.	Saez Elegido, Juan Andrés.	Ruiz-Morote Trueba, Francisco.	Rotaeche y de Velasco, José María.	Rojo Velasco, Ignacio.	Rodríguez Lorenzo, Miguel Angel.	Rodríguez Cano, Rogelio.	Rodríguez Alemany, Carlos.

Rivas Ramis, Antonio. Sociedad Anónima (El Ferrol). Astilleros y Talleres del Noroeste, Avda, José Antonio, 30, 2.º. Jubia-María Dolores Rodríguez Rey. Fecha de n.: 8-7-1949. Teléfono (981) 38 67 83. Neda (La Coruña) Promoción 1974.

1.551. Fernández Rubio, Gabriel Fecha de n.: 17-6-1956. Duque de Sesto, 11, 3.º drid-9. Promoción 1981 G.

1.552. Promoción 1981. CISCO.

Sánchez Escribano, Jaime María Jesús Correonero Santa Lucía, 1, 8.º D. La Promoción 1971 Teléfono (981) 23 52 95. Fecha de n.: 22-3-1948. B. Coruña. S

1.555. Velázquez Aja, Alberto Virgen de la Monjía, 3, Fecha de n.: 28-1-1957. Aries Industrial y Naval, S. Fecha de n.: 22-12-1956 Promoción 1981. Teléfono (91) 403 76 74. drid-27. Teléfono (91) 244 42 06 Madrid-15. Joaquín María López, 46, 4.0 D 2.0 Ma-G

1.556. Manaute Raposo, José Miguel. Fecha de n.: 11-2-1950. Promoción 1973

1.557.

Teléfono (91) 431 75 82

Santamaría de las Cuevas, Fran-

Fecha de n.: 16-11-1956. Julián Romea, 9, 6.º A. Madrid-3. Teléfono (91) 233 64 39. I.N.A.S.M.E.T.

Unión Eléctrica Fenosa, (A. C. Nuclear Regodola) D

1.560.

Martín Casla, Alberto

Promoción 1978.

Promoción 1979.

1.554.

Pardo Llano, Tomás Luis

Unión Naval de Levante, S. A. (Va. lencia).

villa). Fray Marcos de Nizza, 4. Sevilla. Teléfono (954) 51 75 19. Astilleros Españoles, S. A. (Se-María Carmen Coriat Cid.

Fecha de n.: 18-3-1958. Ayala, 150, 4.º C. Madrid-9. Rodríguez Alemany, Carlos. Promoción 1983. Teléfono (91) 401 74 93.

1.558. Fecha de n.: 21-11-1959. Patio de Oficios, 8, esc. 7. Juez (Madrid). Gómez García, José Miguel Promoción 1983. Teléfono (91) 891 04 81.

1.559. Alcobendas (Madrid). Teléfono (91) 650 08 98. Aplicaciones Técnicas les, S. A. (Villaverde). Fecha de n.: 6-8-1953. María Pilar Pérez Herrero. Tejada Gómez de Segura, Gabriel Promoción 1979. Urb. Cuesta Blanca, duplex 002-B Industria-

Fecha de n.: 10-6-1955. Clara del Rey, 81, bajo. Teléfono (91) 415 15 79. Madrid-2

1.561. Bilbao (Vizcaya). Altos Hornos de Vizcaya, S. Fecha de n.: 24-6-1958 Aristegui Rodrigo, Francisco Javier Juan de Ajuriaguerra, 21, 5.º ex. D. Promoción 1982. P

1.562. Desarrollo de Técnicas para lleros, S. A. García de Paredes, 76 Fecha de n.: 7-1-1957. Fátima Bernaldo de Quirós y A.A.B. Flores Gómez, Jorge. drid-3. Promoción 1979. Teléfono (91) 410 52 35 dup. Ma-

6.502. Lázaro Mari, Antonio. Promoción 1983

6.443		6.448	
3.139. Ortega de los Reyes, Eduardo.	P.º Perdice, 17, 1.º B. «Ciudalcam-	po». S. Sebastián de los Reyes	(Madrid).

Número suprimido, pasa a 1.547. 6.197.

Número suprimido, pasa a 1.549. 6.241.

Ortega Marín, Alfredo. Avda. de Madrid, 11, 4.º D. Jaén. Teléfono (953) 22 08 36. A Dragados y Construcciones, S. (Madrid) 6.273.

Fernández Pardo, José Ramón. Teléfono (956) 23 60 08. 6.299.

Número suprimido, pasa a 1.560. 6.322.

Gorordo Echeverría, Alberto. Dolores, 1, 6.º dcha. El Ferrol (La Coruña) Número suprimido, pasa a 1.562. 6.338.

Ma-.ª Muniozguren Lazcano, Jesús Caballero de Gracia, 4, 5.°. Teléfono (91) 231 07 31. drid-14. 6.370.

Arrien Lequerica, Juan María. Astilleros Españoles, S. A. (Ses-6.375.

Alicia García García. Av. Mar, Ed. Virgen del Mar, A, 5.º D. El Ferrol (La Coruña). Teléfono (981) 32 98 57. Empresa Nacional Bazán (El Ferrol). Rodríguez Lorenzo, Miguel Angel. 6.404.

López Perea, Javier. Hotel Brasilia. Navalmoral de la Mata (Cáceres). Empresarios Agrupados (Almaraz). reléfono suprimido. 6.418.

Número suprimido, pasa a 1.552. 6.420.

Empresa Nacional Bazán (Direc-León García, Francisco Javier de. Torrelaguna, 63. Madrid-27. 6.428.

Martínez Paz, Antonio. Empresa, suprimida. 6.437.

Hernansaiz Atienza, Ricardo, María Mercedes Orrico Blázquez. Informes y Proyectos, S. A.—

Número suprimido, pasa a 1.561.

Sánchez Caja, Antonio. P.º de las Delicias, 65 B, esc. derecha 1.º A. Madrid-7. Teléfono (91) 239 08 07. 6.462.

Número suprimido, pasa a 1.551. 6.470.

Número suprimido, pasa a 1.548. 6.472.

Membrillera Gorostidi, José Igna-Aben al Abar, 1, ptal. B, n.º 12. Va-Teléfono suprimido. lencia-21. 6.477.

Número suprimido, pasa a 1.557. 6.478.

Número suprimido, pasa a 1.558. 6.491.

Hera Gutiérrez, Juan de la. Av. Raza, s/n. Édif. Elcano, 1, 3.º A. Sevilla. 6.495.

Adiciones 5

A.I Antonio Arias, 6, 7.º D. Madrid-9. Teléfono (91) 273 42 42. Informes y Proyectos, S. A. Fecha de n.: 26-1-1953. María Asunción Herrera Sotillo. Vega Migual, José Luis. Promoción 1976, INYPSA. 1.547.

Fecha de n.: 17-9-1955. P.º Marítimo, 6, esc. 3, 6.º F. Cádiz Lagares Fernández, Fernando. Promoción 1982. 1.548.

Asdrúbal, 40, 5.º D. Cartagena Empresa Nacional Bazán (Carta Ramos García, Carlos Manuel Fecha de n.: 27-9-1949. María Elisa Hernández Gómez. Promoción 1977. (Murcia). gena) .549.

Rodríguez Alemany, Carlos.

Santamaría de las Cuevas. Sánchez Escribano, Jaime. 1.553. 1.552.

Francisco.

Tejada Gómez de Segura, Gabriel.

1.559.

Vega Miguel, José Luis. Velázquez Aja, Alberto. 1.547. 1.555.

CLASIFICACION NUMERICA

Modificaciones

Santoma Casamor, Luis. Fecha de f.: 17-2-84 64.

Moreno Ultra, Florentino. P.º del Rebeco, 36, «Ciudalcampo». San Sebastián de los Reyes (Madrid). 168.

Paniagua García, Rafael. Teléfono (91) 254 20 11. Empresa, suprimida. 187.

Concepción Maortua Jacob. Maortuna Pico, Alvaro, 189.

Ladis-7.º L. Cañedo-Argüelles Velasco, Avda. Rufo Rendueles, 22, Gijón-3 (Asturias). 197.

Rotaeche y de Velasco, José M.ª Hoyos del Espino, 5 (P. de Hierro), Aguilera García, Alejandro. Fecha de f.: 29-1-84. 273. 324

Massa Saavedra, José Julián. Madrid-35 333.

Moral González, Francisco. Erika Semler Peters. Zanussi. 363.

Ayuso Menéndez, José Luis. 370. Gutiérrez Moreno, Aurelio. Talayeta, 5, 1.º. Algorta-Guecho (Vizcaya) 388.

Vicente Candeira, Antonio de. Teléfono (94) 464 18-13. 399.

Nicaragua, 16. Palma de Mallorca García Roselló, Rafael, Baleares). 404.

María Garrigues Walker. Nieto Boedo, Pedro. 424.

Guadalupe Rosario Noves López, Muñiz Uribe, José Antonio. 489.

501.

田 dede. izqda. Vicente Vázquez, Ramón Avda. del Mar, 21, 6.º Ferrol (La Coruña). 536.

García Ascaso, Alfonso. Avda. del Mar, 25. Ptal. C, 5.º recha. El Ferrol (La Coruña).

Teléfono (981) 35 64 71. Laherrán Pérez, Enrique. 575.

Zatarain Gutiérrez de la Concha, Lagasca, 85, 1.º izqda. Madrid-6. Guillermo. 582.

Diaz Barroso, Saturnino. María del Carmen Rey-Cabarcos B-3. Villa, Fracc. «El Cid» Tenis Mazatlán. Sin. (México) eléfono 39 738. Vázquez. 589.

Alonso-Allende y Allende, Juan Ma-Fecha de f.: 9-3-84. nuel. 618.

Bernar Real de Asua, Pedro. Mayor, 1, 5.º. Las Arenas-Guecho eléfono suprimido. (Vizcaya). 661.

El Fe-Otero Rivera, Carlos. Avda. del Mar, 25, 7.º dcha. rrol (La Coruña). 704.

Iriarte Gómez, Gabriel. Cetesa. 714.

Ignacio. Española. Westinghouse Nuclear López López, Manuel 715.

Hildebrandt Fernández, Guillermo. Hermano Gárate, 4, 1.º A. Ma-733.

co

- 738. Insua Merlan, Manuel. María, 222, 4.º. El Ferrol (La Coruña). Armada Española Ferrol (ICO).
- 768. Paredes Verben, Ricardo. Avenida de Andalucía, 43, 5.º C. Cádiz. Teléfono (956) 27 29 09.
- 779. Gutiérrez Fraile, Rafael. Domicilio suprimido. Panama Bureau of Shipping.
- 786. López de Moya, Miguel. Dr. Cerrada, 24-26, 5.º izqda. Zaragoza.
- Ruiz-Morote Trueba, Francisco. Glasurit, S. A.
- 814. García Jove, Agustín. Manuel de Cal, 2, 3.º C. El Ferrol (La Coruña).
- 850. García Rodríguez, Luis F.
 Juan Alvarez Mendizábal, 69, 4.º A.
 Madrid-8.
 Teléfono suprimido.
- 863. López Alvarez, José Manuel. Ana María Mínguez Goñi. Sol, 13. Salamanca.
- 914. Saez Elegido, Juan Andrés. General Ibáñez Ibero, 5 A, 1.º C. Madrid-3. Teléfono (91) 253 11 24.
- 931. Jalvo Díaz, Miguel Angel. Teléfono (956) 27 51 28.
- 944. Azofra Márquez, Angel. Florestán Aguilar, 1. Madrid-28.
- 948. Basilio Gómez, Francisco. Avda. Raza, Edif. Elcano, D, 4.º E. Sevilla-12. Teléfono suprimido.
- 960. Navarro Falcón, Gregorio. Doctor. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales.

- 962. Seguí Dolz del Castellar, José Emilio.
 Trafalgar, 4, 1.º C. Cartagena (Murcia).
 Teléfono suprimido.
 Empresa Nacional Bazán (Cartagena)
- 7. Sillero Jiménez, Hermenegildo Teléfono (956) 89 47 30.
- 972. Marina Benítez, José. Pesquerías Hispano Africanas, Sociedad Anónima.—Pescafrisa.
- 979. Caso Gómez, Alfredo. Empresa, suprimida.
- Quiroga Martínez, Francisco. María, 226-228. El Ferrol (La Coruña).
- Vicente Tapias, Jaime de. Oporto, 22, 5.° A. Vigo (Pontevedra).
- 1.072. Rodríguez Cano, Rogelio. Moralzarzal, 61. Madrid-34. Empresa Nacional Bazán (Dirección Técnica).
- 1.113. Beaz Paleo, José Daniel. Teléfono (942) 27 36 62.
- 1.137. Mateo Serrano, Santiago B. P.º Vista Alegre, 8. Torrevieja (Alicante).
- 1.148. Pieltain Alvarez-Arenas, Manuel Teléfono 82 823.
- 1.162. García González, Miguel Angel. Bureau Veritas, S.A.F. (Cádiz).
- 1.169. Contreras Linares, Eduardo. Teléfono (968) 61 32 47. Eurocontrol, S. A. (Murcia).
- 1.188. Dopico Freire, Amable. Teléfono (981) 32 88 00.
- 1.223. López Eady, José Ramón. María Carmen de Eguilior y Alvarez de Rivera. López de Hoyos, 80, 1.º A. Madrid-2. Teléfono (91) 262 76 48. Astilleros Españoles, S.A. (Madrid).

- 1.232. Riesgo González, Javier. Avda. de Badajoz, 15, 5.º C. Madrid-27. Teléfono (91) 404 50 46. Tektronix Española, S. A.
- 246. Benito y Ruiz de Villa, Rafael de. Orense, 12, 5.º 2. Madrid-20. Teléfono (91) 455 07 73.
- 1.254. García Cueto, Remigio. San Nicolás, 9, 4.º B. Algeciras (Cádiz). Teléfono (956) 65 37 72.
- 1.256. Arechabaleta Mota, Pedro Pablo. Marbella, 66, esc. dcha. 3.º A. Madrid-34. Banco Financiación Industrial.—Induban (Madrid).
- .259. Quejido Martín, Enrique. Teléfono (977) 40 05 53.
- 1.265. Sostoa Gordo-Pacheco, Javier. Santísima Trinidad, 26, 3.º C. Madrid-3. Teléfono (91) 445 29 83.
- 1.350. Blanco Silgado, Pedro. Empresa, suprimida.
- 355. Castro Luaces, José. Iglesia, 90, 3.º. El Ferrol (La Coruña).
- 1.364. Lara Lledo, Ignacio. Avda. Tomás G. Figueras, 10. Jerez de la Frontera (Cádiz).
- 366. Coll Dávila, José Luis. Melchor Fdez. Almagro, 86, 11.º 5. Madrid-29. Teléfono (91) 739 24 82.
- 1.375. Enriquez Martín, Fernando. S. Juan de la Cruz, 4, torre 5.º, 3. Murcia-11.
- .376. Cordón Nadal, Francisco Luis, Fray Marcos de Nizza, 9. Sevilla-7.
- .382. Aznar Gómez, José Luis.
 Alfredo Marquerie, 11, torre 1, Ma- 6.086.
 drid-34.
 Teléfono (91) 739 54 23.
 Astilleros Españoles, S.A. (Madrid).

- Ma- 1.414. Esparza Estelles, José Luis Ma- Empresa, suprimida.
- .426. Esteve Jaquotot, Luis.
 P.º de la Castellana, 217, 6.º 1. Madrid-16.
 Empresa Nacional Bazán (Madrid).
 .427. Serrada Martínez de Pinillos, José Ignacio.
 Isabel Féliz Aguilar.
 Avda, Puente Zuazo, 3-P, 4-4.º, I. San Fernando (Cádiz).
- 1.440. Arranz Saavedra, Fernando, Moratines, 26, 4.º A. Madrid-5. Teléfono (91) 227 99 14.
- 1.509. Iglesias Diaz, Ignacio. Plz. Prosperidad, 3, 6.º A. Madrid-2. Teléfono (91) 416 72 95. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales.
- 1.529. Fernández Colado, Juan Antonio. Magdalena, 151, 2º. El Ferrol (La Coruña). Teléfono suprimido. Empresa Nacional Bazán (El Ferrol).
- Martín de Saavedra García, Marcelo.
 Mieses, 2, bajo C. Las Rozas (Madrid).
 Teléfono suprimido.
- 1.546. Molina Martí, Andrés José. José María de Haro, 53, 13.º, 25. Valencia-22. Teléfono (96) 371 95 03.
- 6.049. Número suprimido, pasa a 1.556.
- 6.075. Cuervo Alvarez, Jesús María. Somosierra, 11, bajo izqda. Las Rozas (Madrid).
- 6.078. Aldecoa Lamiquiz, Ignacio. Dr. Fleming, s/n. Edif. Altamira, 10.º. El Ferrol (La Coruña).
- 1.086. Número suprimido, pasa a 1.550.
- Rojo Velasco, Ignacio.
 Marta Echols.

1





- -Repetibilidad en el punto de disparo.
- —Materiales diversos: Teflon, PVC, inoxidables, latón...
- -Funcionamiento simple y fiable.
- -Tamaño reducido.
- -Aprobados por PTB, Lloyds, BWB, Ul, etc.





Lana Jarrate s.a.

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

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

FONDO EDITORIAL DE INGENIERIA NAVAL

Asociación de Ingenieros Navales de España

NUEVAS PUBLICACIONES:

NIVEL MULTIPLE

hasta 6 puntos

CAUDAL

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

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

«NAVEGACION FLUVIAL. POSIBILIDADES DE NAVEGACION DE LA RED FLUVIAL ESPAÑOLA»
Autores: José F. Núñez Basañez, Ing. Naval, y Amadeo García Gómez, Ing. Naval

«SEGURIDAD NUCLEAR. PROTECCION DEL MEDIO AMBIENTE» Autor: José Luis González Díez, Ing. Naval

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

Autores: Florencio Casuso y Antonio Merino.

«CIRCUITOS LOGICOS Y MICROPROCESADORES»

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

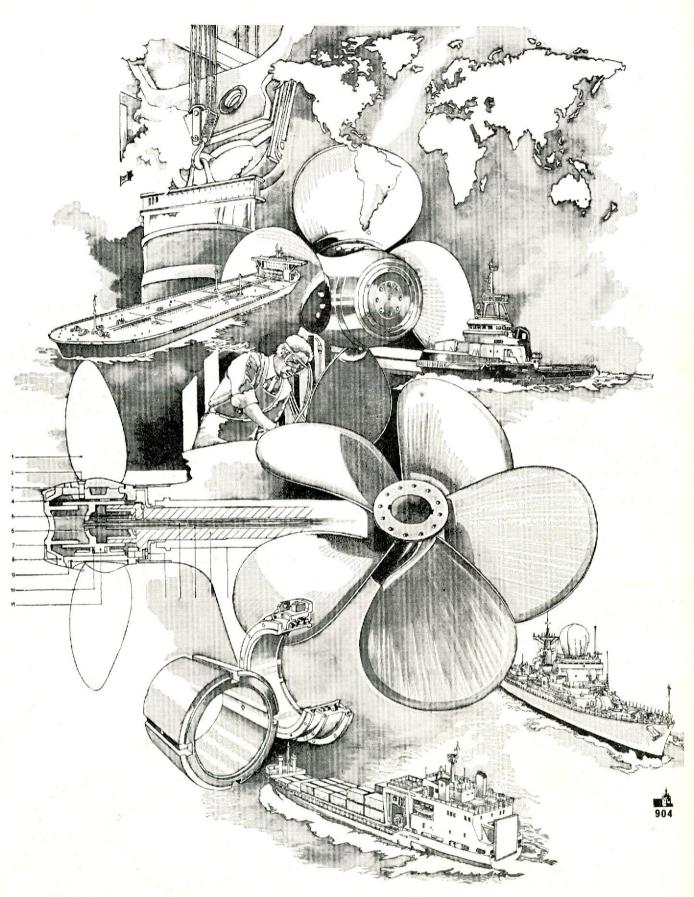
«LAS LINEAS REGULARES DE NAVEGACION Y SU INFLUENCIA EN LA BALANZA DE FLETES MARITIMOS DE ESPAÑA»

Autor: Joaquín Membrado Martínez

PEDIDOS A: Fondo Editorial de Ingeniería Naval

Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales

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





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