ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar

REDISEÑO DELSISTEMA PROPULSOR DEL BAE GUAYAS

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO NAVAL

Presentado por:

Roberto Omar Morante Villareal

Guayaquil - Ecuador

2006

DEDICATORIA

A GRECIA y ROBERTO, por su amor incondicional y ejemplo de apoyo a nosotros sus hijos.

AGRADECIMIENTO

A DIOS, por darme la fe y fuerzas necesarias para conseguir mis ideales.

Al Ph.D. José Rolando Marín L., por su valiosa colaboración e inmensurable ayuda en el desarrollo de este trabajo.

DECLARACIÓN EXPRESA

"La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la Escuela Superior Politécnica del Litoral".

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL)

_____

Roberto Morante Villareal

TRIBUNAL DE GRADO

_____	_____
Ing. Cristóbal Mariscal D., M. Sc.	José Rolando Marín, Ph.D.
Presidente del Tribunal	Director de Tesis

_____

Ing. Patrick Townsend V.

Miembro Principal

RESUMEN

En el presente trabajo se complementó el estudio propulsivo desarrollado en [20], estimándose el nivel de cavitación empleando el método de Holtrop, y, se comprobaron los resultados del cálculo previo de que la hélice propulsora va a operar en condición Ligera, véase tabla 13. Luego, se calcularon los esfuerzos debidos a la vibración lateral, excitada por la hélice propulsora, a la frecuencia de las palas. Debido a la ausencia de condiciones resonantes en el rango de trabajo del motor, los esfuerzos fueron muy bajos.

Luego se complementaron los cálculos de vibración torsional, evaluándose la respuesta forzada, considerando por separado la excitación de la hélice y del motor principal. Los niveles de esfuerzos resultantes fueron bajos para la excitación de la hélice. En el caso de la excitación del motor, los esfuerzos alternativos alcanzaron valores de 448 kg/cm^2, dentro del esfuerzo alternativo permisible.

Luego se desarrolló el análisis del alineamiento de la línea de ejes siguiendo el método práctico aplicado localmente para alinear ejes marinos. Se encontró que el desplazar longitudinalmente, y, el adicionar descansos,

puede llegar a reducir el desalineamiento angular entre tramos de ejes, hasta satisfacer los requerimientos respectivos.

Finalmente se analizaron los esfuerzos en la estructura de las bases de máquinas, con Elementos Finitos. Se encontraron niveles muy aceptables de esfuerzos y deformaciones. Se analizaron los mismos elementos con la estructura incluyendo los desgastes reportados antes de empezar los trabajos de reparación. Se encontraron elevados niveles de desplazamiento en la quilla intercostal y se plantearon soluciones para resolver este problema.

INDICE GENERAL

Pág.

RESUMEN…… I

ÍNDICE GENERAL…….. III

ÍNDICE DE FIGURAS…… VI

ÍNDICE DE TABLAS..…… IX

INTRODUCCIÓN…… XIII

CAPÍTULO 1
ANÁLISIS PROPULSIVO DEL SISTEMA CONSIDERANDO EXCLUSIVAMENTE LA HELICE

1.1 Descripción del BAE Guayas…… …… 1

1.2 Cálculo Propusivo del Sistema Original…… 13

1.3 Nuevos requerimientos del armador.....…… 20

1.4 Selección del Motor, Reductor y Hélice para nuevos requerimientos…… 22

CAPÍTULO 2
ANALISIS DE VIBRACION LATERAL

2.1 Estimación de masa añadida y amortiguamiento de la hélice 26

2.2 Modelado y Calculo de Frecuencias Naturales Laterales del Sistema Propulsor…….…….... 29

2.3 Estimación del nivel de excitación lateral de la hélice para el cálculo de respuesta forzada……..... 32

2.4 Cálculo de respuesta forzada en vibración lateral……..……..... 33

CAPÍTULO 3
ANALISIS DE VIBRACION TORSIONAL

3.1 Modelado y Calculo de Frecuencias Naturales Torsionales del Sistema Propulsor ……. 40

3.2 Cálculo de respuesta forzada de vibración torsional por excitación de la hélice……..……... 50

3.3 Cálculo de respuesta forzada de vibración torsional por excitación del motor principal……..……... 53

3.4 Discusión de Resultados……..…….. 60

CAPÍTULO 4
ANÁLISIS DEL ALINEAMIENTO DE LA LINEA PROPULSORA

4.1 Calculo de Reacciones en Línea y Coeficientes de Influencia……...……..…. 62

4.2 Análisis del sistema con desgaste de cojinetes del túnel……..…. 71

4.3 Análisis del alineamiento siguiendo el método practico……. 77

4.4 Discusión y Comparación de Resultados……. 82

CAPÍTULO 5
ANÁLISIS DE LAS BASES DEL MOTOR PRINCIPAL

5.1 Modelado de las Bases del Motor……. 85

5.2 Aplicación de Condiciones de frontera y cargas a la base.. 88

5.3 Análisis de Esfuerzos en las bases del motor……. 92

5.4 Discusión de Resultados Analíticos y Prácticos……. 99

CAPÍTULO 6
PROPUESTA DE REDISEÑO

6.1 Diagnóstico General del Sistema Propulsor……. 101

6.2 Propuesta de Reubicación de Descansos……... 106

6.3 Recomendaciones Estructurales para las nuevas Bases de Máquinas……. 110

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES…… 115

ANEXO 1.- Masa Añadida y Coeficiente de Amortiguamiento de hélices de la serie B-Wageningen……..……. **119**

ANEXO 2.- Frecuencias Naturales en Vibración Lateral……. **124**

ANEXO 3.- Matrices Rigidez y Masa de un Elemento Viga……. **127**

ANEXO 4.- Respuesta Forzada en Vibración Lateral..…….. **128**

ANEXO 5.- Frecuencias Naturales en Vibración Torsional..……..…. **142**

ANEXO 6.- Respuesta Forzada en Vibración torsional..……..…. **145**

BIBLIOGRAFÍA…… 153

INDICE DE FIGURAS

Fig. 1.- Plano de Líneas de Formas. 4

Fig. 2.- Perfil y Cubierta superior. 6

Fig. 3.- Cubiertas bajas y doble fondo. 7

Fig. 4.- Plano del Sistema Propulsor..... 10

Fig. 5.- Potencia Efectiva, [hp]. 17

Fig. 6.- Curvas de Velocidad, original y estimada. 20

Fig. 7.- Esquema del motor seleccionado. 23

Fig. 8.- Potencia del Conjunto Motor y hélice. 24

Fig. 9.- Torque del conjunto motor y hélice. 25

Fig. 10.- Detalle del sistema propulsor..... 31

Fig. 11.- Magnitud de amplitud de respuesta, ω_{exc}=53.86 rad/seg 36

Fig. 12.- Momento flector, kg.m, ω_{exc}=53.86 rad/seg (N_{MOTOR}= 1800 rpm)... 37

Fig. 13.- Estaciones del reductor MG 540, [21]..... 42

Fig. 14.- Modelado Torsional del sistema y equivalente en línea..... 45

Fig. 15.- 1er Modo de vibración torsional. 47

Fig. 16.- 2do Modo de vibración torsional. 47

Fig. 17.- 3er Modo de vibración torsional. 48

Fig. 18.- 4to Modo de vibración torsional 48

Fig. 19.- Esfuerzos alternativos máximos en el motor debido a resonancia, kg/cm^2 57

Fig. 20.- Esfuerzos alternativos máximos en ejes debido a resonancia, kg/cm^2 59
Fig. 21.- Modelo con elementos finitos y perfil deformado. 65
Fig. 22.- Modelo con elementos finitos y momento flector 68
Fig. 23.- Perfil de deformación de ejes aislados 78
Fig. 24.- Situación del acople entre eje de cola e intermedio 80
Fig. 25.- Situación del acople entre eje intermedio y contraeje 81
Fig. 26.- Estructurales de sala de máquinas 87
Fig. 27.- Descripción del modelo de base de máquinas 88
Fig. 28.- Condiciones de Frontera 89
Fig. 29.- Fuerza equivalente al torque ejercido por el motor. 92
Fig. 30.- Esfuerzos en el fondo 93
Fig. 31.- Esfuerzos en la quilla intercostal 94
Fig. 32.- Esfuerzos en las cuadernas 95
Fig. 33.- Esfuerzos en varengas interiores 96
Fig. 34.- Esfuerzos en los polines y placas de apoyo del motor 97
Fig. 35.- Esfuerzos en escuadras y quilla de barra. 98
Fig. 36.- 1era Propuesta de Rediseño 107
Fig. 37.- 2da Propuesta de rediseño. 110
Fig. 38.- Nuevo amarre entre cuadernas, ... 111
Fig. 39.- Nueva sobre quilla entre varengas interiores 112
Fig. 40.- Modelo con nuevos amarres entre cuadernas 113

Fig. 41.- Grados de libertad en Vibración de una hélice, tomada de [12] ... 120

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.- Características Principales de la embarcación analizada. 2

Tabla 2.- Características del Sistema Propulsor original. 9

Tabla 3.- Curva de velocidad original de la embarcación vs. Rpm 11

Tabla 4.- Parámetros de máxima carga. 12

Tabla 5.- Cálculos Hidrostáticos, 1era parte, Asiento 0.60 m. 12

Tabla 6.- Cálculos Hidrostáticos, 2da parte, Asiento 0.60 m. 13

Tabla 7.- Datos de entrada de la embarcación para Holtrop, [9]. 14

Tabla 8.- Datos de entrada del propulsor en Oosterveld, [17]. 15

Tabla 9.- Resultados de Resistencia al avance, 1era parte. 16

Tabla 10.- Resultados de Resistencia al avance, 2da parte. 16

Tabla 11.- Resultados del cálculo de propulsión, 1era parte. 18

Tabla 12.- Resultados del cálculo de propulsión, 2da parte. 19

Tabla 13.- Estimación del nivel de cavitación para la hélice B2.38 19

Tabla 14.- Requerimientos del nuevo motor a instalar 21

Tabla 15.- Requerimientos del nuevo reductor a instalar 21

Tabla 16.- Especificaciones de la máquina seleccionada 22

Tabla 17.- Performance del Motor CAT 3508B DITA 23

Tabla 18.- Especificaciones del reductor seleccionado. 24

Tabla 19.- Coeficientes hidrodinámicos dimensionales 27

Tabla 20.- Coeficientes hidrodinámicos adimensionales para un propulsor con Z=4, P/D=0.61 y A_E/A_O=0.76 28

Tabla 21.- Coeficientes hidrodinámicos calculados para B2.38 y P/D=0.61 . 29

Tabla 22.- Posición longitudinal de los nodos e identificación de elementos. 30

Tabla 23.- Propiedades de elementos para el modelo..... 30

Tabla 24.- Frecuencias naturales en vibración lateral..... 31

Tabla 25.- Momento de excitación lateral del sistema, D_{HELICE}=2.45 m. 33

Tabla 26.- Amplitud de respuesta, ω_{exc}=53.86 rad/seg (N_{MOTOR}= 1800 rpm) 35

Tabla 27.- Magnitud del momento flector, kg.m, ω_{exc}=53.86 rad/seg (N_{MOTOR}= 1800 rpm) 37

Tabla 28.- Magnitud del esfuerzo normal, kg/cm^2 38

Tabla 29.- Magnitud de la reacción dinámica, kg. 38

Tabla 30.- Datos de inercias de accesorios del motor CAT3508B, [3]..... 41

Tabla 31.- Datos de masas de los cilindros del motor CAT3508B, [3] 42

Tabla 32.- Estaciones de reducción, [21] 42

Tabla 33.- Datos de inercias y rigideces del reductor TWIN DISC MG540, tomados de [21] 43

Tabla 34.- Datos torsionales de la línea de ejes. 43

Tabla 35.- Datos del sistema equivalente, n_1=1.92, n_2=3.65, n_1*n_2=7. 46

Tabla 36.- Frecuencias naturales en vibración torsional 46

Tabla 37.- Amplitud del torque excitador de la hélice. 50

Tabla 38.- Torque alternativo entre estaciones, kg-m, excitación de la hélice 51

Tabla 39.- Esfuerzo alternativo cortante entre estaciones con excitación de la hélice, kg/cm^2..... 52
Tabla 40.- Amplitud del torque excitador por cilindro. 54
Tabla 41.- Torque alternativo entre estaciones con excitación del motor, kg.m. 55
Tabla 42.- Esfuerzo alternativo entre estaciones con excitación del motor kg/cm^2. 56
Tabla 43.- Esfuerzos máximos permisibles en el eje de cola, [9]..... 58
Tabla 44.- Deformaciones y fuerzas externas en nodos. 64
Tabla 45.- Presión estática promedio por cojinetes de descanso del eje 66
Tabla 46.- Presión dinámica promedio por cojinetes de descanso del eje ... 67
Tabla 47.- Reacciones en línea F(z), [kg], elevando cada cojinete 1 mm. 70
Tabla 48.- Coeficientes de influencia, [kg/mm]. 70
Tabla 49.- Reacciones con desgaste de 3.12 mm del cojinete de popa 72
Tabla 50.- Coeficientes de influencia, 1era solución, desgaste de túnel pp.. 73
Tabla 51.- Reacciones aceptables, desgaste de túnel pp..... 74
Tabla 52.- Reacciones con desgaste de 1.6 mm del cojinete de proa..... 75
Tabla 53.- Coeficientes de influencia, 1era solución, desgaste de túnel pr. . 76
Tabla 54.- Reacciones con desgaste de cojinetes de túnel proa y popa. 76
Tabla 55.- Deformaciones en los extremos del eje de cola 78
Tabla 56.- Deformaciones en los extremos del eje intermedio 79
Tabla 57.- Deformación del contraeje en el acople con el intermedio..... 79

Tabla 58.- Reacciones del sistema desacoplado 79
Tabla 59.- Deformaciones resultantes para alineamiento 82
Tabla 60.- Reacciones del sistema alineado 82
Tabla 61.- Resumen de Reacciones, [kg]. 83
Tabla 62.- Resumen estructural de sala de maquinas 86
Tabla 63.- Resumen de esfuerzos máximos para el modelo 98
Tabla 64.- Esfuerzos máximos de la estructura desgastada. 100
Tabla 65.- Reacciones para la 1era Propuesta de Rediseño. 106
Tabla 66.- Reacciones para la 2da propuesta de rediseño, [kg] 109
Tabla 67.- Deflexiones angulares de la 2da Propuesta de rediseño. 110
Tabla 68.- Esfuerzos después de instalar nuevos amarres estructurales ... 113

INTRODUCCION

Comúnmente el diseño de sistemas propulsores en embarcaciones de nuestro medio es llevado a cabo únicamente seleccionando una hélice que absorba la potencia del motor principal. Sin embargo, en la operación del sistema pueden producirse problemas tales como vibraciones y sobrecarga de algún cojinete de descanso. La detección de estos problemas, si es realizada en la etapa de diseño, evitaría dificultades en la operación del sistema propulsor, pero esta detección requiere cálculos complejos que muchas veces evitan su desarrollo.

En el caso del BAE Guayas de la Armada del Ecuador, después de 25 años de uso del motor principal, este no podía girar a más de 1400 rpm, (con máxima de 1800), después de lo cual empezaba a vibrar excesivamente. Se realizó entonces el proyecto de Rediseño de la Línea Propulsora, que pretendía además de alcanzar una cierta velocidad, evitar los problemas de calentamiento y daños continuos en ciertas chumaceras. Un estudio del sistema propulsor inicial fue realizado para comprobar los problemas existentes, incluyendo estimaciones de potencia, análisis de vibración torsional y vibración lateral libre.

El objetivo general es desarrollar los cálculos propulsivos considerando únicamente la hélice, de vibración torsional y lateral, forzados, y, de

alineamiento para el rediseño del sistema propulsor del BAE Guayas. Los objetivos específicos que se persiguen son:

- Complementar el estudio propulsivo del sistema original del BAE Guayas considerando únicamente la hélice y estimar las características del nuevo sistema para alcanzar la velocidad requerida.
- Desarrollar el análisis de respuesta forzada en vibración lateral, teniendo al descentramiento del empuje como excitador.
- Complementar el análisis de vibración torsional forzado con excitación de la hélice, y separadamente con excitación del motor.
- Desarrollar los cálculos de alineamiento de la línea propulsora del BAE Guayas, para investigar la posibilidad de sobrecarga de algún cojinete de descanso, y resolver los problemas de la línea propulsora
- Desarrollar el análisis estructural para las bases de maquinas

El desarrollo de este trabajo servirá de guía para la aplicación de herramientas poco comunes en el medio para el diseño de sistemas propulsores, como son los análisis de vibración y los cálculos de alineamiento. El abordar problemas complejos como los tratados aquí darán más confianza al desarrollo de futuros proyectos relacionados en el medio naval que incluyan mayores potencias instaladas.

El uso del método de elementos finitos para el análisis de vibración y cálculos de alineamiento en la etapa de diseño de sistemas propulsores, asegura la predicción de operación confiable y eficiente de los mismos.

CAPITULO 1

ANALISIS PROPULSIVO DEL SISTEMA

CONSIDERANDO EXCLUSIVAMENTE LA HÈLICE

1.1 DESCRIPCIÒN DEL BAE GUAYAS.-

El buque Escuela Guayas, insignia de la Armada del Ecuador, es una embarcación de construcción española. Los Astilleros y Talleres Celaya de Bilbao-España, usando el diseño de SENER 1975, construyeron el casco de la embarcación. Desde el inicio de su navegación, el ahora BAE Guayas, no ha recibido modificaciones a sus instalaciones. A la fecha del proyecto, y habiendo transcurrido alrededor de 27 años de vida útil, los problemas a bordo venían presentándose continuamente en varias áreas, tales como circuitos generales, motor principal, línea de ejes, y, algunos elementos estructurales.

El motivo principal para implementar cambios en la embarcación fue el mal estado del motor principal, que condujo al Rediseño de la Línea Propulsora del Buque Escuela Guayas. El análisis propulsivo del sistema original fue realizado a fin de comprobar la necesidad de cambio de dicho motor principal, en base a la siguiente información que a continuación se presenta:

- Características Principales.
- Plano de Líneas de Formas.
- Plano de Distribución General
- Plano y Descripción del Sistema Propulsor.
- Condiciones de Carga.
- Datos Hidrostáticos.

Características Principales.- La tabla a continuación presenta las características principales de la embarcación:

CARACTERISTICAS PRINCIPALES	
ESLORA MAXIMA	78,40 m
ESLORA EN CUBIERTA ALTA	62,40 m
ESLORA ENTRE PERPENDICULARES	46,10 m
MANGA MAXIMA	10,60 m
MANGA EN SECCION MAESTRA	10,16 m
PUNTAL EN CUBIERTA PRINCIPAL	6,60 m
PUNTAL EN CUBIERTA BAJA	4,40 m
CALADO MAXIMO	4,40 m

Tabla 1.- Características Principales de la embarcación analizada.

Plano de Líneas de Formas.- Se presenta el plano de líneas de formas en la figura siguiente. Este plano fue generado a partir de planos anteriores

proporcionados por el armador, cuyas referencias de diseño y construcción respectivamente son: SENER: 442-00-24-B(1); y, CELAYA: 69903-0152(5)-100(1).

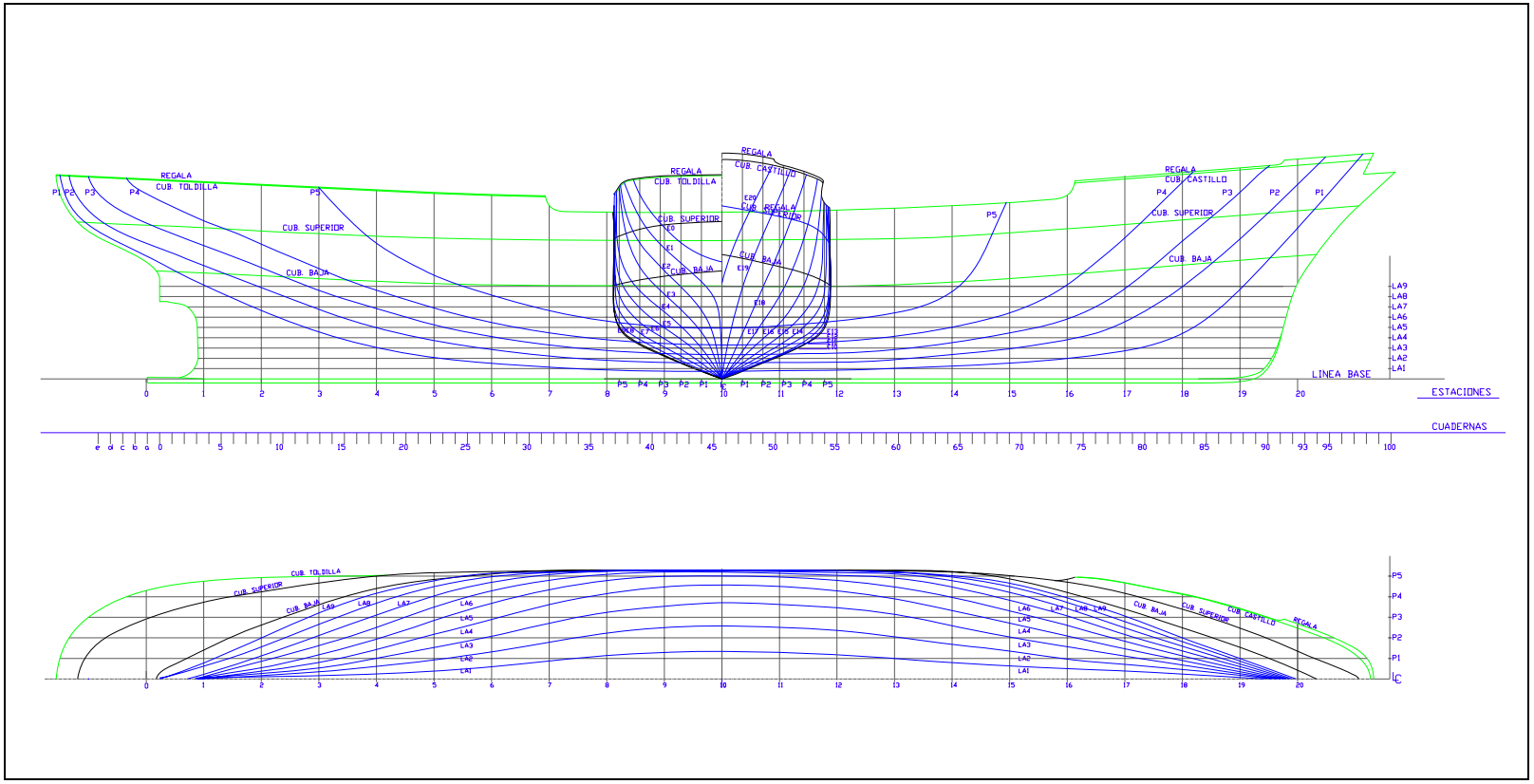

Fig. 1.- Plano de Líneas de Formas.

Plano de Distribución General.- Se presenta a continuación el plano de distribución general original. Los cambios realizados en áreas no relacionadas al sistema propulsor no se incluyen. De igual manera, este plano fue generado a partir de las siguientes referencias: SENER: 442-P-01-A; y, CELAYA: 69903-0007-100-2.

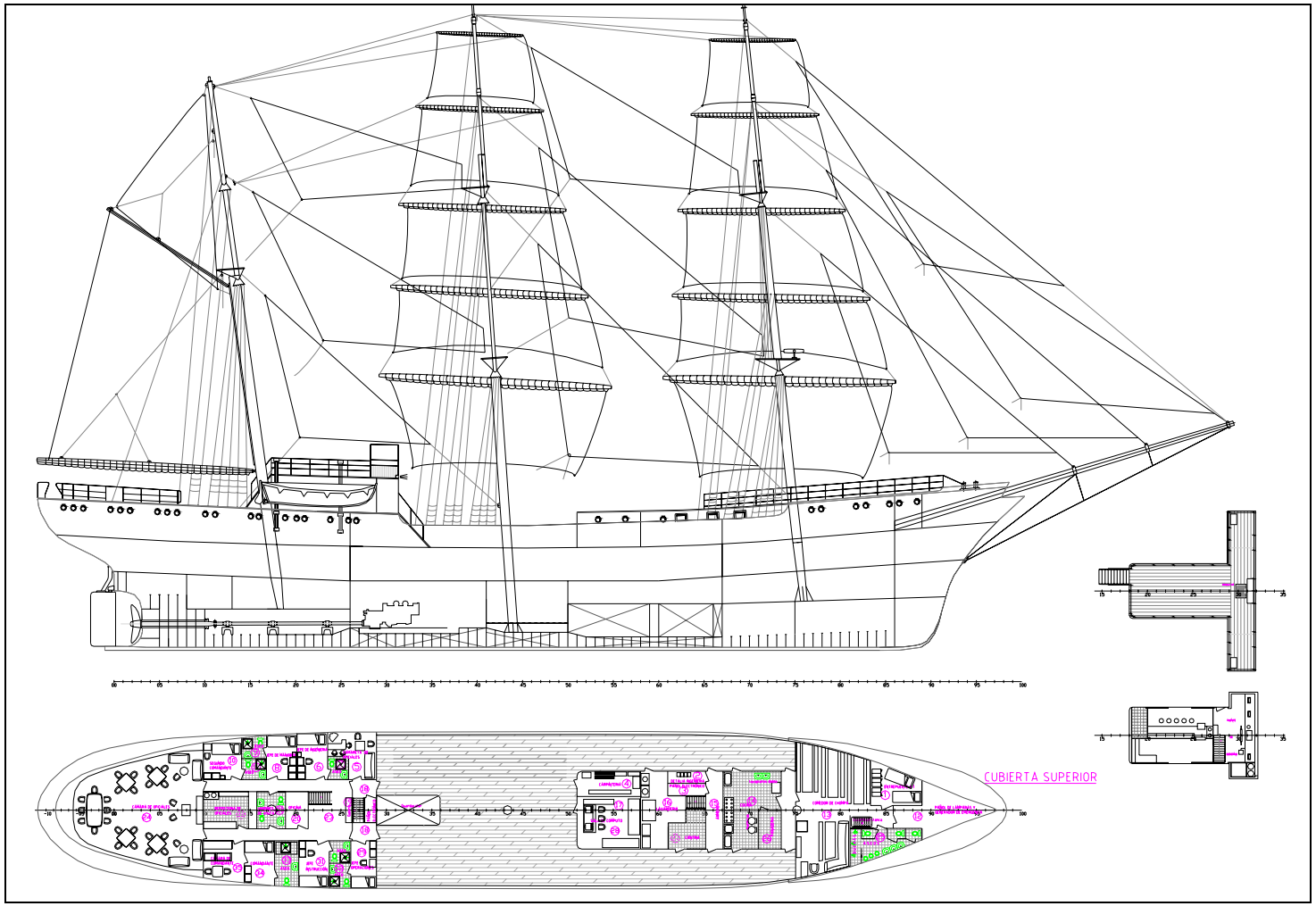

Fig. 2.- Perfil y Cubierta superior.

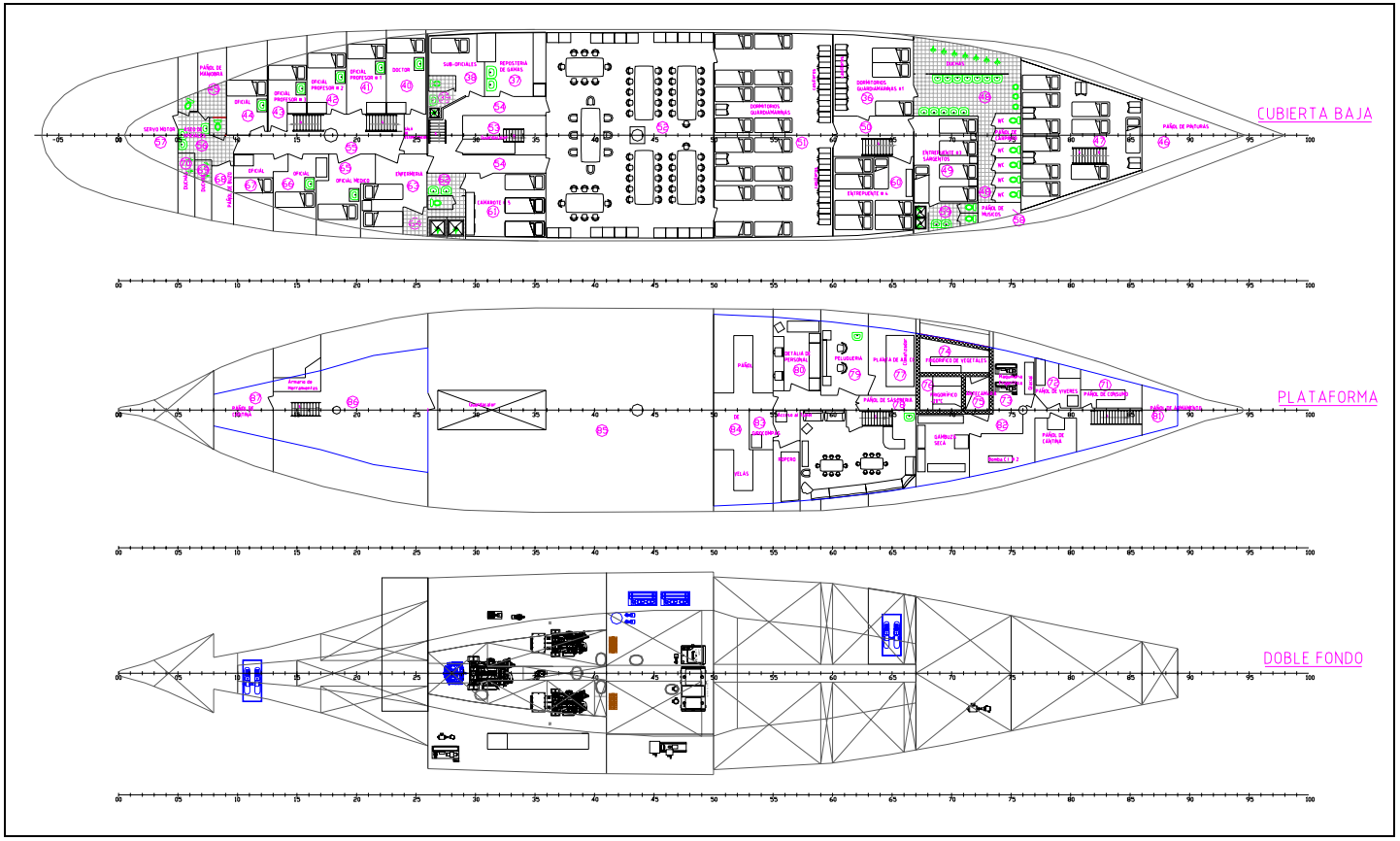

Fig. 3.- Cubiertas bajas y doble fondo.

Plano y descripción del Sistema Propulsor.- El sistema propulsor consta de una sola línea de ejes de tres tramos: contraeje, eje intermedio y eje de cola. El motor principal era un General Motor 12V-149, 675 SHP@1800 rpm. El diámetro del contraeje y del intermedio es de 140 mm, y, del eje de cola, 180 mm. El sistema posee tres chumaceras intermedias antes de entrar al túnel de popa. El eje de cola está encamisado, con un espesor de 14 mm. A continuación se presenta una tabla con las principales características del sistema propulsor original:

No PIEZAS	DENOMINACION	MARCA	MATERIAL	REFERENCIA
12	TORNILLO AJUSTADO	**12**	F-622 NORMA (UNE 36-082)	69903 – 2101 -111
1	TORNILLO AJUSTADO	**11**	F-622 NORMA (UNE 36-082)	69903 – 2101 -110
1	HELICE, Z=2, D=2.45m, P/D=0.61, DAR=0.38	**10**	Br-Mn NORMA (UNE 37-103)	69903 – 2101 -109
1	PRENSA DE LA HELICE	**9**	Br-Mn NORMA (UNE 37-103)	69903 – 2101 -108
1	CAMISA	**8**	-	69903 – 2101 -107
1	EJE DE COLA	**7**	F-622 NORMA (UNE 36-082)	69903 – 2101 -106
1	EJE INTERMEDIO	**6**	F-622 NORMA (UNE 36-082)	69903 – 2101 -105
1	CONTRA EJE	**5**	F-622 NORMA (UNE 36-082)	69903 – 2101 -104
1	PASA MAMPARO	**4**	F-622 NORMA (UNE 36-082)	69903 – 2101 -103
1	PRENSA DEL PASA MAMPARO	**3**	NORMA (UNE 37-103)	69903 – 2101 -102
3	CHUMACERA DE RODILLOS, □150mm	**2**	COOPER SPLIT ROLLER BEARING	SKF B5 M174
1	FRENO	**1**	-	69903 – 2101 -101

Tabla 2.- Características del Sistema Propulsor original.

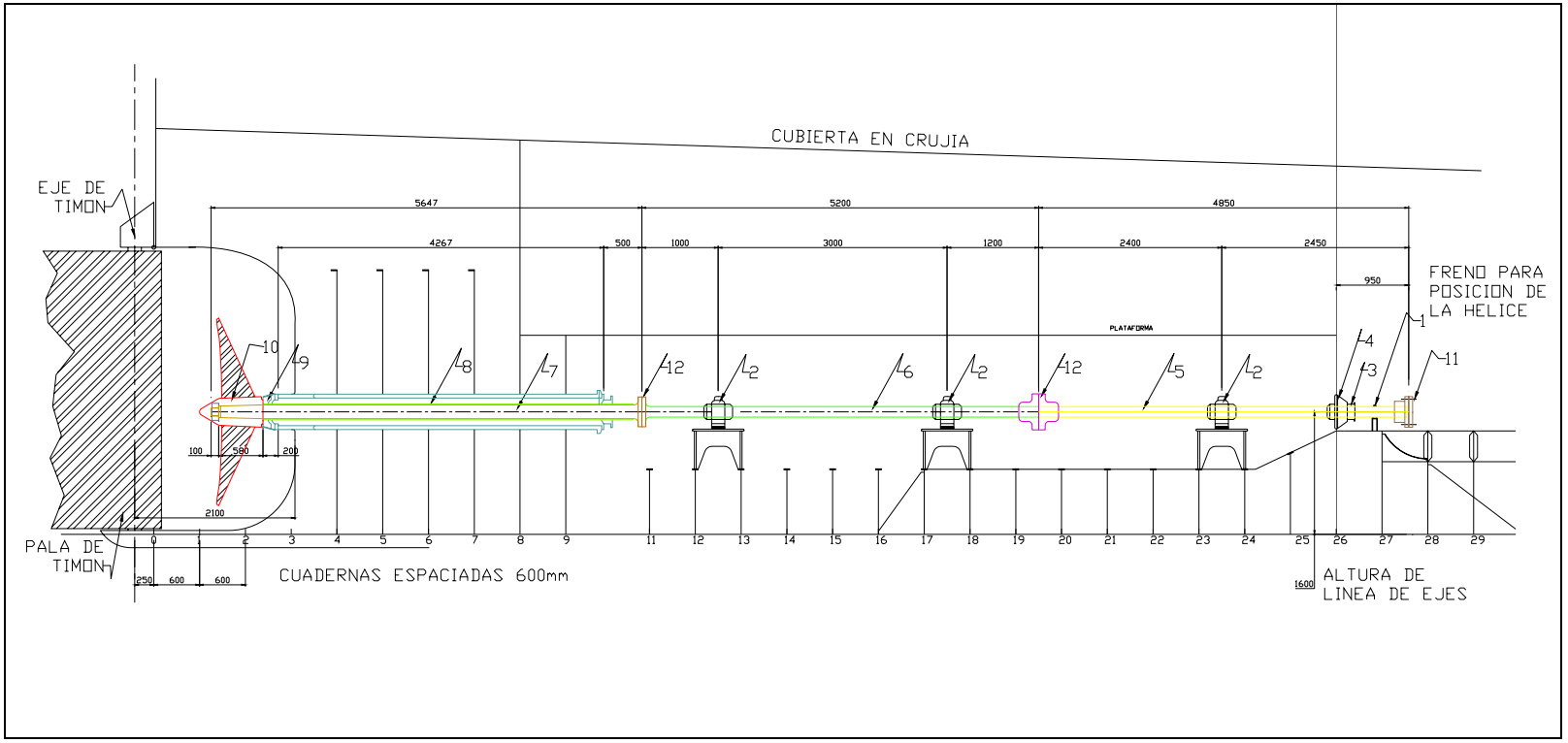

Fig. 4.- Plano del Sistema Propulsor.

Según reporte del armador, el sistema propulsor original, desde su puesta en marcha, se lo diseñó para que el buque alcance una velocidad de 10.5 kn con el motor girando a 1750 rpm, siendo su curva de velocidad original la siguiente:

V [nudos]	N_{MOTOR} [RPM]
5	900
8	1300
9.1	1500
9.7	1600
10,4	1750

Tabla 3.- Curva de velocidad original de la embarcación vs. Rpm

Sin embargo, mediciones posteriores realizadas por el armador, presentadas en [20], revelaron que la embarcación alcanzaba una velocidad máxima de 6.7 nudos con el motor girando a 1400 rpm únicamente.

Condiciones de Carga.- La embarcación analizada tenía su condición de máxima carga con un calado medio de 4.4 m y un asiento por popa de 0.6 m, correspondientes a 1165.8 Ton de desplazamiento. La condición ligera de la embarcación analizada, tenía un calado medio de 3.81 m y un asiento por Popa de 0.45 m, equivalentes a 914.11 Ton de desplazamiento. El cálculo propulsivo requería entonces los datos de la condición de carga completa, los cuales se presentan posteriormente.

Información Hidrostática.- Una vez generado el plano de líneas de formas, se ejecutó el módulo de cálculos hidrostáticos del programa SHCP, [22], obteniéndose principalmente para la condición de máxima carga los siguientes resultados:

DESPLAZAMIENTO MAXIMO	1165,80 Ton
CALADO MAXIMO	4,40 m
ESLORA TOTAL	78,40 m
ESLORA EN L.A.	54,50 m
ASIENTO (+ POR POPA)	0,60 m
LCG (+A PROA DE SM)	-1,07 m

Tabla 4.- Parámetros de máxima carga.

H	VOL	DESP	LCB	KB	SM	CP	CW	CIW
(m)	**(m^3)**	**(Ton)**	**(m)**		**(m^2)**			
0,50	17,00	17,50	-4,93	0,37	89,00	0,50	0,49	0,31
1,00	67,00	68,80	-3,07	0,70	182,00	0,49	0,49	0,30
1,50	153,00	156,50	-2,46	1,03	275,00	0,49	0,48	0,29
2,00	271,00	278,10	-2,10	1,36	359,00	0,49	0,52	0,33
2,50	417,00	427,70	-1,84	1,68	432,00	0,50	0,56	0,37
3,00	585,00	599,80	-1,62	1,99	501,00	0,52	0,61	0,43
3,50	771,00	790,20	-1,41	2,30	564,00	0,55	0,65	0,49
4,00	970,00	994,20	-1,22	2,60	626,00	0,57	0,69	0,54
4,40	**1137,00**	**1165,80**	**-1,07**	**2,83**	**675,00**	**0,58**	**0,72**	**0,58**
5,00	1402,00	1436,80	-0,87	3,19	750,00	0,61	0,76	0,63
6,00	1872,00	1918,80	-0,57	3,77	882,00	0,65	0,82	0,68

Tabla 5.- Cálculos Hidrostáticos, 1era parte, Asiento 0.60 m.

H	AW	LCF	TP1	CD/P	BML	BMT	KML	KMT	MT1
(m)	**(m^2)**	**(m)**	**(Ton/m)**	**(Ton/ft)**	**(m)**	**(m)**	**(m)**	**(m)**	**(Ton-m/m)**
0,50	66,00	-3,09	67,23	3,71	384,80	1,15	385,10	1,52	119,80
1,00	136,00	-2,22	139,24	5,52	201,90	2,62	202,60	3,31	247,70
1,50	206,00	-1,88	211,40	7,08	136,80	3,99	137,80	5,01	381,50
2,00	268,00	-1,54	274,37	7,55	106,90	4,45	108,20	5,80	529,90
2,50	316,00	-1,30	323,70	7,51	88,90	4,27	90,60	5,94	678,20
3,00	356,00	-0,97	365,35	6,33	77,40	3,97	79,40	5,96	827,70
3,50	387,00	-0,70	396,58	4,96	68,90	3,53	71,20	5,83	970,10
4,00	411,00	-0,44	421,36	3,31	62,50	3,11	65,10	5,71	1108,30
4,40	**428,00**	**-0,20**	**438,96**	**1,59**	**58,70**	**2,83**	**61,60**	**5,66**	**1220,90**
5,00	451,00	0,11	462,48	-0,93	54,70	2,46	57,90	5,65	1401,20
6,00	486,00	0,51	498,65	-4,54	51,30	1,99	55,10	5,76	1754,00

Tabla 6.- Cálculos Hidrostáticos, 2da parte, Asiento 0.60 m.

1.2 CÁLCULO PROPULSIVO DEL SISTEMA ORIGINAL

Los datos requeridos para aplicar el procedimiento de cálculo de Holtrop para estimar la Resistencia al Avance, [9], y, para evaluar los polinomios que desarrolló Oosterveld, [17], para evaluar las características de operación de hélices de la serie B de Wageningen se muestran en las tablas 7 y 8. Así:

DESCRIPCIÓN	VALOR
Lwl, Eslora en L.A, (m)	52,21
Bwl, Manga en L.A, (m)	10,59
T, Calado medio, (m)	4,40
Tpr, Calado de Proa, (m)	4,10
Tpp, Calado de Popa, (m)	4,70
Desplazamiento, (ton)	1165,80
Aw, Superficie mojada, (m^2)	675,00
Ax, Área de Sección media, (m^2)	34,70
Bt, Manga del Espejo sumergido, (m)	0,00
Tt, Calado del Espejo, (m)	0,00
At, Área de inmersión del Espejo, (m^2)	0,00
i_E, ½ Angulo de entrada, (°)	20
lcb, (+proa), (m)	-1,07
C_{WP}	0,77
C_{PV}	0,60
A_{BT}, Área transversal de bulbo de proa, (m^2)	0,00
Hb, (desde LB), Inmersión del bulbo de proa, (m)	0,00
Dt, Diámetro del Túnel de empuje de proa, (m)	0,00
lcb, (+proa), %Lwl	-2,05
Cx	0,74
Cb	0,48
Cstern, Coeficiente de Popa	-25
Área de apéndices, (m^2)	12.56
Velocidad del viento, nudos	6.00
Área transversal del casco sobre L.A., m^2	55.00
Centro de gravedad arriba de L.A., m	2.63
Área transversal de superestructura, m^2	10
Centro de gravedad arriba de L.A., m	3.50
Área longitudinal arriba de L.A., m^2	590.00

Tabla 7.- Datos de entrada de la embarcación para Holtrop, [9].

DESCRIPCION	VALOR
D, Diámetro de la hélice, (m)	2,45
P, Paso de la hélice, (m)	1,49
P/D	0,61
AE/AO	0,38
Z	2
# de hélices	1
Potencia al freno del motor, (BHP)	675
Revoluciones del motor, (RPM)	1800
Razón de reducción	7,0
Inmersión de la hélice, [m]	3,086
Distancia del casco a manzana de hélice, (m)	2,9
Angulo de inclinación, (°)	0

Tabla 8.- Datos de entrada del propulsor en Oosterveld, [17].

Al aplicar las ecuaciones de regresión de Holtrop, [9], para estimar la resistencia al avance de la embarcación a distintas velocidades, se utiliza la siguiente nomenclatura:

Vs: Velocidad de la embarcación, nudos;

Fr: Número de Fraude;

Re: Número de Reynolds;

Cf: Coeficiente de fricción;

$(1+k_1)$: Factor de forma;

Cr:: Coeficiente de resistencia residual;

Ct: Coeficiente de resistencia total;

Rf: Resistencia fricional, kg;

Rapp: Resistencia por apéndices, kg;

Rviento: Resistencia por acción del viento, kg;

Rw: Resistencia por formación de olas;

Ra: Resistencia por correlación, kg;

Rt: Resistencia total, kg; y,

EHP: Potencia efectiva, hp.

Los resultados de predicción de potencia se presentan en las tablas 9 y 10:

Vs [nudos]	Fr	Fni	Re	Cf	Cf (1+k_1)	Cr	Ct
4	0,0910	0,3221	1,1398E+08	0,0020	0,0024	0,0007	0,0031
5	0,1137	0,4008	1,4247E+08	0,0020	0,0023	0,0007	0,0030
6	0,1364	0,4785	1,7097E+08	0,0019	0,0023	0,0007	0,0029
7	0,1592	0,5548	1,9946E+08	0,0019	0,0022	0,0007	0,0029
8	0,1819	0,6296	2,2796E+08	0,0019	0,0022	0,0008	0,0030
9	0,2047	0,7028	2,5645E+08	0,0018	0,0021	0,0009	0,0031
10	0,2274	0,7742	2,8495E+08	0,0018	0,0021	0,0012	0,0033
11	0,2502	0,8437	3,1344E+08	0,0018	0,0021	0,0016	0,0037
12	0,2729	0,9112	3,4194E+08	0,0018	0,0021	0,0023	0,0044

Tabla 9.- Resultados de Resistencia al avance, 1era parte.

Vs [nudos]	Rf [Kg]	Rapp [Kg]	Rviento [Kg]	Rw [Kg]	Ra [Kg]	Rt [Kg]	EHP
4	357	8	156	0	95	616	17
5	540	12	187	0	148	887	30
6	759	17	220	2	214	1211	49
7	1011	23	256	13	291	1593	75
8	1296	29	295	60	380	2059	111
9	1614	36	336	192	481	2660	162
10	1965	44	381	496	593	3479	235
11	2347	52	428	1073	718	4618	343
12	2761	62	478	2228	854	6383	518

Tabla 10.- Resultados de Resistencia al avance, 2da parte.

El siguiente gráfico muestra la curva de potencia efectiva de la embarcación:

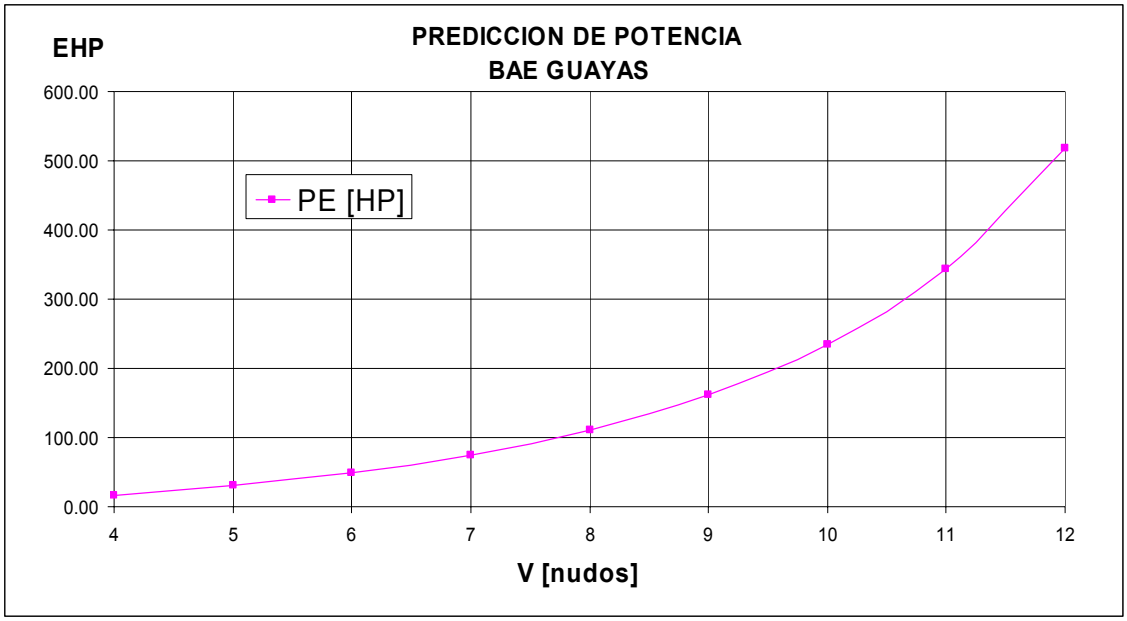

Fig. 5.- Potencia Efectiva, [hp].

Conjuntamente con los datos de la hélice, y asumiendo que esta pertenecía a la serie B-Wageningen, se usaron los polinomios de Oosterveld, [17], y, luego se calcularon los parámetros de propulsión y curvas de torque-velocidad de rotación del sistema original asumiendo una eficiencia del eje de 92%. Una vez más, utilizando la siguiente simbología:

ω: Factor de estela;

t: Deducción de empuje;

η_{RR}: Eficiencia relativa rotativa;

η_{CASCO}: Eficiencia del casco;

K_Q, K_T: Coeficientes de torque y empuje;

J: Coeficiente de avance;

Q_H: Torque absorbido por la hélice, kg-m;

η_O: Eficiencia del propulsor;

OPC: Coeficiente propulsivo;

N: Velocidad de rotación, rpm;

T: Empuje, kg;

THP: Potencia de empuje, hp;

DHP: Potencia entregada a la hélice, hp;

SHP: Potencia al eje, hp;

BHP: Potencia al freno

$K_T/(J^2s)$: Índice de cavitación de Holtrop, y,

$K_T/(J^2s)_B$: Índice de cavitación máximo recomendado.

Los resultados de este cálculo se muestran en las tablas 11, 12, y, 13:

V_S [nudos]	Rt [kg]	EHP	ω	t	η_{RR}	η_{CASCO}	K_Q	K_T	J	Q_H [kg-m]
4	887	30	0,110	0,173	102%	93%	0,0086	0,0782	0,4703	200
5	1211	49	0,110	0,173	102%	93%	0,0083	0,0750	0,4798	290
6	1593	75	0,109	0,173	102%	93%	0,0081	0,0729	0,4861	396
7	2059	111	0,109	0,173	102%	93%	0,0079	0,0716	0,4901	521
8	2660	162	0,109	0,173	102%	93%	0,0078	0,0711	0,4914	672
9	3479	235	0,108	0,173	102%	93%	0,0079	0,0719	0,4891	862
10	4618	343	0,108	0,173	102%	93%	0,0080	0,0741	0,4826	1116
11	6383	518	0,108	0,173	102%	93%	0,0083	0,0777	0,4719	1461
12	616	17	0,108	0,173	102%	93%	0,0088	0,0837	0,4544	1980

Tabla 11.- Resultados del cálculo de propulsión, 1era parte.

V_S [kn]	η_O	OPC	N_{HELICE} [RPM]	N_{MOTOR}	T [kg]	THP [HP]	DHP [HP]	SHP [HP]	BHP [HP]
4	68%	60%	95	668	744	18	26	28	29
5	69%	61%	117	818	1073	32	47	49	51
6	70%	62%	138	969	1463	53	76	80	82
7	71%	62%	160	1122	1926	81	115	121	125
8	71%	63%	183	1280	2488	120	169	178	184
9	71%	63%	207	1447	3214	174	246	258	266
10	71%	62%	233	1629	4205	254	358	377	388
11	70%	62%	262	1833	5582	370	527	555	572
12	69%	61%	297	2078	7714	559	810	852	879

Tabla 12.- Resultados del cálculo de propulsión, 2da parte.

V_S [kn]	$p_0+rgh-p_V$ kg/m^2	$1/2rV_A^2$ kg/m^2	σ_O	$K_T/(J^2s)$	$K_T/(J^2s)_B$
4	13367	175	76,30	0,0046	0,1026
5	13367	274	48,78	0,0067	0,1026
6	13367	395	33,84	0,0091	0,1026
7	13367	538	24,85	0,0120	0,1026
8	13367	703	19,01	0,0155	0,1026
9	13367	890	15,02	0,0200	0,1026
10	13367	1099	12,16	0,0262	0,1026
11	13367	1331	10,04	0,0348	0,1026
12	13367	1584	8,44	0,0480	0,1026

Tabla 13.- Estimación del nivel de cavitación para la hélice B2.38

Los resultados anteriores fueron obtenidos aplicando los cálculos de predicción de potencia, usando la referencia [9], los mismos que se compararon con la curva de velocidad original del buque, tabla 3. El siguiente grafico presenta la curva de velocidad de la embarcación versus las revoluciones del motor, manteniéndose la razón de reducción original de 7:1, así;

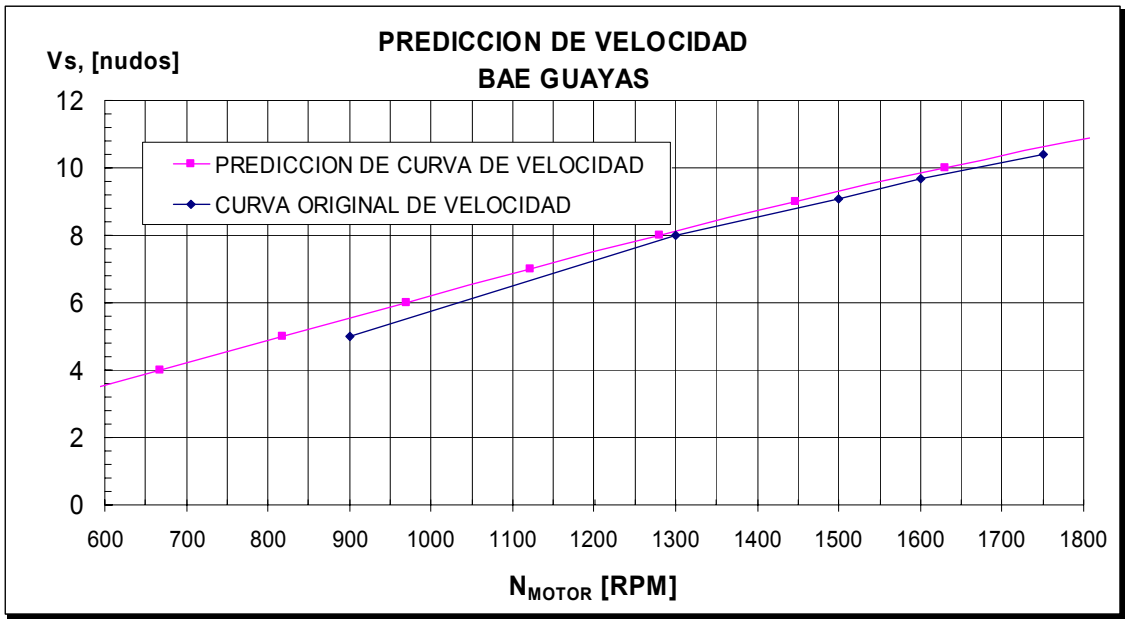

Fig. 6.- Curvas de Velocidad, original y estimada.

Por el gráfico anterior, se notó una diferencia de 4% respecto del valor de velocidad de la curva original. Mientras se calculó que a 1400 rpm la velocidad es de 8.7 nudos, en la última prueba se registró 6.7 nudos. En todo caso, la embarcación demostraba en primera instancia una deficiente operación del motor principal, llegando casi a los 7 nudos únicamente, girando a 1400 rpm.

1.3 NUEVOS REQUERIMIENTOS DEL ARMADOR

Básicamente, el nuevo requerimiento del armador era recuperar la curva original de velocidad de la embarcación en la condición de máxima carga. También, la velocidad de crucero debía alcanzar un valor entre 10.2 nudos y 10.5 nudos, a ¾ de la potencia instalada. Esto implicaba además, estimar el

nuevo paso de la hélice para ganar un poco más de velocidad que la lograda con el sistema original. Entre otras cosas, los nuevos requerimientos del armador incluían también:

MAQUINA PRINCIPAL	ESPECIFICACION
TIPO	MARINO
POTENCIA	860-1017SHP
VELOCIDAD DE ROTACION	1800 RPM
DISENO	8-12 CILINDROS, 4T
INYECCION	DIRECTA O MECANICA
ASPIRACION	TURBO O TURBO/POST ENFRIADO
ENFRIAMIENTO	INTERCAMBIADOR DE CALOR
SISTEMA ELECTRICO	24 VDC
MINIMO TIEMPO PARA OVERHAUL	8000 h

Tabla 14.- Requerimientos del nuevo motor a instalar.

REDUCTOR MARINO	ESPECIFICACION
REDUCCION	7:1
BOMBA HIDRAULICA	ESTANDAR
EMBRAGUE	ESTANDAR
CONTROL HIDRAULICO	DE PALANCA: AVANCE, PARADA Y CIANDO
COJINETE DE EMPUJE	INTERNO INCLUIDO
BRIDA DE REDUCTOR	ESTANDAR
BRIDA DE EJE	CONICA
BRIDA FLEXIBLE	ESTANDAR

Tabla 15.- Requerimientos del nuevo reductor a instalar

Entonces, el cumplir los requerimientos anteriores se resumía en la selección del motor y reductor a instalar, considerando las condiciones de operación señaladas.

1.4 SELECCIÓN DEL MOTOR, REDUCTOR Y HÉLICE PARA NUEVOS REQUERIMIENTOS

Considerando operar a ¾ de la potencia a instalar, de los catálogos del fabricante, [3], se eligió el motor CAT 3508B DITA, que entrega una potencia al freno de 1050 bhp, girando a 1800 rpm. De manera que ¾ de la potencia equivalen a 788 bhp, y según las tablas de predicción de potencia, 11 y 12, corresponden a una velocidad de 11.9 kn aproximadamente, esto es, asumiendo una eficiencia propulsiva de 0.50. Otros datos importantes del motor principal se presentan en las siguientes tablas:

CATERPILLAR 3508B DITA 8V	
MODELO	CAT 3508B
POTENCIA AL FRENO	1050bhp
DESCRIPCION	DITA (INYECCION DIRECTA Y POST ENFRIADO
NUMERO DE CILINDROS	8 V
DIAMETRO Y CARRERA	170mm x 190mm
DESPLAZAMIENTO	34,50L
RAZON DE COMPRESION	14,0 a 1
ROTACION	CCW FODE
ORDEN DE ENCENDIDO	1 2 7 3 4 5 6 8
ACEITE LUBRICANTE	234,7L
PESO (SECO)	6532kg

Tabla 16.- Especificaciones de la máquina seleccionada

N [RPM]	BHP	BSFC [hp-h]	CONSUMO [GPH]
1800	1050	0,340	50,90
1400	1023	0,326	47,50
1200	826	0,335	39,60
1000	384	0,362	19,80
700	205	0,398	11,60
650	185	0,404	10,70

Tabla 17.- Performance del Motor CAT 3508B DITA

El gráfico siguiente muestra las dimensiones del motor elegido.

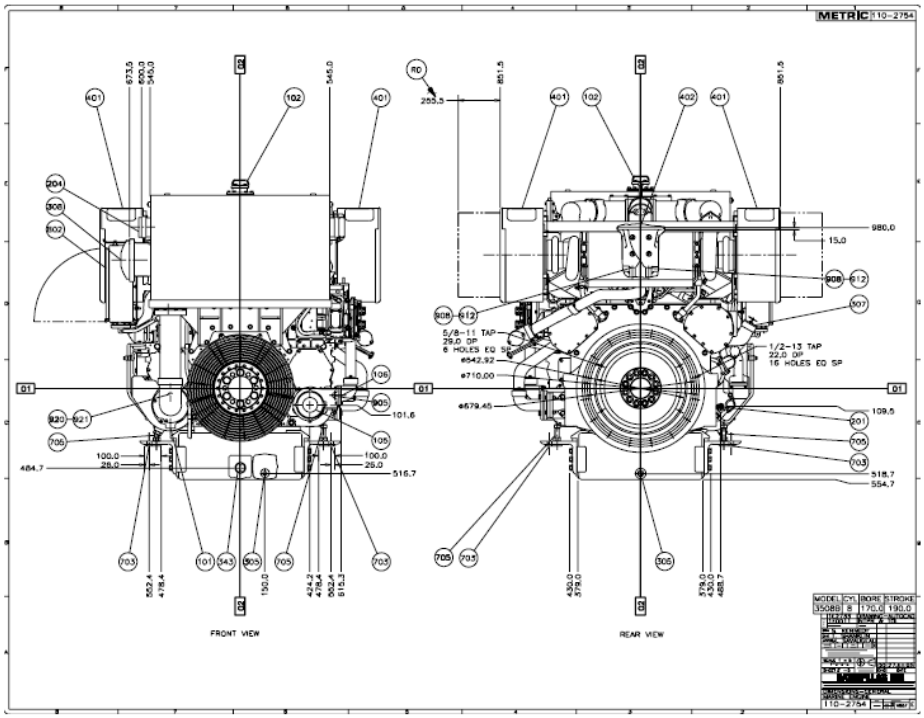

Fig. 7.- Esquema del motor seleccionado.

El reductor se mantuvo en igual razón de reducción 7:1, y para las especificaciones del motor elegido se escogió uno de marca TWIN DISC modelo MG-540, [21]. Otros datos del reductor se presentan a continuación:

TWIN DISC MARINE TRANSMISSION MG 540	
MODELO	MG-540 MARINE TRANSMISSION
POTENCIA DE ENTRADA	680hp-1600hp
CARCAZA	SAE No 0
INTERCAMBIADOR DE CALOR	K-486
ENTRADA NOMINAL	1800rpm

Tabla 18.- Especificaciones del reductor seleccionado.

Tomando los resultados del cálculo de propulsión obtenidos, véase las tablas 11 y 12, el comportamiento del conjunto motor-reductor-hélice reveló claramente la presencia de una hélice muy ligera, por lo que se sugirió modificar el paso de la misma, sin embargo el armador decidió no realizar cambios en la hélice de la embarcación. El sistema resultante tiene la siguiente forma de funcionamiento:

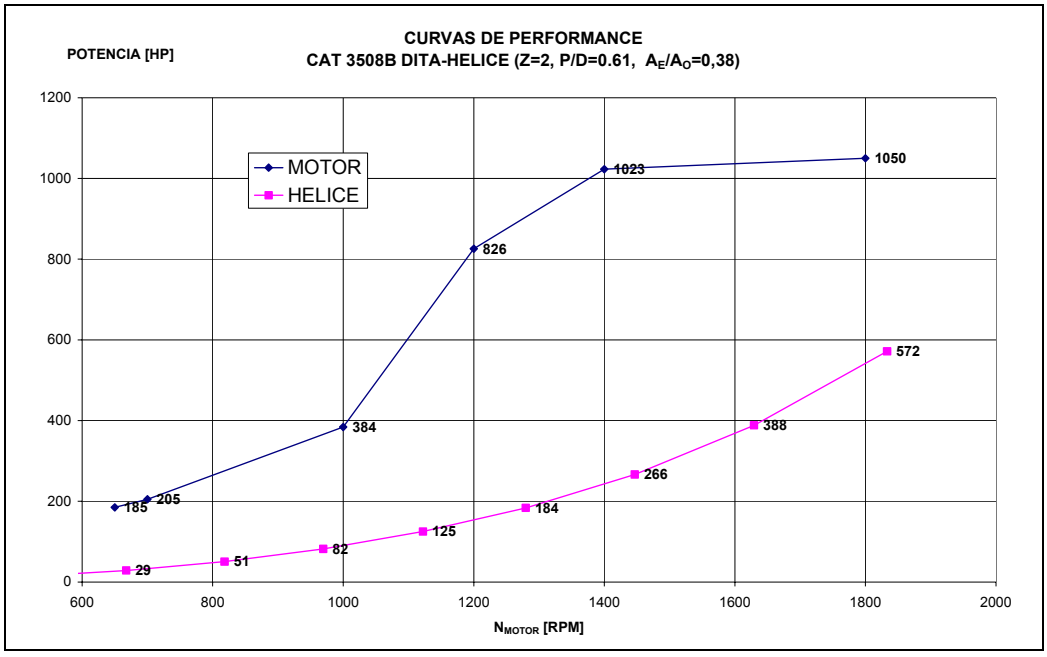

Fig. 8.- Potencia del Conjunto Motor y hélice.

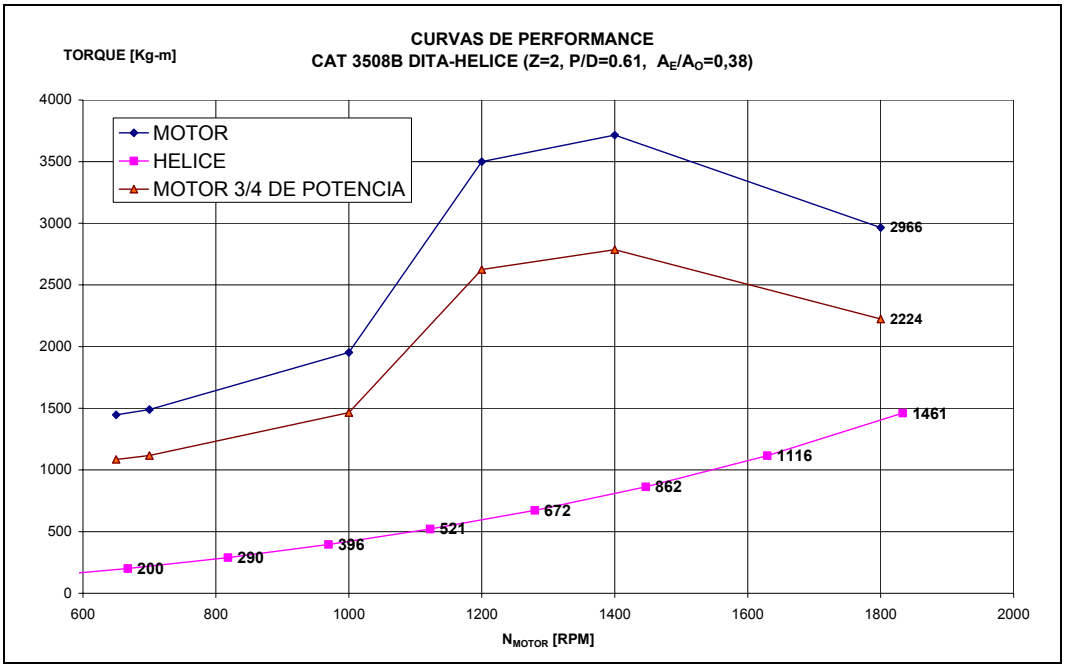

Fig. 9.- Torque del conjunto motor y hélice.

Los gráficos anteriores mostraron que la hélice actual, Z: 2, P/D: 0.61, A_E/A_O=0.38, operaba en condición ligera en la condición de máximo calado de la embarcación, inclusive considerando únicamente ¾ de la potencia del motor instalado.

CAPITULO 2

ANALISIS DE VIBRACIÓN LATERAL DEL BAE GUAYAS

2.1 ESTIMACIÓN DE MASA AÑADIDA Y AMORTIGUAMIENTO DE LA HÉLICE

Cuando un cuerpo rígido vibra en un fluido, se desarrollan fuerzas y momentos que se oponen a la velocidad y a la aceleración. Los coeficientes de estas fuerzas y momentos respecto de la velocidad y aceleración se denominan respectivamente masa añadida y coeficiente de amortiguamiento. La referencia [18] presenta un método para obtener dichos coeficientes en hélices de la serie B-Wageningen, a través de polinomios de regresión, los mismos que se implementaron usando una hoja electrónica. Un detalle para el cálculo de masa añadida y amortiguamiento se presenta en el anexo 01.

Ahora, definiendo ρ=104.48kg.seg^2/m^4, D, el diámetro del propulsor, y, n la frecuencia de rotación de la hélice en rad/seg, la tabla a continuación presenta la nomenclatura y dimensiones de los coeficientes en forma adimensional:

TIPO DE COEFICIENTE	COEFICIENTES			DIVISOR
Momento de Inercia de masa añadida	m_{44}	m_{55}	m_{65}	ρD^5
Acoplamiento de inercia	m_{41}	m_{52}	m_{62}	ρD^4
Masa añadida	m_{11}	m_{22}	m_{32}	ρD^3
Amortiguamiento rotacional	c_{44}	c_{55}	c_{65}	$\rho n D^5$
Acoplamiento de velocidad	c_{41}	c_{52}	c_{62}	$\rho n D^4$
Amortiguamiento lineal	c_{11}	c_{22}	c_{32}	$\rho n D^3$

Tabla 19.- Coeficientes hidrodinámicos dimensionales

Para el cálculo de estos coeficientes, los profesores Parsons y Vorus de la universidad de Michigan, [18], desarrollaron una ecuación de regresión que incluye ciertos parámetros geométricos de la hélice. Esta ecuación tiene la siguiente forma:

$$(m_{ij},c_{ij}) = C_1 + C_2\left(\frac{A_E}{A_0}\right) + C_3\left(P/D\right) + C_4\left(\frac{A_E}{A_0}\right)^2 + C_5\left(P/D\right)^2 + C_6\left(\frac{A_E}{A_0}\right)\left(P/D\right) \qquad (2.1)$$

Los coeficientes C_i para la ecuación de regresión anterior se presentan en [18] para hélices de 4, 5, 6 y 7 palas. La hélice de la embarcación analizada posee dos palas, razón P/D=0.61 y A_E/A_O=0.38, y, para este caso, se usarán las ecuaciones de regresión para Z=4 y A_E/A_O=0.76, manteniendo la misma

relación P/D, y los resultados en forma simplificada se dividirán para dos. Entonces, para una hélice Z=4, P/D=0.61 y A_E/A_O=0.76, los coeficientes hidrodinámicos adimensionales serán:

	CONSTANTE	A_E/A_O	P/D	$[A_E/A_O]^2$	$[P/D]^2$	$[A_E/A_O][P/D]$	
	C1	C2	C3	C4	C5	C6	COEF
				TORSIONAL/AXIAL			
m44	0,0030	-0,0081	-0,0041	0,0034	0,0004	0,0100	**0,000826**
m41	0,0012	0,0177	-0,0086	-0,0236	0,0094	-0,0261	**-0,008815**
m11	-0,0629	0,1798	-0,0587	0,1768	-0,0041	-0,1540	**0,044940**
c44	-0,0351	0,0820	0,0326	-0,0419	0,0061	-0,0372	**0,010343**
c41	0,1393	-0,4818	-0,1418	0,2771	-0,0094	0,1741	**-0,104132**
c11	0,3202	2,9375	-0,9081	-1,9719	0,5387	-0,6540	**0,992831**
				LATERAL: PARALELO			
m55	-0,0027	0,0062	0,0027	0,0077	-0,0007	-0,0040	**0,007344**
m52	-0,0020	-0,0047	0,0046	0,0079	-0,0045	0,0118	**0,003818**
m22	0,0177	-0,0597	-0,0188	0,0291	-0,0033	0,0736	**1,119861**
c55	-0,0064	0,2285	-0,0314	-0,1433	0,0251	-0,0495	**0,040065**
c52	-0,1169	0,3658	0,1008	-0,2133	0,0002	-0,1252	**0,050498**
c22	-0,3597	0,8754	0,2973	-0,4796	0,0140	-0,3373	**0,040323**
				LATERAL: PERPENDICULAR			
m65	0,0001	0,0036	-0,0004	-0,0036	0,0007	-0,0018	**-0,000071**
m62	-0,0017	0,0065	0,0019	-0,0041	0,0004	-0,0048	**-0,000041**
m32	-0,0099	0,0233	0,0109	-0,0114	-0,0007	-0,0157	**0,000313**
c65	0,0598	-0,1898	-0,0177	0,0824	0,0062	-0,0081	**-0,049127**
c62	0,0786	-0,1863	-0,0371	0,1105	0,0178	-0,0559	**-0,041059**
c32	0,1440	-0,3232	-0,0153	0,2499	0,0143	-0,2125	**-0,059902**

Tabla 20.- Coeficientes hidrodinámicos adimensionales para un propulsor con Z=4, P/D=0.61 y A_E/A_O=0.76

Finalmente, la estimación de masa añadida y coeficiente de amortiguamiento de la hélice, se define al multiplicar cada coeficiente por el respectivo factor mencionado en la tabla 19, esto es:

INERCIA AÑADIDA TORSIONAL	m44	0.00041283
AMORTIGUAMIENTO TORSIONAL	c44	0.00517148
ACOPLAMIENTO TORSIONAL	c41	-0.05206590
INERCIA AÑADIDA LATERAL	m55	0.00367209
MASA AÑADIDA LATERAL	m22	0.55993033
ACOPLAMIENTO LATERAL	c52	0.02524904
AMORTIGUAMIENTO LATERAL	c22	0.02016153

Tabla 21.- Coeficientes hidrodinámicos calculados para B2.38 y P/D=0.61

2.2 MODELADO Y CÁLCULO DE FRECUENCIAS NATURALES LATERALES DEL SISTEMA PROPULSOR.

Usando el programa SAP90 que aplica el método de Elementos Finitos, [24], se modeló el sistema propulsor basándose en el plano de la figura 4 y la tabla 2. El modelo requiere de la ubicación de los nodos, habiéndolos colocado de la siguiente forma:

ELEMENTO	ABCISA, m
ROSCA EJE COLA	0,000
HELICE	0,390
TUNEL POPA	0,880
TUNEL PROA	5,147
BRIDA DE ACOPLE 1	5,647
CHUMACERA 1	6,647
CHUMACERA 2	9,647
BRIDA DE ACOPLE 2	10,847
CHUMACERA 3	13,247
PASAMAMPARO	14,747
BRIDA REDUCTOR 1C	15,697
COJINETE DE EMPUJE	16.311

Tabla 22.- Posición longitudinal de los nodos e identificación de elementos.

Las propiedades por elemento se presentan a continuación:

n	ELEMENTO	D, m	A, m^2	J, m^4	I, m^4	w, kg/m	m, $kg,seg^2/m^2$
1	EJE DE COLA	0,180	0,0254	1,031E-04	5,153E-05	199,76	20,36
2	EJE INTERMEDIO	0,140	0,0154	3,771E-05	1,886E-05	120,84	12,32
3	CONTRAEJE	0,140	0,0154	3,771E-05	1,886E-05	120,84	12,32
4	BRIDA A	0,390	0,1195	2,271E-03	1,136E-03	937,75	95,59
5	BRIDA 1-2 B	0,250	0,0491	3,835E-04	1,917E-04	385,34	39,28
6	BRIDA 2-3 B	0,470	0,1735	4,791E-03	2,395E-03	1361,93	138,83
7	BRIDA 1-2 C	0,275	0,0594	5,615E-04	2,807E-04	466,26	47,53
8	BRIDA 2-3 C	0,400	0,1257	2,513E-03	1,257E-03	986,46	100,56

Tabla 23.- Propiedades de elementos para el modelo

El sistema a modelarse tiene la siguiente forma:

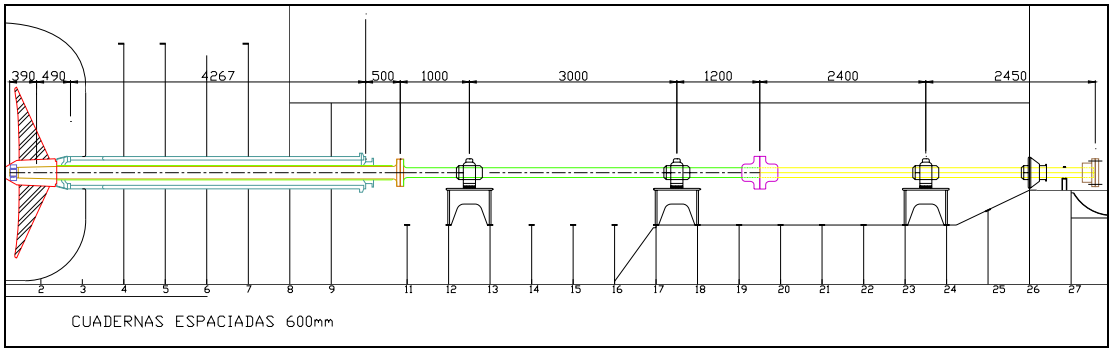

Fig. 10.- Detalle del sistema propulsor

Los resultados completos, obtenidos de la ejecución del programa de elementos finitos para el sistema propulsor analizado se incluyen en el anexo 2. Se presentan a continuación las frecuencias naturales en vibración lateral:

MODO DE VIBRACION	PERIODO [seg]	EIGEN VALOR	FRECUENCIA CIRCULAR [rad/seg^2]	FRECUENCIA NATURAL [CPM]
1	0,04061	2,3934E+04	154,71	1477,34
2	0,03826	2,6972E+04	164,23	1568,30
3	0,01910	1,0827E+05	329,04	3142,10
4	0,01402	2,0076E+05	448,06	4278,68

Tabla 24.- Frecuencias naturales en vibración lateral

Para verificar la existencia de alguna resonancia con excitación de la hélice, se tuvo que evaluar la siguiente expresión:

$$f_V = \frac{Z \cdot N}{R}$$

Donde f_V es la frecuencia natural en vibración lateral, Z, el número de palas, N, la velocidad de rotación del motor, y, R la razón de reducción. Entonces,

considerando la frecuencia natural más baja, la velocidad de rotación del motor a la cual el sistema entraría en resonancia sería:

$$1477.4\text{CPM} = \frac{2N}{7} \quad \Rightarrow \quad N = 5170\text{rpm}$$

Lo que indicaba una velocidad de rotación fuera del rango de giro del motor, considerando que 1800 rpm era el máximo. De esto se concluyó, que no se esperaban problemas de vibración lateral resonante. Sin embargo, para tener idea del nivel de esfuerzos por vibración lateral con excitación de la hélice, se desarrollaron los cálculos de respuesta forzada y esfuerzo normales alternativos.

2.3 ESTIMACIÓN DEL NIVEL DE EXCITACIÓN LATERAL DE LA HÉLICE PARA EL CÁLCULO DE RESPUESTA FORZADA.-

La excitación lateral de la hélice se calculó considerando el descentramiento del empuje producido con relación a la línea de ejes. Este valor de descentramiento viene dado en función del diámetro de la hélice, y multiplicado por el empuje, produce un momento lateral de excitación en el sistema. La relación del descentramiento, e/D, toma un valor de 0.047 para embarcaciones mono hélices, de acuerdo a lo recomendado por [4], de manera que, el momento de excitación a la respectiva frecuencia, será el empuje con un descentramiento de 0.047D

N_{MOTOR} [RPM]	w_{EXC}	Empuje [kg]	Momento de excitación [kg.m]
600	17.95	626.7	72.2
700	20.94	830.0	95.6
800	23.94	1049.2	120.8
900	26.93	1290.5	148.6
1000	29.92	1559.8	179.6
1100	32.91	1863.1	214.5
1200	35.90	2206.3	254.1
1300	38.90	2595.6	298.9
1400	41.89	3036.9	349.7
1500	44.88	3536.1	407.2
1600	47.87	4099.4	472.0
1700	50.86	4732.7	545.0
1800	53.86	5441.9	626.6

Tabla 25.- Momento de excitación lateral del sistema, D_{HELICE}=2.45 m.

2.4 CALCULO DE RESPUESTA FORZADA EN VIBRACIÓN LATERAL.-

Siguiendo las ecuaciones de movimiento para el caso analizado, se empezó utilizando la matriz rigidez K y la matriz masa M de un elemento viga, dadas en la referencia [2], y, la matriz de amortiguamiento C usando los coeficientes ya calculados en 2.1. Luego, se formó la matriz dinámica del sistema, dependiente de la frecuencia de excitación, e igualada al vector de excitación estimado en 2.3. Un resumen de estas ecuaciones se presenta a continuación:

$$[M]\{\ddot{\delta}\}+[C]\{\dot{\delta}\}+[K]\{\delta\}=\{F_{EXC}(t)\}$$

Si el vector solución {δ} y el vector de excitación $\{F_{EXC}\}$ se asumen de carácter armónico:

$$\{F_{EXC}\} = Re\left\{\bar{F}_{EXC}\right\}e^{i\omega t}$$

$$\{\delta(t)\} = Re\{\bar{\delta}\}e^{i\omega t}$$

Entonces, la matriz dinámica [D(ω)] que resulta al sustituir los vectores solución y de excitación en la ecuación de movimiento, y simplificarla, es la siguiente:

$$\left[-\omega^2[M] + i\omega[C] + [K]\right]\{\delta\} = \{\bar{F}_{EXC}\}$$
$$[D(\omega)].\{\bar{\delta}\} = \{\bar{F}_{EXC}\}$$

La amplitud de la respuesta se obtiene básicamente invirtiendo la matriz dinámica de elementos complejos, y multiplicándola por el vector de excitación, [13]. Los resultados incluirán las deflexiones verticales y rotaciones en los nodos que definen el sistema modelado, cada uno de ellos expresados en forma compleja:

$$\{\delta\} = [D(\omega)]^{-1}\{F_{EXC}\}$$

Por otra parte, habiendo multiplicado, [M] y [C], por su factor correspondiente ω^2 y ω, la matriz dinámica resulta de sumar la matriz masa, matriz rigidez y matriz de amortiguamiento de cada elemento de la partición, con las sumas de los demás elementos modelados. El detalle de las matrices rigidez y masa para un elemento viga se presentan en el anexo 3.

Finalmente, ejecutando el programa de cálculo de respuesta forzada, [13], se obtienen la amplitud compleja de respuesta, el momento flector, el esfuerzo alternativo normal de flexión y la reacción dinámica, para cada nodo y a distintas frecuencias y momentos de excitación descritos en 2.3. Todos los resultados en forma detallada se presentan en el anexo 4. A continuación se muestran los resultados para la frecuencia de excitación de 53.86 rad/seg, correspondiente a 1800 rpm de velocidad de giro del motor:

NODO		DESPLAZAMIENTO Z m	ROTACION Y
1	ROSCA	-4.939E-004+9.703E-004i	6.538E-004-1.254E-003i
2	HELICE	-2.509E-004+4.978E-004i	5.936E-004-1.168E-003i
3	TUNEL POPA	0	4.294E-004-8.565E-004i
4	TUNEL	3.088E-004-6.159E-004i	3.61E-005-7.2E-005i
5	TUNEL	2.01E-004-4.009E-004i	-1.494E-004+2.981E-004i
6	TUNEL PROA	0	-8.977E-005+1.79E-004i
7	BRIDA	-3.035E-005+6.053E-005i	-3.584E-005+7.148E-005i
8	CHUMACERA 1	0	4.982E-005-9.937E-005i
9	EJE INTERMEDIO	2.523E-005-5.033E-005i	9.045E-006-1.804E-005i
10	EJE INTERMEDIO	2.151E-005-4.291E-005i	-1.427E-005+2.846E-005i
11	CHUMACERA 2	0	-1.577E-005+3.145E-005i
12	BRIDA	-9.863E-006+1.967E-005i	-2.77E-006+5.526E-006i
13	CONTRAEJE	-5.746E-006+1.146E-005i	6.088E-006-1.214E-005i
14	CHUMACERA 3	0	4.085E-006-8.147E-006i
15	PASAMAMPARO	1.555E-006-3.102E-006i	-1.011E-006+2.017E-006i
16	BRIDA REDUCTOR	3.776E-007-7.532E-007i	-1.042E-006+2.079E-006i
17	RULIMAN 1	0	-3.698E-007+7.375E-007i
18	COJINETE	-3.002E-008+5.987E-008i	-1.918E-007+3.826E-007i
19	RULIMAN 2	0	1.849E-007-3.688E-007i

Tabla 26.- Amplitud de respuesta, ω_{exc}=53.86 rad/seg (N_{MOTOR}= 1800 rpm)

El perfil de las amplitudes de deformación es el siguiente:

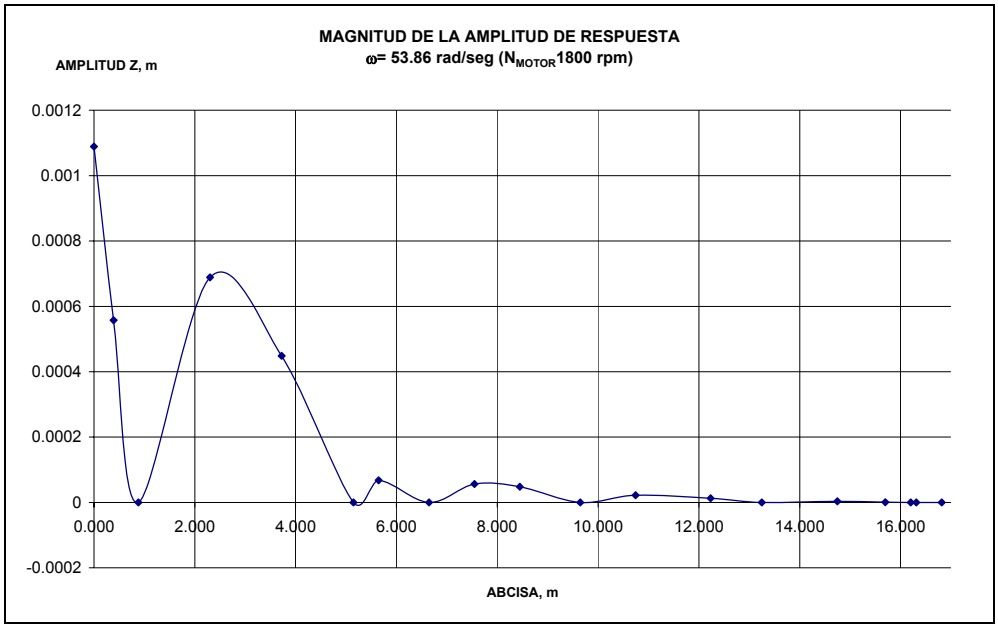

Fig. 11.- Magnitud de amplitud de respuesta, ω_{exc}=53.86 rad/seg (N_{MOTOR}= 1800 rpm)

El momento flector desarrollado en los elementos:

ELEMENTO	NODOS i-j	Mi Kg.m	Mj Kg.m
1	1-2	293.30	293.80
2	2-3	736.50	826.70
3	3-4	830.70	511.30
4	4-5	512.50	120.60
5	5-6	119.60	323.10
6	6-7	323.00	200.30
7	7-8	200.40	48.36
8	8-9	48.49	31.96
9	9-10	32.00	13.99
10	10-11	14.04	11.82
11	11-12	11.87	9.17
12	12-13	9.25	1.32
13	13-14	1.27	4.77
14	14-15	4.79	1.24
15	15-16	1.22	1.16
16	16-17	1.17	2.47
17	17-18	2.47	2.04
18	18-19	2.04	0.00

Tabla 27.- Magnitud del momento flector, kg.m, ω_{exc}=53.86 rad/seg (N_{MOTOR}= 1800 rpm)

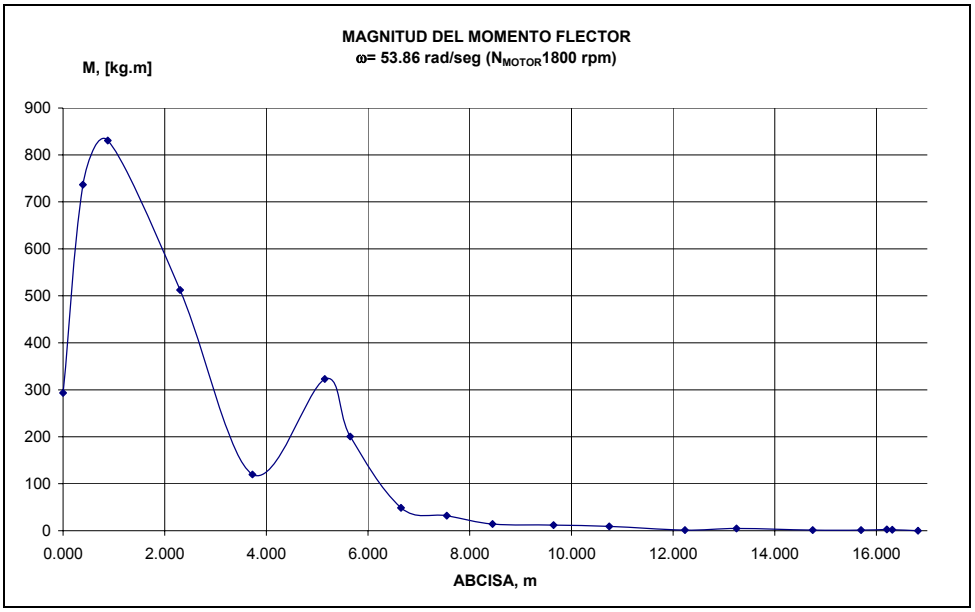

Fig. 12.- Momento flector, kg.m, ω_{exc}=53.86 rad/seg (N_{MOTOR}= 1800 rpm)

EL esfuerzo normal se calcula con la fórmula de la flexión:

$$\sigma = \frac{32M}{\pi D^3}$$

ELEMENTO	NODOS i-j	σi Kg/cm^2	σj Kg/cm^2
1	1-2	51.23	51.31
2	2-3	128.60	144.40
3	3-4	145.10	89.31
4	4-5	89.51	21.06
5	5-6	20.90	56.43
6	6-7	56.42	34.99
7	7-8	74.41	17.95
8	8-9	18.00	11.86
9	9-10	11.88	5.20
10	10-11	5.21	4.39
11	11-12	4.40	3.40
12	12-13	3.43	0.49
13	13-14	0.47	1.77
14	14-15	1.78	0.46
15	15-16	0.45	0.43
16	16-17	0.31	0.66
17	17-18	0.66	0.55
18	18-19	0.55	0.00

Tabla 28.- Magnitud del esfuerzo normal, kg/cm^2

Y, los valores de reacciones dinámicas en los soportes, por nodos son:

	NODO	REACCION DINAMICA kg
POPA TUNEL	3	404.10
PROA TUNEL	6	561.00
CHUMACERA 1	8	267.40
CHUMACERA 2	11	24.12
CHUMACERA 3	14	8.32
RULIMAN 1	17	6.61
RULIMAN 2	19	4.03

Tabla 29.- Magnitud de la reacción dinámica, kg.

A partir de los resultados, el máximo esfuerzo en el sistema, para 1800 rpm, es de 145 kg/cm^2 en el eje de cola, justo a proa de la hélice. Comparando este valor con la tensión admisible en flexión alternativa para el acero 1020, presentado en [19], 500 kg/cm^2, existe un considerable factor de seguridad.

La referencia [12] indica que se deben desarrollar cálculos de vibración lateral dentro del rango de velocidades de giro del motor. En este caso la resonancia no estaba dentro del rango de operación del motor, lo que explica el bajo nivel de esfuerzos presentes en el sistema.

CAPITULO 3

ANALISIS DE VIBRACION TORSIONAL

3.1 MODELADO Y CÁLCULO DE FRECUENCIAS NATURALES TORSIONALES DEL SISTEMA PROPULSOR.

El cálculo de frecuencias naturales del sistema analizado, se realizó usando los datos de inercias y rigideces, provistos por el fabricante del motor escogido, marca Caterpillar, modelo CAT3508B DITA 1050HP@1800 rpm, [3], y, del reductor escogido marca TWIN DISC, modelo MG540 7:1, [21], además de la información presentada en el plano del sistema propulsor. Se aplicó luego el método de Holtzer para calcular las frecuencias naturales. Debido a la presencia de una reducción, el modelo se refirió a las rpm del motor, siguiendo los lineamientos de la referencia [12]:

- Todas las propiedades, de masa, de rigidez y de amortiguamiento, más allá del engrane reductor serán multiplicadas por 1/R2 cuando el

sistema sea referido al extremo de mas alta revolución por minuto, siendo R la reducción.

- Torques aplicados son multiplicados por 1/R.
- En cambo, todos estos parámetros cambiarían al multiplicarse por R^2 y R, respectivamente, si el sistema es referido al extremo de más baja revolución por minuto.

A continuación se presentan los datos de inercias y rigideces para el motor CAT3508B DITA, notándose que se trata de un motor de 8 cilindros en V y con ciclo de 4 tiempos.

Torsional Vibration Data — Model 3508B — DM1279-00

Front Driven Equipment	J	Shaft Length	Minimum Shaft Diameter	Nominal Shaft Diameter
7N7057 Stub Shaft	.06	205.4	63.45	63.48
4N4106 Pulley	.062			
8N6564 Pulley	.128			

Visconic Damper Data	Lumped Mass J (If applicable)	Flywheel J	Housing J	Constant C	Rigidity K
8N7182 Damper		1.678	1.286	508.4	.367
8N0339 Damper		5.64	3.21	750	.4

Reduce first engine inertia by 2.125 when removing the 8N7182 damper before separated damper data is added.

Rear Driven Equipment	J	Shaft Length	Minimum Shaft Diameter	Nominal Shaft Diameter
7N5014 Flywheel Assembly	14.55			
7N7732 Flywheel Assembly	5.875			
5N2322 Stub Shaft	.141	275	126.97	126.99
7W0282 Clutch Group	7.07	656.7	85.2	88.89
Disengaged	6.34			

Tabla 30.- Datos de inercias de accesorios del motor CAT3508B, [3]

Degrees to firing when #1 fires	Engine	J	K	Minimum Diameter	Units
	Front Crank	3.069	11.637	135	
1L–90 1R–0	Throw #1	1.86	6.779	135	J = N•m•s²
2L–360 2R–270	Throw #2	1.178	6.779	135	K = MN•m/Radian
3L–540 3R–450	Throw #3	1.178	6.779	135	C= N•m•s/Radian
4L–630 4R–180	Throw #4	1.86	11.637	135	Lengths & Diameters = mm
	Rear Crank	.445			MNm = Mega Newton/Meter
	Total J	9.583			

Tabla 31.- Datos de masas de los cilindros del motor CAT3508B, [3]

En cuanto al reductor, este posee tres estaciones con piñones y engranes, los cuales conformaban la reducción final de 7:1, así:

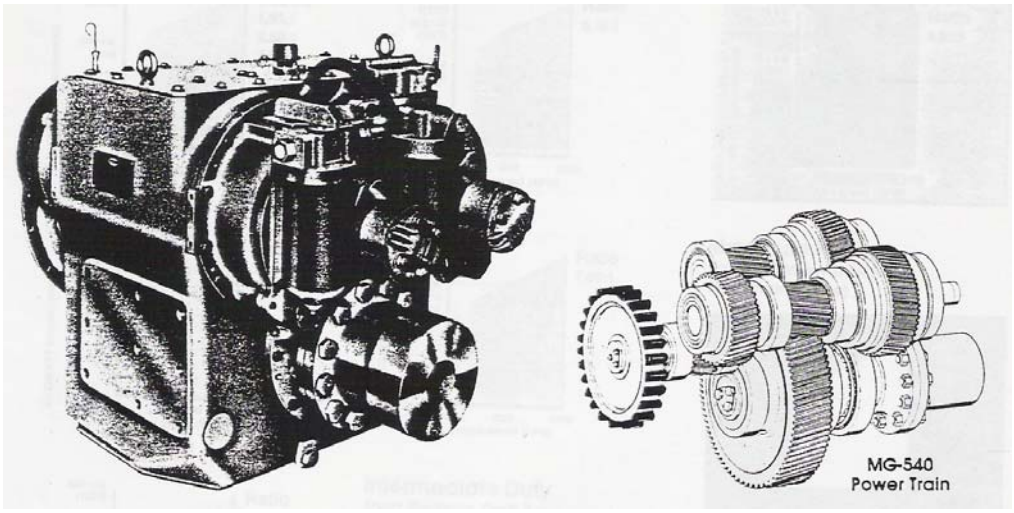

Fig. 13.- Estaciones del reductor MG 540, [21]

	PIÑÓN D, cm	ENGRANE D, cm	RED E/P
1era REDUCCION, n1	24	46	1,92
2da REDUCCION, n2	26	95	3,65
3ra REDUCCION, n3	-	-	7,00

Tabla 32.- Estaciones de reducción, [21]

Los datos de masa y rigidez, en estaciones y ejes dentro del reductor son:

	D, [m]	J, [Kg.m.seg^2]	K, [Kg.m/rad]
1ER PIÑON, J8P		0,00250937	
1ER ENGRANE, J8G		0,00250937	
1ER EJE	0.050		1,38E+05
2DO PIÑON, J9P		0,00250937	
2DO ENGRANE, J9G		0,03386498	
2DO EJE	0.052		1,64E+05
3ER PIÑON, J10P		0,03775795	
3ER ENGRANE, J10G		6,72991227	
3ER EJE	0.078		8,36E+05
BRIDA DE SALIDA		0.13006214	

Tabla 33.- Datos de inercias y rigideces del reductor TWIN DISC MG540, tomados de [21]

Y, finalmente, los datos correspondientes a la línea de ejes y hélice se detallan en la siguiente tabla:

	D, [m]	J [Kg.m.seg^2]	K [Kg.m/rad]
CONTRAEJE	0.180		6,3110E+04
BRIDA A	0.470	1,98477	
EJE INTERMEDIO	0.140		5,8862E+04
BRIDA B	0.390	0,17673	
EJE DE COLA	0.140		1,5079E+05
HELICE		20,7770	

Tabla 34.- Datos torsionales de la línea de ejes.

El valor de la inercia de masa de la hélice no considera la inercia añadida, estimada en el capítulo 2, por lo que se le adicionó el termino $m_{44}\rho D^5$ corregido, correspondiente a la mitad de la masa añadida para una hélice

B4.76 (debido a que el número de palas es 2). Entonces, el valor de M+Ma de la hélice Z=2, P/D=0.61 y A_E/A_O=0.38 corresponde a lo siguiente:

$$M + Ma = 20.777 + \frac{1}{2} m_{44} \rho D^5 ; [kg.m.seg^2]$$

$$M + Ma = 20.777 + \frac{1}{2} 0.000826 \left(\frac{1025}{9.81} \right) 2.45^5 ; [kg.m.seg^2]$$

$$M + Ma = 24.585 ; [kg.m.seg^2]$$

Nótese que la inercia añadida corresponde al 18% de la inercia seca de la hélice.

En resumen, el siguiente esquema muestra el sistema propulsor modelado con todas las estaciones y sus ejes, además se presenta el sistema final equivalente a fin de calcular las frecuencias naturales del sistema:

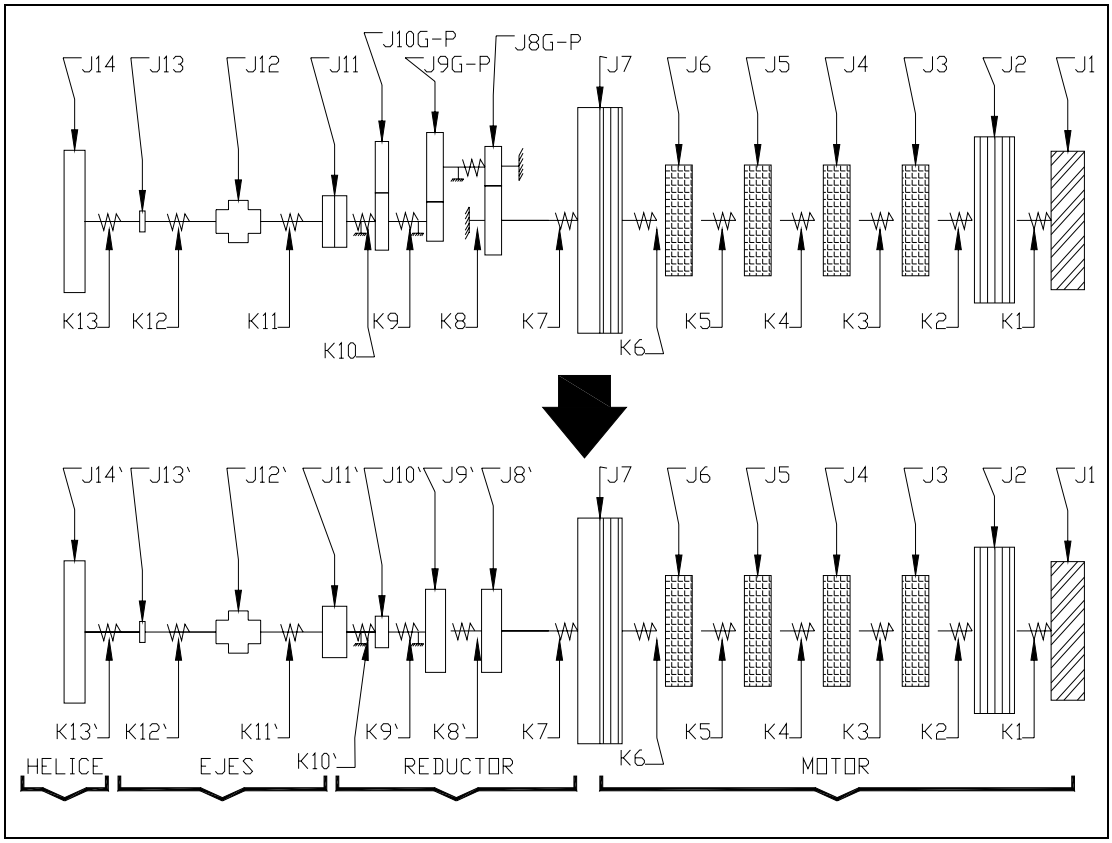

Fig. 14.- Modelado Torsional del sistema y equivalente en línea.

La siguiente tabla muestra los valores finales usados en el cálculo de frecuencias naturales torsionales:

J, [kg.m.seg^2]			K (kg m/rad)
CARCAZA DE DAMPER, J1	0,2168	**K1**	37448,98
FRONT+ACCE, J2	0,0963	**K2**	1187448,98
BANCADA 1, J3	0,1897	**K3**	691734,69
BANCADA 2, J4	0,1202	**K4**	691734,69
BANCADA 3, J5	0,1202	**K5**	691734,69
BANCADA 3, J6	0,1897	**K6**	1122448,98
REAR+ACCE+VOLANTE, J7	0,6448	**K7**	63021,20
1R, J8'=J8P+J8G/n1^2	0,0050	**K8`=K8/n1^2**	138142,09
2R, J9'=J9P/n1^2+J9G/(n1n2)^2	0,0117	**K9=K9/(n1n2)^2**	44694,61
3R, J10'=(J10P+J1G)/(n1n2)^2	0,1476	**K10=K10/(n1n2)^2**	17067,71
BRIDA RED+BRIDA EJE, J11'=J11/(n1n2)^2	0,0071	**K11=K11/(n1n2)^2**	1287,96
BRIDA A, J12'=J12/(n1n2)^2	0,0405	**K12=K12/(n1n2)^2**	1201,27
BRIDA B, J13'=J13/(n1n2)^2	0,00360	**K13=K13/(n1n2)^2**	3077,24
HELICE, J14'=J14/(n1n2)^2	0,50173		

Tabla 35.- Datos del sistema equivalente, n_1=1.92, n_2=3.65, n_1*n_2=7.

Los detalles del cálculo en vibración torsional libre se muestran en el anexo 5, los valores de las frecuencias naturales torsionales, en ciclos por minuto son:

MODO DE VIBRACION	FRECUENCIA NATURAL [CPM]
1	337,99
2	2128,20
3	3620,21
4	4233,28

Tabla 36.- Frecuencias naturales en vibración torsional

Los modos de vibración torsional para las frecuencias calculadas son:

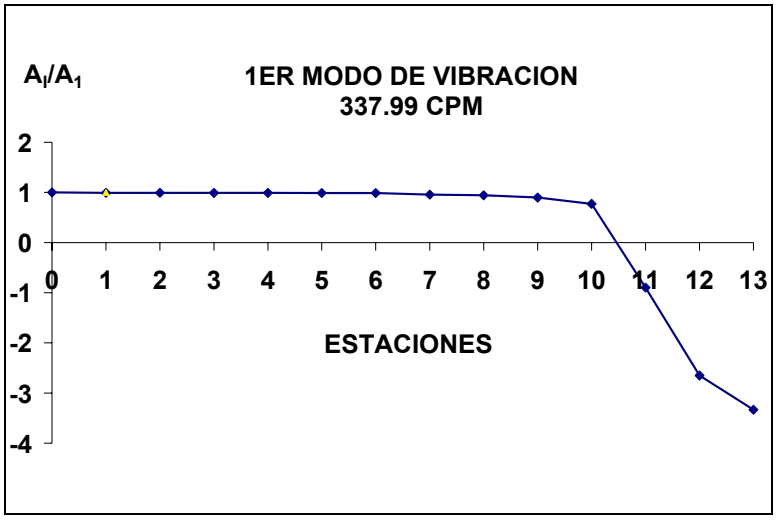

Fig. 15.- 1er Modo de vibración torsional.

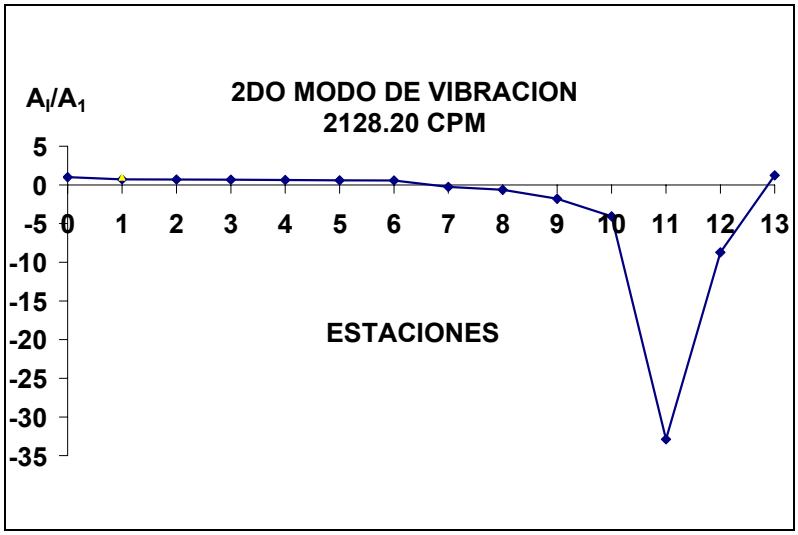

Fig. 16.- 2do Modo de vibración torsional.

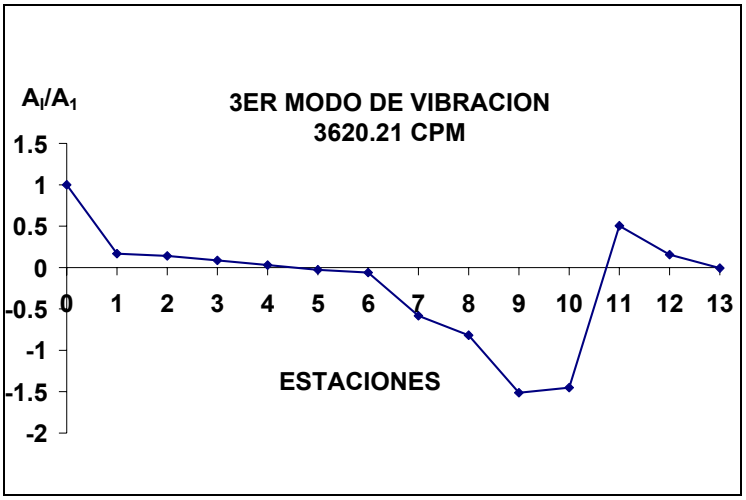

Fig. 17.- 3er Modo de vibración torsional.

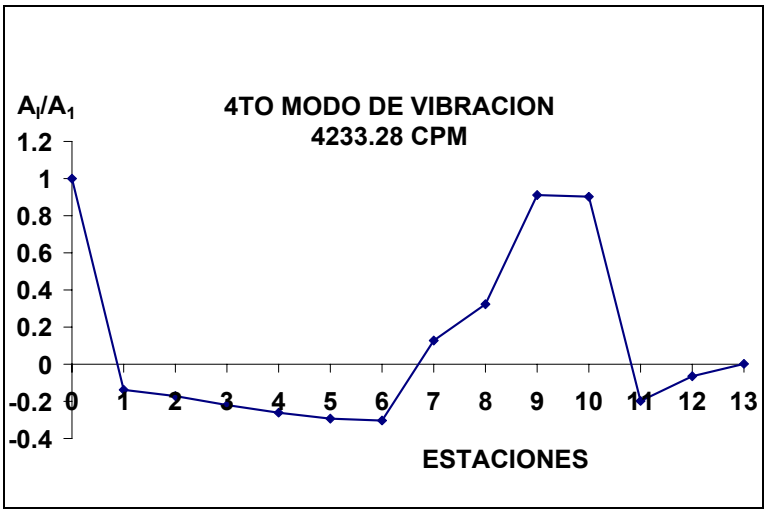

Fig. 18.- 4to Modo de vibración torsional

A continuación, las posibles resonancias serán verificadas. Primero, se considera la frecuencia de excitación de la hélice B2.38:

$$f_O = \frac{N_{MOTOR} Z}{R},$$

donde Z es el número de palas, N_{MOTOR} es la velocidad de rotación del motor, y, R la razón de reducción 7:1, y, tomando la frecuencia natural más baja se tiene que:

$$338\,\text{CPM} = \frac{N_{MOTOR}(2)}{7} \quad \Rightarrow \quad N_{MOTOR} = 338x\left(\frac{7}{2}\right) = 1183\,\text{rpm}$$

Por lo que se esperaba que a una velocidad de giro del motor de 1183 rpm no exista una amplitud de respuesta considerable al ser el sistema excitado por la hélice. Considerando las siguientes frecuencias naturales se obtienen velocidades de rotación superiores a 1800 rpm, que es la velocidad continua del motor.

Luego, considerando la resonancia producida por la frecuencia de excitación del crítico mayor del motor CAT3508B DITA, 8 cilindros, 4 tiempos, se evalúa la siguiente relación:

$$f_O = \frac{N_{MOTOR}\,\#\,\text{CILINDROS}}{2},$$

donde N_{MOTOR} es la velocidad de rotación del motor y #cilindros es igual a 8. Tomando las frecuencias naturales del modo 3 y 4 se tiene:

$$3620.21\text{CPM} = \frac{N_{1-MOTOR}(8)}{2} \Rightarrow N_{1-MOTOR} = 3620.21x\left(\frac{2}{8}\right) = 905.05\,\text{rpm}$$

$$4233.28\text{CPM} = \frac{N_{2-MOTOR}(8)}{2} \Rightarrow N_{2-MOTOR} = 4233.28x\left(\frac{2}{8}\right) = 1058.32\,\text{rpm}$$

Entonces, se espera que, a 905.05 rpm y a 1058.32 rpm, se presenten resonancias teniendo como excitación al critico mayor del motor. Las

siguientes frecuencias naturales entrarían en resonancia por encima de los 1800 que es la velocidad continua del motor.

3.2 CÁLCULO DE RESPUESTA FORZADA DE VIBRACIÓN TORSIONAL POR EXCITACIÓN DE LA HÉLICE.

La amplitud de excitación se aproxima como un porcentaje del torque absorbido por la hélice, según lo menciona la referencia [4]. De esta manera, para hélices de un número par de aspas, la amplitud del torque excitador se tomó como 10% de dicho torque. Así, para un rango de operación del motor desde 600 rpm a 1800 rpm, y, tomando los valores del torque absorbido por la hélice, calculados en el capítulo 1, la amplitud del torque excitador a la correspondiente frecuencia de excitación se presenta en la siguiente tabla:

N_{MOTOR} [rpm]	ω_{EXC} [rad/seg]	Q_{HELICE} [kg.m]	Q_{EXC} [kg.m]
600,00	17,95	168,32	16,83
700,00	20,94	213,11	21,31
800,00	23,94	268,30	26,83
900,00	26,93	333,90	33,39
1000,00	29,92	409,89	40,99
1100,00	32,91	496,28	49,63
1150.00	34.40	543.37	54.33
1200.00	35.90	593.07	59.30
1250.00	37.39	645.37	64.53
1300,00	38,90	700,27	70,03
1400,00	41,89	817,86	81,79
1500,00	44,88	945,86	94,59
1600,00	47,87	1084,25	108,42
1700,00	50,86	1233,04	123,30
1800,00	53,86	1392,23	139,22

Tabla 37.- Amplitud del torque excitador de la hélice.

A continuación se ejecutó el programa de cálculo de respuesta forzada de vibración torsional del sistema desarrollado por Marín, [14]. Los resultados detallados se presentan en el anexo 6; la tabla siguiente muestra el torque alternativo complejo calculado a velocidades de rotación cercanas a 1182.94 rpm, que produce una frecuencia de excitación correspondiente al primer modo de vibración torsional, 338 CPM:

	1150.00rpm	1182.94rpm	1200.00rpm	1250.00rpm
DAMPER	-0.0092-0.5093i	-0.0099-0.5128i	-0.0103-0.5147i	-0.0114-0.5207i
FRONT	-0.0085-0.5077i	-0.0092-0.5112i	-0.0096-0.5130i	-0.0106-0.5189i
B1	-0.0071-0.5046i	-0.0078-0.5079i	-0.0081-0.5096i	-0.0091-0.5151i
B2	-0.0063-0.5025i	-0.0069-0.5056i	-0.0072-0.5073i	-0.0081-0.5126i
B3	-0.0054-0.5003i	-0.0060-0.5033i	-0.0063-0.5049i	-0.0071-0.5100i
B4	-0.0040-0.4967i	-0.0046-0.4995i	-0.0048-0.5009i	-0.0056-0.5056i
REAR	0.0006-0.4841i	0.0003-0.4860i	0.0001-0.4871i	-0.0003-0.4904i
1R	0.0007-0.4840i	0.0003-0.4859i	0.0002-0.4869i	-0.0003-0.4902i
2R	0.0007-0.4836i	0.0004-0.4855i	0.0003-0.4865i	-0.0002-0.4897i
3R	0.0018-0.4768i	0.0015-0.4783i	0.0014-0.4791i	0.0010-0.4816i
BRIDA RED.	0.0019-0.4763i	0.0016-0.4777i	0.0014-0.4785i	0.0011-0.4810i
BRIDA 2	0.0021-0.4554i	0.0018-0.4555i	0.0017-0.4556i	0.0013-0.4560i
BRIDA 1	0.0021-0.4519i	0.0018-0.4518i	0.0017-0.4518i	0.0014-0.4519i
HELICE				

Tabla 38.- Torque alternativo entre estaciones, kg-m, excitación de la hélice

A partir del torque entre cada par de discos, se calcularán las amplitudes de los esfuerzos alternativos, siendo D los diámetros tomados de las referencias [3] y [21], usando la siguiente fórmula:

$$|\tau| = \frac{16.|Q|}{\pi D^3}$$

	D, mm	1150.00rpm	1182.94rpm	1200.00rpm	1250.00rpm
FRONT	**63.48**	1.011	1.018	1.022	1.033
B1	**135.00**	0.104	0.105	0.106	0.107
B2	**135.00**	0.104	0.105	0.105	0.106
B3	**135.00**	0.104	0.104	0.105	0.106
B4	**126.99**	0.124	0.124	0.125	0.126
REAR	**126.99**	0.120	0.121	0.121	0.122
1R	**100.00**	0.246	0.247	0.248	0.250
2R	**104.00**	0.219	0.220	0.220	0.222
3R	**156.00**	0.064	0.064	0.064	0.065
BRIDA RED	**140.00**	0.088	0.089	0.089	0.089
BRIDA 2	**140.00**	0.085	0.085	0.085	0.085
BRIDA 1	**180.00**	0.039	0.039	0.039	0.039
HELICE					

Tabla 39.- Esfuerzo alternativo cortante entre estaciones con excitación de la hélice, kg/cm^2.

Según los resultados, los esfuerzos cortantes alternativos presentan valores muy bajos, en general. Esto se debe a que la amplitud del torque excitador disminuye a velocidades de rotación bajas. El esfuerzo alternativo máximo a 1800 rpm es de 1.22 kg/cm^2 en el eje de conexión entre el amortiguador y la bancada frontal del motor. Se debería estimar el esfuerzo de fatiga del material debido a cargas aleatorias de vibración, mientras tanto, aún así se demuestra que no se esperan problemas mayores si se comparan los valores con el esfuerzo de fluencia del acero, 2535 kg/cm^2. Comúnmente, se debería prestar mucha atención a problemas donde la resonancia se

produzca cercana a la velocidad de rotación nominal del motor, con un rango moderado de ±20% alrededor de esta.

3.3 CÁLCULO DE RESPUESTA FORZADA DE VIBRACIÓN TORSIONAL POR EXCITACIÓN DEL MOTOR PRINCIPAL.

Una vez obtenida la velocidad de rotación para producirse resonancias con el crítico mayor del motor, orden 4 ó #cilindros/2, se va a desarrollar el cálculo de la respuesta forzada usando la referencia [14]. Se empleará el valor de la presión media indicada al freno, y a partir de ella, el esfuerzo tangencial usando los gráficos presentados en [16]. Cabe señalar que teniendo el orden de encendido del motor se puede obtener la amplitud compleja de dicho torque excitador por cada cilindro y con su respectivo desfase, pero, por tratarse del crítico mayor del motor no existe tal desfase y la magnitud del torque calculado se aplica como excitación a todos los cilindros sin desfase entre ellos. Así, el torque excitador viene dado por:

$$Q_{EXC} = T_K \frac{\pi B^2}{4} r ,$$

donde T_K es el esfuerzo tangencial del armónico k, B es el diámetro del cilindro, 170 mm, y, r es el radio del cigüeñal, 252 mm. Además, la presión media indicada al freno para el motor CAT32508B es calculada a partir de la siguiente fórmula:

$$PMI_{FRENO} = \frac{33000\left(BHP / \#CILINDROS\right)\eta_M}{L.A.N^*} ;[PSI],$$

donde L es la carrera del pistón en pies, 0.6233 pies, A, es el área del cilindro en pulgadas cuadradas, 35.182 $pulg^2$, y, N*, toma el valor de N/2 revoluciones por minuto en motores de 4 tiempos. Entonces, el torque excitador por cilindro es el siguiente:

N [RPM]	ω_{EXC} [rad/seg]	BHP	PMI_{FRENO} [PSI]	T_K, [kg/cm^2]	Q_{EXC} [kg.m]
1800	753.98	1050	219.44	2.129	121.38
1400	586.43	1023	274.88	2.471	140.88
1200	502.65	826	258.94	2.373	135.27
1050	439.82	495	177.16	1.868	106.51
1000	418.88	384	144.45	1.666	95.00
900	376.99	324	135.56	1.611	91.87
700	293.22	205	110.17	1.455	82.94
650	272.27	185	107.07	1.436	81.85

Tabla 40.- Amplitud del torque excitador por cilindro.

Usando una vez mas el programa de cálculo de respuesta forzada en vibración torsional, [14], se obtuvieron los valores del torque vibratorio complejo en el sistema a distintas velocidades de rotación. Se insistió en velocidades de rotación cercanas a las frecuencias de excitación del tercer y cuarto modo de vibración, esto es:

	700rpm	900rpm	1050rpm	1400rpm	1800rpm
FRONT	-63.84-4.55i	9.78+0.54i	-54.91-3.95i	-2.91-0.62i	-6.57+0.30i
B1	-110.11-4.25i	-93.42+0.60i	-52.56-3.26i	-99.94-0.67i	-168.36+0.43i
B2	-168.19-3.99i	-190.16+0.62i	-88.36-2.71i	-207.08-0.66i	-298.71+0.47i
B3	-223.74-3.68i	-282.20+0.62i	-121.19-2.07i	-301.84-0.60i	-399.54+0.46i
B4	-258.17-3.10i	-363.34+0.61i	-104.93-0.96i	-341.42-0.47i	-426.17+0.38i
REAR	-80.59-0.96i	-297.20+0.50i	323.87+2.95i	70.25+0.10i	35.00-0.03i
1R	-78.65-0.94i	-293.32+0.49i	322.21+2.94i	71.53+0.10i	37.00-0.03i
2R	-73.55-0.88i	-280.71+0.47i	313.05+2.85i	72.43+0.10i	39.90-0.04i
3R	11.44+0.14i	9.71-0.02i	-2.19-0.02i	1.51+0.00i	1.45+0.00i
BRI RED	15.13+0.19i	23.12-0.04i	-17.20-0.16i	-2.12+0.00i	-0.74+0.00i
BRI 2	-4.79-0.06i	-3.83+0.00i	1.95+0.02i	0.12+0.00i	0.02+0.00i
BRI 1	-5.33-0.07i	-4.60+0.01i	2.52+0.02i	0.20+0.00i	0.00-+0.45i
HELICE					

Tabla 41.- Torque alternativo entre estaciones con excitación del motor, kg.m.

Los esfuerzos cortantes alternativos considerando el diámetro de los ejes son:

	D, mm	700rpm	900rpm	1000rpm	1050rpm	1200rpm	1400rpm	1800rpm
FRONT	63.48	127.43	19.50	260.82	109.60	39.49	5.92	13.09
B1	135	22.81	19.34	2.48	10.90	16.98	20.69	34.85
B2	135	34.82	39.36	6.61	18.30	34.66	42.86	61.83
B3	135	46.32	58.42	15.02	25.09	50.82	62.48	82.71
B4	126.99	64.21	90.36	46.90	26.10	68.01	84.91	105.98
REAR	126.99	20.04	73.91	220.48	80.55	32.56	17.47	8.70
1R	100	40.06	149.39	447.98	164.11	66.93	36.43	18.85
2R	104	33.31	127.09	384.95	141.74	58.77	32.79	18.07
3R	156	1.54	1.30	1.62	0.29	0.14	0.20	0.20
BRI RED	140	2.81	4.29	9.79	3.19	0.97	0.39	0.14
BRI 2	140	0.89	0.71	1.25	0.36	0.08	0.02	0.00
BRI 1	180	0.47	0.40	0.74	0.22	0.05	0.02	0.04
HELICE								

Tabla 42.- Esfuerzo alternativo entre estaciones con excitación del motor kg/cm^2.

Se comprueba mediante la tabla anterior que cerca de 905.05 rpm y 1058.32 rpm los esfuerzos cortantes tienen su máximo debido a la resonancia. La figura siguiente muestra tal efecto en el reductor y en el cigüeñal:

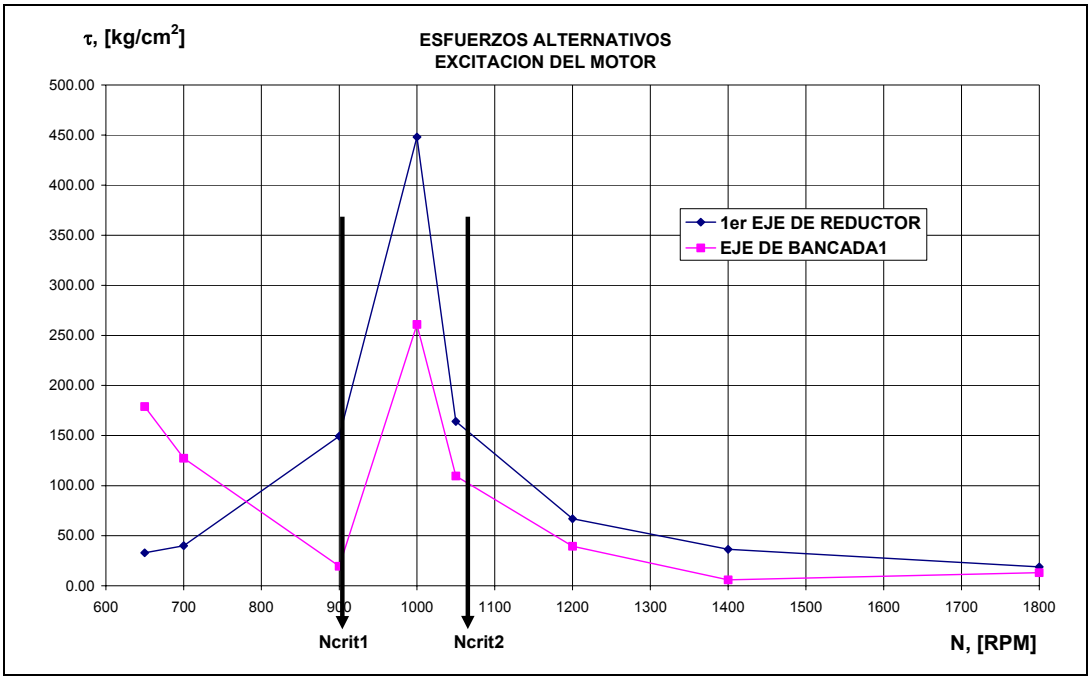

Fig. 19.- Esfuerzos alternativos máximos en el motor debido a resonancia, kg/cm^2

Luego, según la referencia [10], el esfuerzo alternativo en vibración torsional en los ejes no debe exceder el siguiente valor en servicio continuo:

$$\tau_c = \frac{\sigma_u + 160}{18} C_k C_d (3 - 2r^2) \text{ for } r < 0{,}9 \quad \text{N/mm}^2$$

$$\tau_c = \frac{\sigma_u + 160}{18} C_k C_d \, 1{,}38 \text{ for } 0{,}9 \le r \le 1{,}05 \quad \text{N/mm}^2 \,,$$

donde:

d: diámetro del eje considerado

r: Factor N/Ns o N/Nc

Cd: $0.35+0.93d^{-0.2}$

Ck: Contraejes 0.85; Ejes Intermedios 1; Ejes de cola 0.55

σ_U: Esfuerzo de tensión, 800N/mm^2 para ejes intermedios

600N/mm^2 para ejes de cola.

Entonces, el esfuerzo cortante en el eje de cola no debería exceder los siguientes valores según [10]:

N	r, N/Ns	τ_C N/mm^2	τ_C kg/cm^2
650	0.36	43.20	440.84
700	0.39	42.55	434.14
900	0.50	39.43	402.35
1000	0.56	37.58	383.47
1050	0.58	36.58	373.29
1200	0.67	33.30	339.76
1400	0.78	28.23	288.10
1800	1.00	21.77	222.10

Tabla 43.- Esfuerzos máximos permisibles en el eje de cola, [9]

Mientras los esfuerzos alternativos presentes en los ejes se muestran en la siguiente figura:

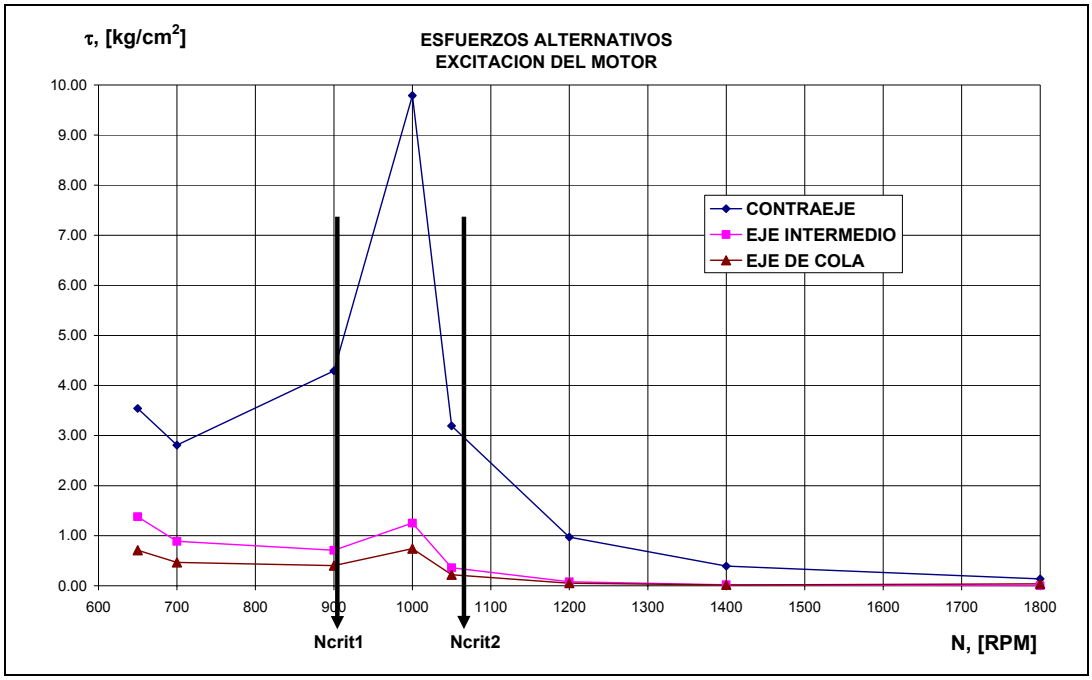

Fig. 20.- Esfuerzos alternativos máximos en ejes debido a resonancia, kg/cm^2

Según los resultados anteriores, no existirían problemas de vibración torsional en los ejes por excitación del motor en su crítico mayor. Los esfuerzos más altos se presentan en el cigüeñal y en el reductor, y, a 1800 rpm este valor es de 105.98 kg/cm^2. Como referencia, el fabricante del motor presenta límites de esfuerzos alternativos en vibración de 21 MPa en el cigüeñal o 214kg/cm^2.

Además, las situaciones de resonancia analizadas se producen a velocidades por las cuales el motor atraviesa muy rápidamente, alrededor de

1000 rpm, razón por la cual, a la velocidad continua de 1800 rpm se presentan valores bajos de esfuerzos alternativos cortantes.

3.4 DISCUSIÓN DE RESULTADOS.

El análisis de vibración torsional desarrollado, presenta separadas las respuestas de la excitación de la hélice con las respuestas de la excitación del motor. Esta decisión de cálculo viene dado porque las frecuencias de excitación son diferentes en ambos casos. Existen casos en los que amerita realizar cálculos superponiendo ambas excitaciones, lo que ocurre cuando en el diseño preliminar de sistemas propulsores, no se considera la relación existente entre el número de aspas de la hélice y el número de cilindros del motor.

En el caso analizado, la excitación de la hélice entra en resonancia con el primer modo de vibración torsional a 1182 rpm del motor. Por otro lado, la excitación del crítico mayor del motor entra en resonancia con el tercer y cuarto modo de vibración torsional, a 905 rpm y a 1058 rpm del motor respectivamente. Desde otro punto de vista, el rango de frecuencias de excitación de la hélice, de 600 rpm a 1800 rpm del motor, va desde 17.95 rad/seg hasta 53.86 rad/seg. Esto no ocurre con el rango de frecuencias de excitación del crítico mayor del motor, que así mismo desde 600 rpm a 1800

rpm, las frecuencias de excitación van de 272.27 rad/seg hasta 753.98 rad/seg.

La excitación de la hélice produce esfuerzos bajos por las frecuencias de excitación bajas. Sin embargo, los esfuerzos producidos por la excitación del motor son mayores porque las frecuencias de excitación son altas. Pero, cabe señalar que se evaluó la resonancia en el tercer y cuarto modo de vibración, debido a que no se tienen esas situaciones con velocidades de rotación dentro del rango de operación el motor.

CAPITULO 4

ANÁLISIS DEL ALINEAMIENTO DE LA LINEA PROPULSORA

4.1.- CÁLCULO DE REACCIONES EN LÍNEA Y COEFICIENTES DE INFLUENCIA

Reacciones en Línea.- La línea de ejes, con sus descansos y pesos, ya fue analizada mediante elementos finitos en el capítulo 2 para calcular las frecuencias naturales y modos de vibración lateral. El mismo modelo se va a usar ahora para el cálculo de reacciones a lo largo de la línea de ejes, pero en lugar de masas se incluyen los pesos presentes en el sistema. Se asume inicialmente que todos los descansos se encuentran en una misma línea recta, para luego, simulando situaciones reales, incluir el movimiento vertical causado por el desgaste en ciertos descansos a lo largo de la línea de ejes. Esto daría lugar al desalineamiento una vez que ciertos descansos salgan de

la línea recta y alterarán las reacciones que desarrollan los cojinetes. Entonces, en el cálculo con el sistema en línea, se obtienen como resultados el momento flector, la fuerza cortante, las fuerzas externas desconocidas en los descansos o reacciones, y, las deformaciones en los nodos. Un resumen de las principales características del modelo se presenta en las tablas 22 y 23, y, en la figura 10. Las deformaciones U(z), rotaciones R(y) y fuerzas externas F(z), calculados para cada nodo, se presentan a continuación:

	NODO	U(Z), m	R(Y), m	F(Z), kg
ROSCA EJE COLA	1	-0.000265	-3.25E-04	
HELICE	2	-0.000138	-3.23E-04	-932.50
ENTRADA TUNEL	3	0.000000	-2.01E-04	1625.94
	4	0.000047	-2.42E-05	
	6	-0.000008	1.06E-04	
	8	-0.000088	5.08E-05	
	10	-0.000085	-5.48E-05	
	11	-0.000052	-8.44E-05	
	12	-0.000014	-7.62E-05	
SALIDA TUNEL	13	0.000000	-5.36E-05	594.30
	14	0.000014	-1.38E-05	
	15	0.000015	-1.36E-05	
	16	0.000015	1.16E-05	
	17	0.000008	2.68E-05	
CHUMACERA 1	18	0.000000	3.88E-05	164.24
	19	-0.000019	3.77E-05	
	20	-0.000029	1.18E-06	
	21	-0.000019	-4.30E-05	
	22	0.000007	-6.70E-05	
	23	0.000034	-4.29E-05	
	24	0.000034	5.71E-05	
CHUMACERA 2	25	0.000000	1.80E-04	664.81
	26	-0.000115	2.98E-04	
	27	-0.000249	2.12E-04	
	28	-0.000285	2.04E-04	
	29	-0.000320	2.04E-04	
	30	-0.000354	1.94E-04	
	31	-0.000389	-3.51E-05	
	32	-0.000331	-2.09E-04	
	33	-0.000213	-2.99E-04	
	34	-0.000079	-2.78E-04	
CHUMACERA 3	35	0.000000	-1.72E-04	533.37
	36	0.000040	-2.45E-05	
	37	0.000035	3.78E-05	
PASAMAMPARO	38	0.000009	3.68E-05	
	39	-0.000002	9.36E-06	
	40	-0.000002	-6.68E-06	
	41	-0.000001	-6.86E-06	
	42	-0.000001	-6.86E-06	
RULIMAN 1	43	0.000000	-4.13E-06	322.75
COJINETE DE EMPUJE	44	0.000000	9.20E-07	-86.20
RULIMAN 2	45	0.000000	1.22E-07	40.51

Tabla 44.- Deformaciones y fuerzas externas en nodos.

El perfil del modelo deformado se presenta a continuación:

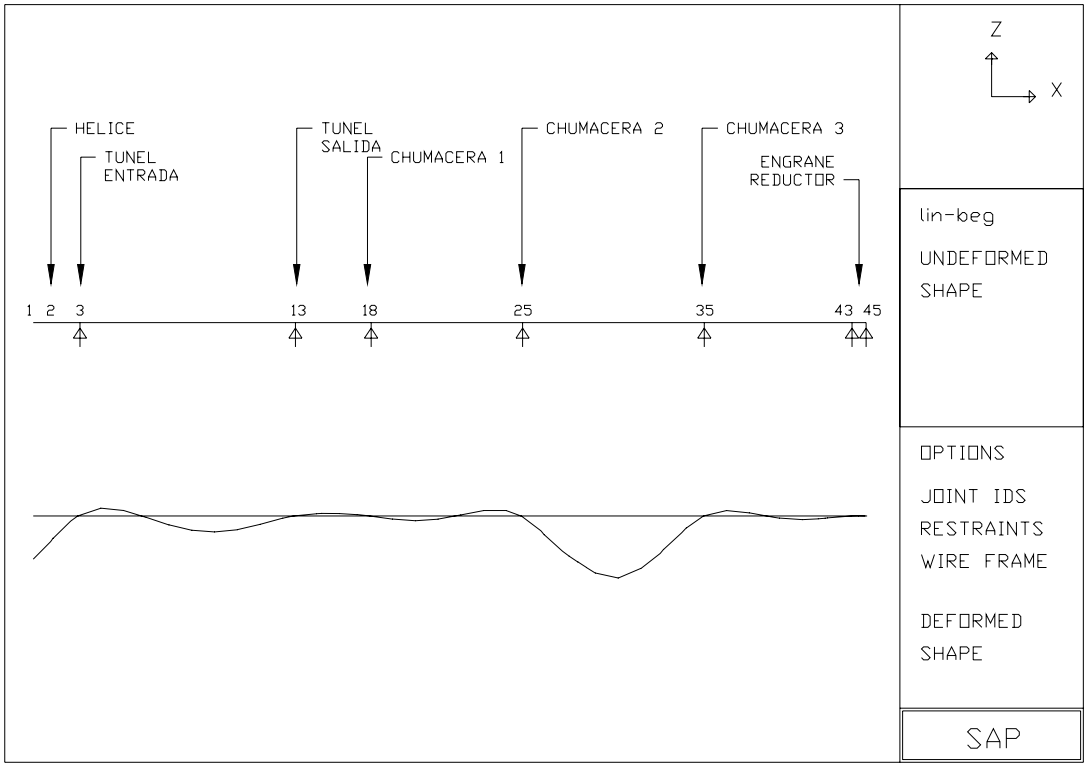

Fig. 21.- Modelo con elementos finitos y perfil deformado.

Según los resultados, el máximo desplazamiento vertical se produce en el nodo 31, correspondiente a la brida de acople entre el eje intermedio y el contraeje, con un valor de 0.379 mm; esta brida tiene un peso de 304 kg en un tramo no soportado de 3.6 m. La deflexión vertical en el nodo 01, extremo no soportado, alcanza un valor de 0.265 mm. Entre las fuerzas externas calculadas se distinguen, de la tabla anterior, las reacciones en los nodos que coinciden con los descansos.

Luego, a partir de las reacciones calculadas, se estima la presión promedio para cada cojinete y se las compara con la referencia [1], que presenta como un valor permisible de 8.15 kg/cm^2 para cojinetes metálicos, y, la referencia [15], que presenta valores permisibles de 3 kg/cm^2 para cojinetes de caucho y bronce lubricados con agua. Estos criterios consideran la presión estimada causada por la reacción sobre un área proyectada del cojinete, asumiendo una longitud de cuatro veces el diámetro del eje, 4D, para el descanso de popa en el túnel, y, dos veces el diámetro para el descanso de proa en el túnel. Para descansos intermedios, la longitud del descanso es igual al diámetro del eje. A partir de esto, se utiliza la siguiente fórmula:

$$P = \frac{F(Z)}{A}$$

Entonces, las presiones estáticas por cojinetes de descanso son:

	MATERIAL	NODO	D, [m]	P_E, [kg/cm^2]
ENTRADA TUNEL	CAUCHO	3	0.18	1.255
SALIDA TUNEL	CAUCHO	13	0.18	0.918
CHUMACERA 1	MAGNOLIA-METAL	18	0.14	0.838
CHUMACERA 2	MAGNOLIA-METAL	25	0.14	3.391
CHUMACERA 3	MAGNOLIA-METAL	35	0.14	2.721

Tabla 45.- Presión estática promedio por cojinetes de descanso del eje

El valor permisible para descansos metálicos se encuentra muy por encima de los calculados, sin embargo los descansos de caucho presentan valores cercanos al permisible, 3 kg/cm^2. Las presiones calculadas son adecuadas

para los dos tipos de descansos, pero, en el capítulo 2, se calcularon las reacciones dinámicas a 1800 rpm, por lo que la presión total es obtenida al sumar la reacción estática y la dinámica, y, dividir la suma por el área proyectada, así:

	MATERIAL	R_E [kg]	R_D [kg]	P_T [kg/cm^2]
ENTRADA TUNEL	CAUCHO	1625.94	404.10	1.566
SALIDA TUNEL	CAUCHO	594.30	561.00	1.782
CHUMACERA 1	MAGNOLIA-METAL	164.24	267.40	2.202
CHUMACERA 2	MAGNOLIA-METAL	664.81	24.12	3.515
CHUMACERA 3	MAGNOLIA-METAL	533.37	8.32	2.764

Tabla 46.- Presión dinámica promedio por cojinetes de descanso del eje

Las presiones para los descansos metálicos son aceptables. Sin embargo, las presiones en los descansos de caucho están cerca del valor permisible con un factor de seguridad de 1.68.

A continuación se presenta el momento flector a lo largo del eje, teniendo un valor máximo de 534.4 kg.m en el cojinete de entrada al túnel, debido a la carga concentrada de la hélice de 932 kg de peso, y, de 220.5 kg.m en los ejes intermedios debido al peso concentrado de la brida, 304 kg.

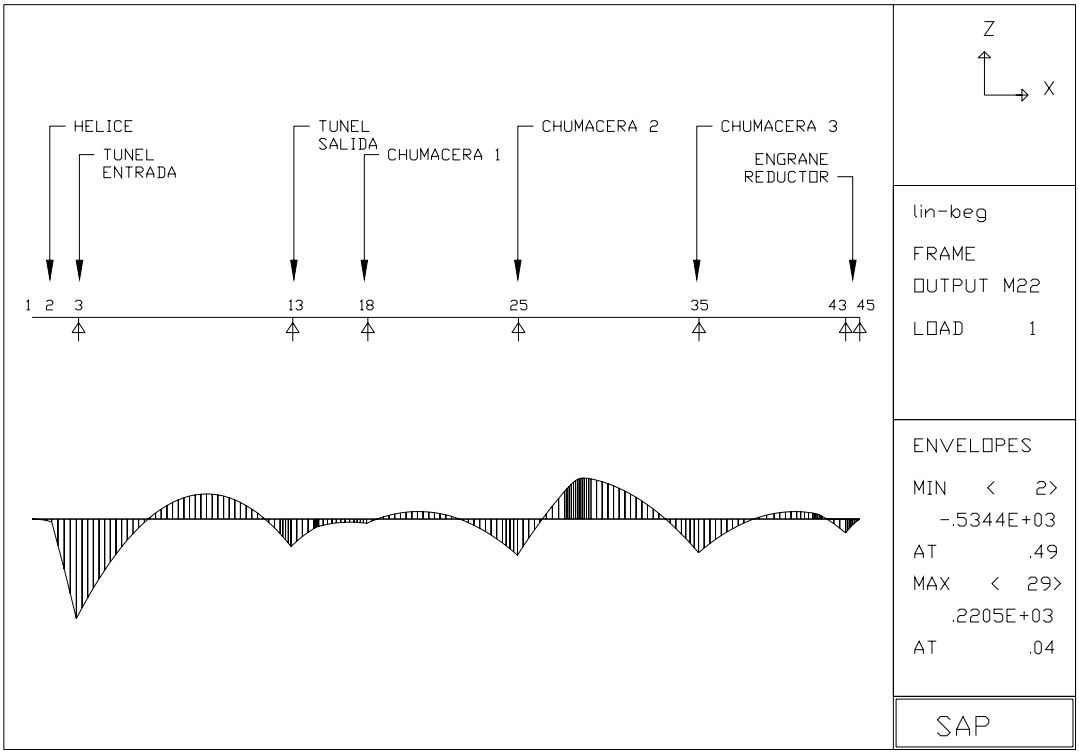

Fig. 22.- Modelo con elementos finitos y momento flector

Siendo el diámetro del eje de cola 180 mm, y de los ejes intermedios 140 mm, el esfuerzo normal debido a los momentos flectores viene dado por la siguiente fórmula:

$$\sigma_{FLEXION} = \frac{32.M}{\pi D^3}$$

Para el eje de cola, el esfuerzo normal es de 93.3 kg/cm^2, mientras que para el eje intermedio es de 81.85 kg/cm^2. Estos valores son aceptables comparados con el esfuerzo de fluencia del acero, 2535 kg/cm^2.

Cálculo de Coeficientes de Influencia.- A manera de introducción, los coeficientes de influencia permiten calcular la relación existente entre las reacciones relativas en los descansos y el cambio de altura de un descanso en particular. Sí los coeficientes de influencia se obtuvieran para cada descanso, cambiando la posición vertical de ellos, darían lugar a la llamada Matriz de Coeficientes de Influencia. Esta matriz puede ser usada para evaluar la sensibilidad de una línea de ejes a ciertos cambios verticales en los cojinetes, lo que a su vez serviría para estimar los cambios en las reacciones de los descansos. Estos cambios pueden tener su origen en ajustes verticales de descansos, desgastes por tiempo de uso, deflexiones del casco, o, desviaciones térmicas. En general, siendo R la reacción, la diferencia para cada cojinete R_{ji}-R_i será el incremento de carga en el cojinete i-ésimo, debido a una elevación unitaria del cojinete j-ésimo, a lo que se denomina Coeficiente de Influencia, así:

$$C_{ij} = R_{ij} - R_i$$

Siguiendo con el caso analizado, la matriz de coeficientes de influencia se la obtendrá elevando los nodos correspondientes a los descansos de la línea de ejes, 1 mm, y, calculando la diferencia entre las reacciones obtenidas con las reacciones calculadas con el sistema en línea. Los resultados se presentan a continuación:

		F(Z)	3	13	18	25	35	43	45
3	POPA TUNEL	1625.9	1655.3	1501.0	1729.2	1616.5	1628.5	1623.7	1627.4
13	PROA TUNEL	594.3	469.3	1256.9	-59.0	736.3	555.7	628.6	572.3
18	CHUM. 1	164.2	267.5	-489.1	901.0	-84.8	255.9	82.7	216.4
25	CHUM. 2	664.8	655.4	806.8	415.8	866.1	510.8	856.8	541.9
35	CHUM. 3	533.4	535.9	494.8	625.0	379.4	849.1	-333.0	1182.3
43	RULIMAN 1	322.8	320.5	357.1	241.3	514.8	-543.6	3935.5	-2566.2
45	RULIMAN 2	40.5	42.0	18.5	92.7	-82.4	689.5	-2848.4	2371.8

Tabla 47.- Reacciones en línea F(z), [kg], elevando cada cojinete 1 mm.

Tomando la diferencia entre cada reacción obtenida con un cojinete elevado, y su reacción en línea, F(z), para cada cojinete, la matriz de coeficientes de influencia es la siguiente:

	NODO	3	13	18	25	35	43	45
POPA TUNEL	**3**	**29.4**	-125.0	103.3	-9.4	2.6	-2.3	1.5
PROA TUNEL	**13**	-125.0	**662.6**	-653.3	142.0	-38.6	34.3	-22.0
CHUM. 1	**18**	103.3	-653.3	**736.8**	-249.0	91.7	-81.5	52.2
CHUM. 2	**25**	-9.4	142.0	-249.0	**201.3**	-154.0	192.0	-122.9
CHUM. 3	**35**	2.6	-38.6	91.7	-154.0	**315.7**	-866.3	649.0
RULIMAN 1	**43**	-2.3	34.3	-81.5	192.0	-866.3	**3612.7**	-2889.0
RULIMAN 2	**45**	1.5	-22.0	52.2	-122.9	649.0	-2889.0	**2331.3**

Tabla 48.- Coeficientes de influencia, [kg/mm].

Una vez calculada la matriz de coeficientes de influencia, se pueden apreciar valores positivos en la diagonal principal. Esto quiere decir, que mientras un cojinete se eleva, aumenta su reacción, mientras que los descansos adyacentes se descargan y sus respectivos valores en la matriz de influencia son negativos. Se nota un aumento considerable de 736.8 kg de la reacción en la chumacera 1, por la elevación de 1 mm de la misma. Por otra parte, el

cojinete de proa del túnel disminuye su reacción en 653.3 kg mientras que la chumacera 2 disminuye en 249 kg.

4.2.- ANÁLISIS DEL SISTEMA CON DESGASTE DE COJINETES DEL TUNEL

Una vez que la matriz de coeficientes de influencia está disponible para el sistema analizado, se evalúan situaciones reales del comportamiento de los descansos del túnel, esto es, considerando claros y desgastes máximos permisibles. Se considera para este caso que los cojinetes intermedios de magnolia, o metálicos, no sufren un desgaste comparable con los de bronce y caucho del túnel, que tienen lubricación con agua.

Desgaste de cojinetes del túnel.- Usando los claros recomendados por los fabricantes de cojinetes, presentados en la referencia [15] para ejes de 180 mm (7”), el mínimo claro permisible entre el eje y cojinetes lubricados por agua es de 0.030 pulgadas, mientras que el máximo claro para que el descanso sea renovado es de 0.153 pulgadas. Para analizar el efecto de desgaste de este cojinete, se asume un descenso igual al desgaste máximo, considerándose el claro inicial, esto es 0.12 pulgadas o 3.12 mm. Entonces, asumiendo una relación proporcional entre las reacciones y el cambio vertical de los descansos, y, sabiendo que la Matriz de Coeficientes de Influencia fue calculada elevando cada descanso 1 mm, el nuevo vector de reacciones se

obtiene multiplicando la columna correspondiente a la popa del túnel por -3.12 mm. Luego, las reacciones nuevas calculadas serán obtenidas por la siguiente fórmula:

$$R_{i-FINAL} = R_{i-INICIAL} + \delta z \; C_{03-i}$$

Siendo C_{03-i} el coeficiente de influencia debido a la elevación del cojinete tres, popa del túnel, y δz toma el valor de -3.12 mm; los valores de reacciones son los siguientes:

	NODO	$R_{INICIAL}$ [kg]	R_{FINAL} [kg]
ENTRADA TUNEL	**3**	1625.9	1534.30
SALIDA TUNEL	**13**	594.3	984.22
CHUMACERA 1	**18**	164.2	-157.91
CHUMACERA 2	**25**	664.8	694.11
CHUMACERA 3	**35**	533.4	525.40
RULIMAN 1	**43**	322.8	329.84
RULIMAN 2	**45**	40.5	35.98

Tabla 49.- Reacciones con desgaste de 3.12 mm del cojinete de popa

Esta situación resulta en sobrecarga del cojinete de proa del túnel. La reacción negativa en la chumacera 1 significa que dicho descanso no está cargado, es decir, el eje no se asienta en el descanso sino que está tocando la parte superior.

Usando una vez más los Coeficientes de Influencia, se pueden estimar los valores de reacciones ideales para el sistema. Estas se han establecido considerando un valor alrededor de 500 kg para cada descanso. A

continuación se van a variar las posiciones verticales de los cojinetes intermedios a fin de lograr dichos valores en las reacciones, a lo largo de la línea de ejes. Entonces, variando únicamente la posición de las chumaceras 1, 2, y, 3, una posible solución para llegar a los valores ideales en este caso sería, elevar 0.75 mm la chumacera 1, descender 0.23 mm la chumacera 2, y, elevar 0.07 mm la chumacera 3. Dichos valores se obtuvieron manipulando la matriz de coeficientes de la siguiente forma:

	CAMBIAR [mm]	**-3.12**		**0.75**	**-0.23**	**0.07**		
	NODO	**3**	**13**	**18**	**25**	**35**	**43**	**45**
ENTRADA TUNEL	**3**	-92	0	77	2	0	0	0
SALIDA TUNEL	**13**	390	0	-490	-33	-3	0	0
CHUMACERA 1	**18**	-322	0	553	57	6	0	0
CHUMACERA 2	**25**	29	0	-187	-46	-11	0	0
CHUMACERA 3	**35**	-8	0	69	35	22	0	0
RULIMAN 1	**43**	7	0	-61	-44	-61	0	0
RULIMAN 2	**45**	-5	0	39	28	45	0	0

Tabla 50.- Coeficientes de influencia, 1era solución, desgaste de túnel pp.

Usando esta última matriz, las reacciones se acercarían a las establecidas como ideales. Para el caso de la reacción en la chumacera 1, esta se calcula así:

$$R_{(FINAL-CHUMACERA1)} = R_{(INICIAL_CHUMACERA1)} + \sum C_i$$
$$R_{(FINAL-CHUMACERA1)} = 164.2 - 322 + 553 + 57 + 6$$
$$R_{(FINAL-CHUMACERA1)} = 458.38kg$$

Los resultados del cálculo de reacciones para todos los descansos se presentan a continuación:

	NODO	R_{FINAL} [kg]
ENTRADA TUNEL	**3**	1614.08
SALIDA TUNEL	**13**	458.86
CHUMACERA 1	**18**	458.38
CHUMACERA 2	**25**	450.24
CHUMACERA 3	**35**	651.65
RULIMAN 1	**43**	163.91
RULIMAN 2	**45**	148.80

Tabla 51.- Reacciones aceptables, desgaste de túnel pp.

Las reacciones en los descansos intermedios tienen en promedio un valor de 456 kg, cercanos a la reacción estimada como ideal, 500kg, sin embargo puede notarse un ligero aumento en la reacción de la chumacera 3. Esta situación puede compararse con uno de los reportes de problemas, que decían que continuamente se calentaban los descansos cercanos al reductor. Es necesario establecer que se pueden probar distintas soluciones adicionales para conseguir acercarse a las reacciones ideales a lo largo de la línea de ejes.

Por otra parte, siguiendo con el desgaste del cojinete de proa del túnel, es casi irreal asumir que este ocurra sin considerar el desgaste en popa del túnel. Por esta razón, se asume un desgaste alrededor del 50% del valor calculado para el descanso de popa del túnel, es decir 1.6 mm. Así mismo,

usando los coeficientes de influencia, las reacciones resultantes luego de asumir esta condición de desgaste son las siguientes:

	NODO	$R_{INICIAL}$ [kg]	R_{FINAL} [kg]
POPA TUNEL	**3**	1625.9	1734.25
PROA TUNEL	**13**	594.3	-75.94
CHUMACERA 1	**18**	164.2	887.43
CHUMACERA 2	**25**	664.8	466.96
CHUMACERA 3	**35**	533.4	587.17
RULIMAN 1	**43**	322.8	274.91
RULIMAN 2	**45**	40.5	71.14

Tabla 52.- Reacciones con desgaste de 1.6 mm del cojinete de proa

La reacción en la chumacera 1 aumenta por efecto de la descarga del cojinete de proa en el túnel. Por otra parte, la reacción en el cojinete de popa aumenta y se ve más afectado por el descenso en proa del túnel que por su mismo descenso.

Una vez más, si se considera un valor alrededor de 500 kg como valor ideal para las reacciones, se tendrían que cambiar las posiciones verticales de las chumaceras 1, 2, y, 3, para conseguir dicho valor, y a la vez, absorber la descarga en proa del túnel y la sobrecarga de la chumacera 1. Entonces, al descender 1 mm la chumacera 1, descender 1 mm la chumacera 2, y, elevar 0.04 mm la chumacera 3, resultan nuevos valores de reacciones en los cojinetes:

	CAMBIAR [mm]	**-3.12**	**-1.6**	**-1**	**-1**	**0.04**		
	NODO	**3**	**13**	**18**	**25**	**35**	**43**	**45**
ENTRADA TUNEL	**3**	-92	200	-103	9	0	0	0
SALIDA TUNEL	**13**	390	-1060	654	-142	-2	0	0
CHUMACERA 1	**18**	-322	1045	-737	248	4	0	0
CHUMACERA 2	**25**	29	-227	249	-201	-6	0	0
CHUMACERA 3	**35**	-8	62	-92	154	13	0	0
RULIMAN 1	**43**	7	-55	82	-191	-35	0	0
RULIMAN 2	**45**	-5	35	-52	123	26	0	0

Tabla 53.- Coeficientes de influencia, 1era solución, desgaste de túnel pr.

Para el caso específico de la chumacera 2 se tiene:

$$R_{(FINAL-CHUMACERA1)} = R_{(INICIAL_CHUMACERA2)} + \sum C_i$$
$$R_{(FINAL-CHUMACERA1)} = 164.2 - 322 + 1045 - 737 + 248 + 4$$
$$R_{(FINAL-CHUMACERA1)} = 402.11 kg$$

Los resultados del cálculo de reacciones para todos los descansos se presentan a continuación:

	NODO	$R_{INICIAL}$ [kg]	R_{FINAL} [kg]
ENTRADA TUNEL	**3**	1625.9	1640.39
SALIDA TUNEL	**13**	594.3	434.76
CHUMACERA 1	**18**	164.2	402.11
CHUMACERA 2	**25**	664.8	509.24
CHUMACERA 3	**35**	533.4	661.62
RULIMAN 1	**43**	322.8	130.34
RULIMAN 2	**45**	40.5	167.46

Tabla 54.- Reacciones con desgaste de cojinetes de túnel proa y popa.

En general, las reacciones oscilan alrededor de 500 kg, valor considerado como ideal. Aun así, nuevamente se presenta la ligera sobrecarga de la chumacera 3, y la posibilidad de calentamiento de este descanso se comprobaría una vez más, si el desgaste se presenta tal como se asumió.

4.3.- ANÁLISIS DEL ALINEAMIENTO SIGUIENDO EL MÉTODO PRÁCTICO

En la práctica, el alineamiento sigue un procedimiento que podría ser analizado con las herramientas teóricas ya discutidas. Teóricamente, el montaje de una línea propulsora, puede ser analizado considerando cada tramo de ejes por separado. El primer eje se fija en sus descansos y un segundo eje es montado a continuación, para luego, variar la posición de sus extremos hasta satisfacer la condición de alineamiento vertical y angular entre bridas. El cumplimiento de esta condición implica, mover verticalmente el extremo del segundo eje para lograr alineamiento vertical con la brida adyacente, y, variar la posición longitudinal de los descansos del segundo eje para lograr alineamiento angular. Sin embargo, en ocasiones que se pretenda mantener la posición longitudinal de los cojinetes, como ocurrió en el sistema analizado, es probable que no se consiga un completo alineamiento. La referencia [1] llama a este procedimiento de alineamiento “SAG&GAP”, aunque también recomienda no realizar correcciones usando este método por la falta de exactitud en las medidas.

Se procede entonces a calcular, las deformaciones verticales y rotaciones en los extremos de cada eje por separado, manteniendo la posición longitudinal de los descansos. Luego se comparan las deformaciones entre ejes adyacentes y nodos comunes. Así, los ejes tienen las siguientes deformaciones en sus extremos:

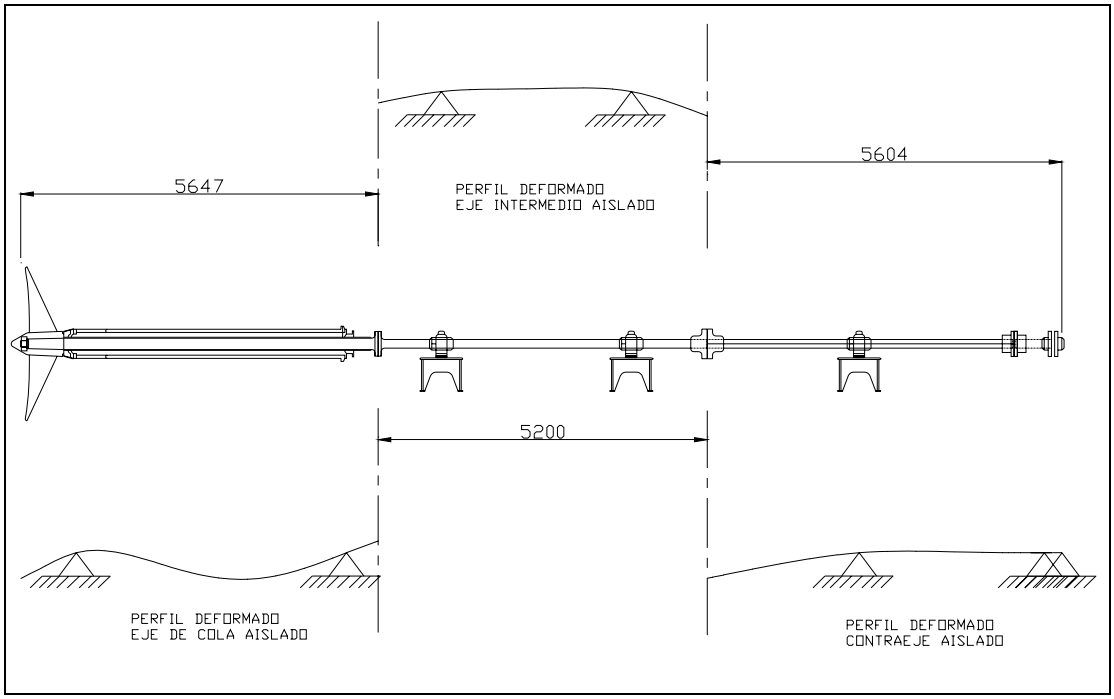

Fig. 23.- Perfil de deformación de ejes aislados

EJE DE COLA	U(Z), m	R(Y), rad
ROSCA DE EJE	-0.0002042	-0.0002565
BRIDA DE ACOPLE EJE INTERMEDIO	0.0000929	-0.0001835

Tabla 55.- Deformaciones en los extremos del eje de cola

EJE INTERMEDIO	U(Z), m	R(Y), rad
BRIDA DE ACOPLE EJE COLA	-0.0003047	-0.0003333
BRIDA DE ACOPLE CONTRA EJE	-0.0007924	0.0007514

Tabla 56.- Deformaciones en los extremos del eje intermedio

CONTRAEJE	U(Z), m	R(Y), rad
BRIDA DE ACOPLE EJE INTERMEDIO	-0.0053510	-0.0027310

Tabla 57.- Deformación del contraeje en el acople con el intermedio.

Así mismo, las reacciones en cada cojinete son las siguientes:

	R, [kg]
ENTRADA TUNEL	1650.5
SALIDA TUNEL	448.3
CHUMACERA 1	291.2
CHUMACERA 2	530.3
CHUMACERA 3	875.3

Tabla 58.- Reacciones del sistema desacoplado

Para conseguir alineamiento vertical entre el eje intermedio y el eje de cola, asumiendo que los cojinetes del túnel están fijos, las chumaceras 1 y 2, pueden ser corregidas en la práctica usando lainas, ya que el cambio en reacciones en el eje desacoplado es despreciable. Sin embargo existe un desalineamiento angular de 0.00015 radianes entre el eje de cola y el intermedio, equivalente a 0.058 mm en la brida de acople de 390 mm de diámetro. La referencia [15] presenta aceptable el desalineamiento angular

si este valor no se excede de 0.0005 pulgadas por cada pulgada de diámetro, es decir 0.195 mm en la brida de acople de 390 mm.

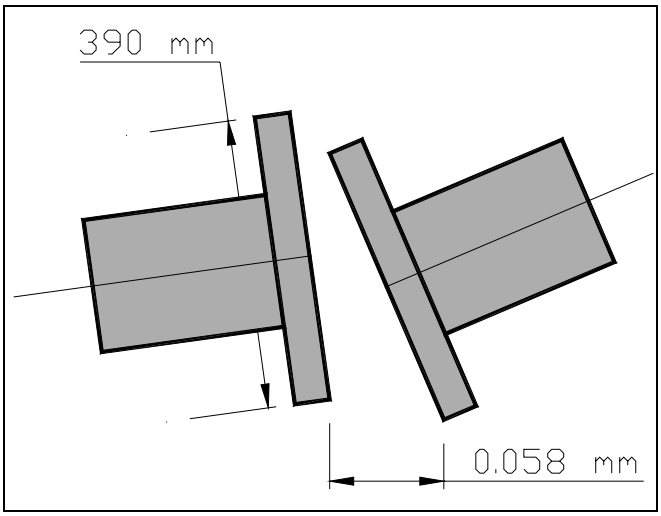

Fig. 24.- Situación del acople entre eje de cola e intermedio

Por otra parte, en el caso del acople entre el eje intermedio y el contraeje, las rotaciones en ambos ejes son opuestas, y la diferencia entre ellas es 0.00348 radianes, equivalente a 1.637 mm en la brida de 470 mm.

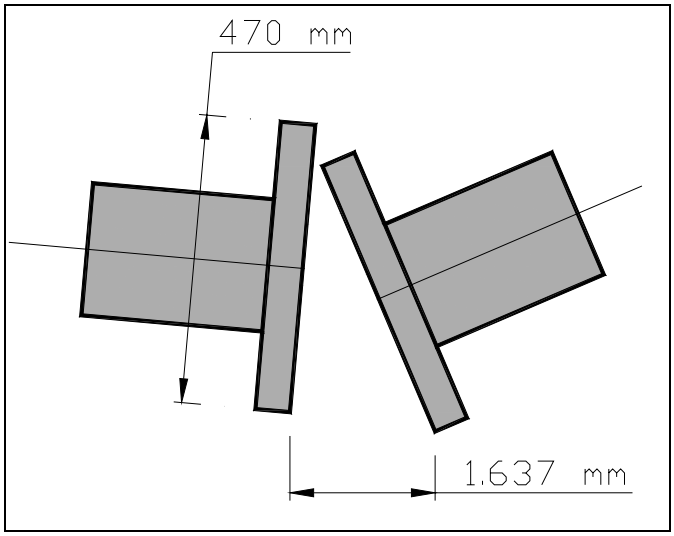

Fig. 25.- Situación del acople entre eje intermedio y contraeje

En este caso, el desalineamiento angular excede el máximo permitido especificado en [15], 0.235 mm para una brida de 470 mm, por lo que es necesario realizar cambios adicionales para conseguir el alineamiento angular, estos son:

- Desplazar hacia popa la chumacera 3;
- Desplazar hacia proa la chumacera 2; y,
- Cambiar la brida de acople, entre eje intermedio y contraeje, por una de menor peso.

En resumen, para conseguir una diferencia angular menor que 0.0005 pulgadas por pulgada de diámetro, o, 0.235 mm para un diámetro de 470 mm, se tiene que desplazar la chumacera 3, 790 mm hacia popa, y, la chumacera 2, 300 mm hacia proa. Además, cambiar la brida de acople por otra que tenga un peso máximo de alrededor de 100 kg, siendo el peso

anterior 304 kg. Con esta redistribución de descansos y cambio de brida, el desalineamiento angular entre la brida del eje intermedio y la brida del contraeje es de 0.0003236 radianes, o 0.1520 mm en un diámetro de brida igual a 470mm. Los resultados son:

EJE INTERMEDIO	R(Y), rad
BRIDA DE ACOPLE CONTRA EJE	-0.00001243
CONTRAEJE	**R(Y), rad**
BRIDA DE ACOPLE EJE INTERMEDIO	-0.000336

Tabla 59.- Deformaciones resultantes para alineamiento

Habiendo analizado cada tramo por separado, las reacciones del sistema acoplado quedarían de la siguiente manera:

	R [kg]
ENTRADA TÚNEL	1628.9
SALIDA TUNEL	548.6
CHUMACERA 1	270.6
CHUMACERA 2	435.2
CHUMACERA 3	373.4

Tabla 60.- Reacciones del sistema alineado

4.4.- DISCUSIÓN Y COMPARACIÓN DE RESULTADOS

La tabla siguiente muestra las reacciones para las distintas condiciones de cálculo:

	EN LINEA	DESGASTE 1	DESGASTE 2	POR EJES	ALINEADO
ENTRADA TUNEL	1625.9	1614.1	1640.4	1650.5	1628.9
SALIDA TUNEL	594.3	458.9	434.8	448.3	548.6
CHUMACERA 1	164.2	458.4	402.1	291.2	270.6
CHUMACERA 2	664.8	450.2	509.2	530.3	435.2
CHUMACERA 3	533.4	651.7	661.6	875.3	623.2

Tabla 61.- Resumen de Reacciones, [kg].

Las reacciones del sistema en línea presenta sobrecarga en la chumacera 2, y, la chumacera 1 se presenta descargada. Sin embargo, se asumió el sistema en línea únicamente como punto de partida para los análisis posteriores.

Las condiciones, desgaste 1 (cojinete en popa del túnel), y, desgaste 2 (cojinete en proa del túnel), presentan valores de reacciones parecidas, porque se cambiaron las posiciones verticales de las chumaceras intermedias, a fin de llegar a un mismo valor de reacción ideal en ambos casos, a lo largo del sistema.

Por otra parte, las reacciones con el sistema alineado, presentan ligeras diferencias con las reacciones por ejes desacoplados. Un sistema correctamente alineado, tiene la característica de que las reacciones en los descansos, con el sistema acoplado, sean parecidas a las reacciones calculadas en cada eje por separado. En la práctica, estos valores deben ser

considerados como ideales también, por lo que se deben aplicar estos procedimientos de manera común.

Para finalizar, el alineamiento de un sistema puede ser juzgado por las reacciones en sus descansos. Estas reacciones, al ser calculadas mediante los coeficientes de influencia, pueden llegar a valores deseados (ó ideales), y, evitar calentamientos y sobrecargas de los descansos. El método práctico, como la variación de alturas y posición longitudinal de los cojinetes, debería conducir a resultados similares. Sin embargo, es común que únicamente se varíen las posiciones verticales, dejando de considerar el alineamiento angular corregido en gran parte por la posición longitudinal de cojinetes. Si comparamos las reacciones obtenidas en ambos casos, se concluye que el objetivo es el mismo, una distribución de carga uniforme en los cojinetes. Incluso, si de forma paralela, el alineamiento se llevara a acabo analítica y prácticamente, se garantizaría una operación confiable y eficiente de los sistemas propulsores.

CAPITULO 5

ANÁLISIS DE LAS BASES DEL MOTOR PRINCIPAL

5.1.- MODELADO DE LAS BASES DEL MOTOR

Usando el programa SAP90, que aplica el método de Elementos Finitos, y, la referencia [24], se modeló la estructura de las bases del motor, en base al plano estructural de la embarcación. La sala de máquinas de la embarcación analizada se encuentra entre la cuaderna 41 y la cuaderna 26, que coinciden con los mamparos de proa y de popa respectivamente. En el modelo con elementos finitos se agrupan 8 propiedades de elementos para la sala de máquinas; un resumen del escantillonado se presenta a continuación:

		MATERIAL	DIMENSION
1	PLANCHA DE CASCO	ACERO A-36	PL 10mm
2	QUILLA INTERCOSTAL	ACERO A-36	PL 12mm
3	CUADERNAS LATERALES	ACERO A-36	PL 7.5mm
4	VAGRAS INTERIORES	ACERO A-36	PL 7.5mm
5	POLINES HORIZONTALES	ACERO A-36	PL 19mm
6	ESCUADRAS DE POLINES	ACERO A-36	PL 12mm
7	QUILLA DE BARRA	ACERO A-36	PL 36mm
8	POLINES VERTICALES	ACERO A-36	PL 19mm

Tabla 62.- Resumen estructural de sala de maquinas

El plano estructural de de sala de máquinas y doble fondo es el siguiente:

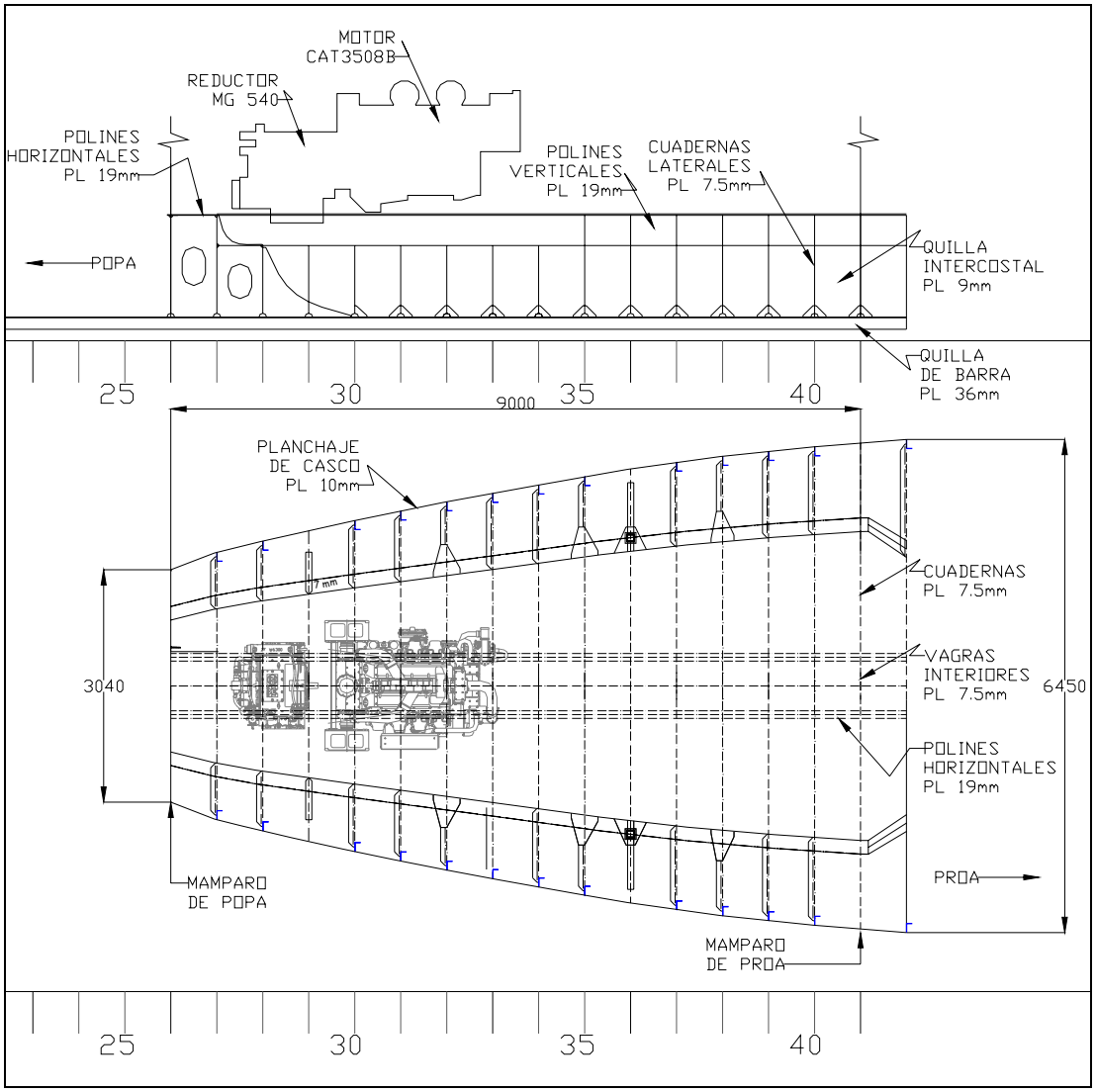

Fig. 26.- Estructurales de sala de máquinas

Entonces, el modelo con elementos finitos consta desde el mamparo de proa de sala de máquinas, cuaderna 41, hasta el mamparo de popa de sala de máquinas, cuaderna 26, y, con un ancho de 3.04 m en popa y 6.45 m en proa. El modelo numérico es el siguiente:

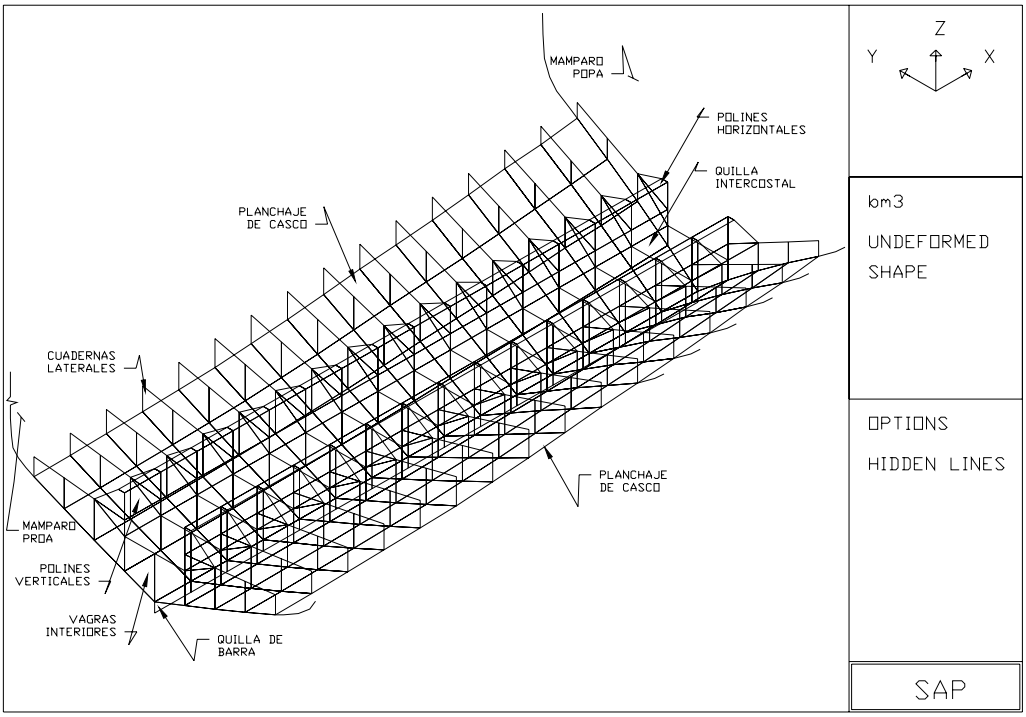

Fig. 27.- Descripción del modelo de base de máquinas

El modelo consta de 400 nodos en el espacio y 447 elementos planos. El origen del sistema de referencia se encuentra en el mamparo de proa de sala de máquinas, con el eje x sentido positivo hacia popa, eje y positivo hacia babor, y, eje z positivo hacia arriba.

5.2 APLICACIÓN DE CONDICIONES DE FRONTERA Y CARGAS A LA BASE

Condiciones de Frontera.- Una vez modeladas las bases de máquinas, las condiciones de frontera determinarán el efecto de la estructura adyacente sobre el modelo. Se asume que las bases de máquinas están simplemente

soportadas en los nodos coincidentes con los mamparos de proa y popa. Los nodos de babor y estribor de las bases de máquinas también se asumen simplemente soportados, dado que se considera que están lo suficientemente alejados de los nodos que soportan el peso de la maquinaria.

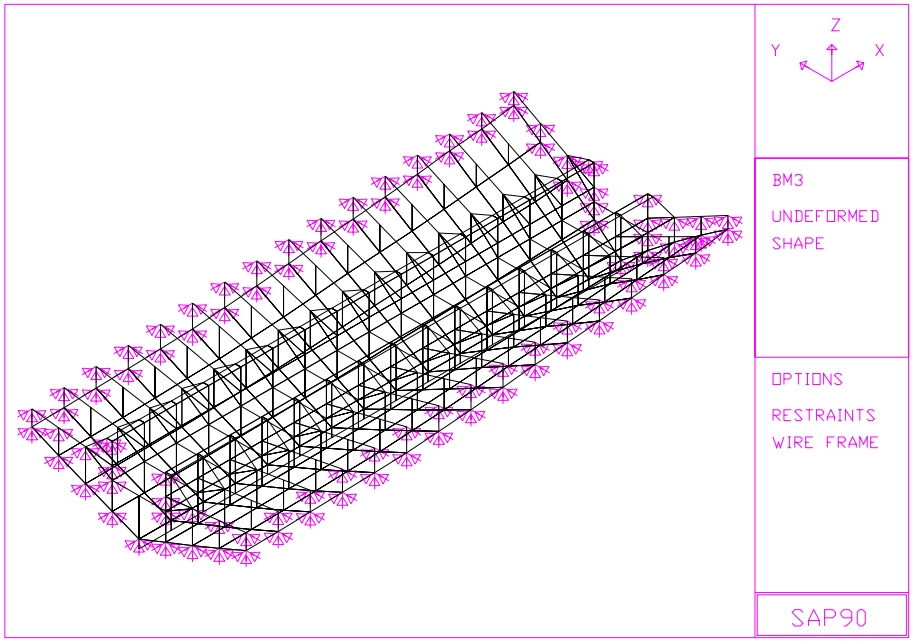

Fig. 28.- Condiciones de Frontera

Cargas sobre la base de máquinas.- Las cargas sobre las bases de máquinas se las clasifican así:

- Cargas de presión hidrostática,

- Cargas de peso,

- Cargas dinámicas,
- Cargas axiales, y,
- Cargas torsionales.

Las primeras, cargas hidrostáticas, vienen dadas por la presión del fluido sobre el planchaje del fondo del casco. La presión a una profundidad igual al calado de la embarcación, 4.4 m, es de 4510 kg/m^2. Sin embargo, el programa ejecutado aplica una presión sobre cada nodo, correspondiente a su posición vertical bajo dicha línea de calado.

Las cargas de peso corresponden al peso del motor principal y del reductor. La referencia [3] presenta un peso seco de 4912 kg para el motor modelo CAT3508B, y, la referencia [21] presenta un peso seco de 2105 kg para el reductor modelo TWIN DISC MG 540. Esta carga se aplica uniformemente en los nodos de la plancha horizontal de apoyo.

Las cargas dinámicas se toman como el producto de la masa por la aceleración. En este caso, se asume un valor de aceleración de 0.3 veces el valor de la gravedad, en referencia a estimaciones de frecuencias naturales de levantamiento, y, cabeceo, realizadas por [12].

Las cargas axiales vienen dadas por el empuje del propulsor transmitido al cojinete de empuje en el reductor. De la tabla 12, el empuje es calculado a varias velocidades del buque, y, para este caso se tomará el valor correspondiente a 11 nudos por tratarse de la velocidad requerida por el armador, es decir 5582 kg. Como esta carga es transmitida por el cojinete de empuje a las bases del reductor, entonces se reparte de manera distribuida a los nodos de la placa horizontal de apoyo.

Las cargas torsionales vienen dadas por el torque de la hélice dividido por la razón de reducción, 7:1. De la tabla 11, el torque de la hélice a 1800 rpm es de 1460 kg.m. Este torque es aplicado al modelo considerando la distancia de separación entre los polines de las bases, con el fin de obtener una fuerza que al multiplicarse por esa distancia resulte en el valor del torque. Dicha fuerza se reparte verticalmente para los nodos correspondientes a la plancha horizontal de apoyo.

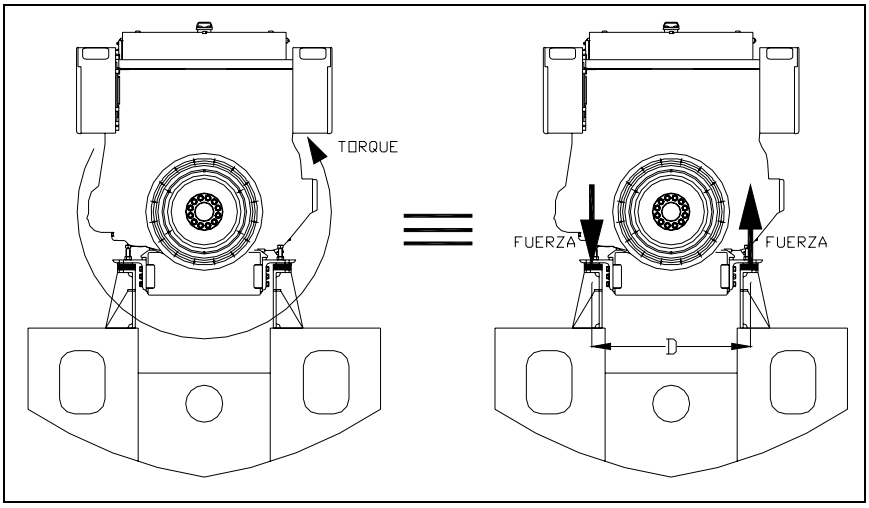

Fig. 29.- Fuerza equivalente al torque ejercido por el motor.

Entonces, si la separación D es 720 mm, dicha fuerza es la siguiente:

$$\frac{Q_{HELICE}}{7} = F.D \Rightarrow F = \frac{1460\,kg.m}{7x0.720\,m} = 290\,kg$$

5.3.- ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN LA BASE DEL MOTOR

Habiendo determinado las cargas a ser aplicadas en las bases del motor, se ejecutó el programa de análisis estructural a fin de evaluar los esfuerzos para cada elemento del modelo. Un esquema de los esfuerzos máximos en el fondo de la embarcación, cuyo espesor es de 10 mm se presenta a continuación:

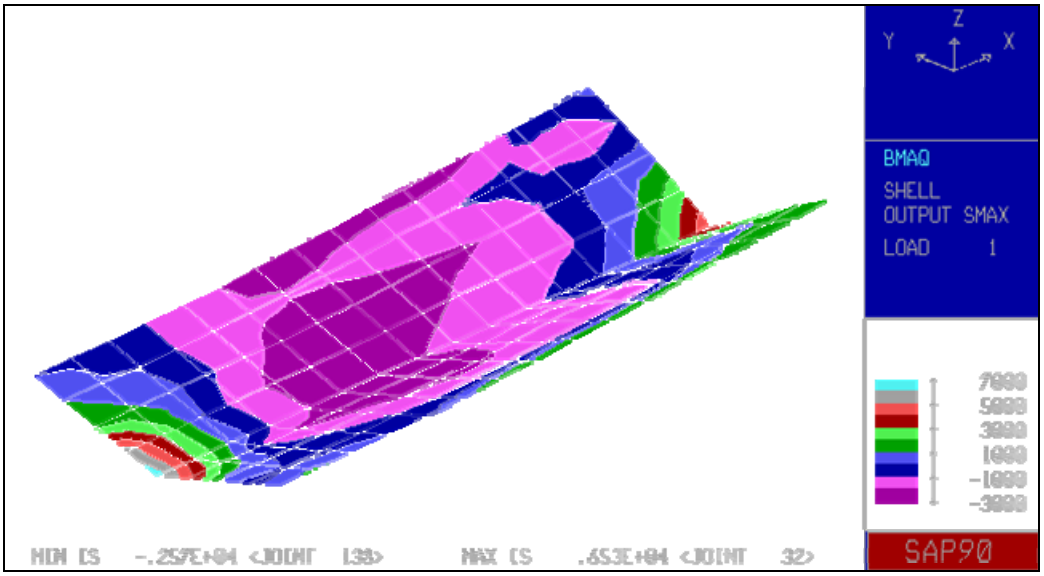

Fig. 30.- Esfuerzos en el fondo

El valor máximo correspondiente a 65.3 kg/cm^2 se presenta en el nodo de conexión entre el fondo y el mamparo de proa.

La quilla intercostal, con un espesor de 12 mm, presenta un valor máximo de esfuerzo de 86.7 kg/cm^2, en la conexión con el fondo de la embarcación,

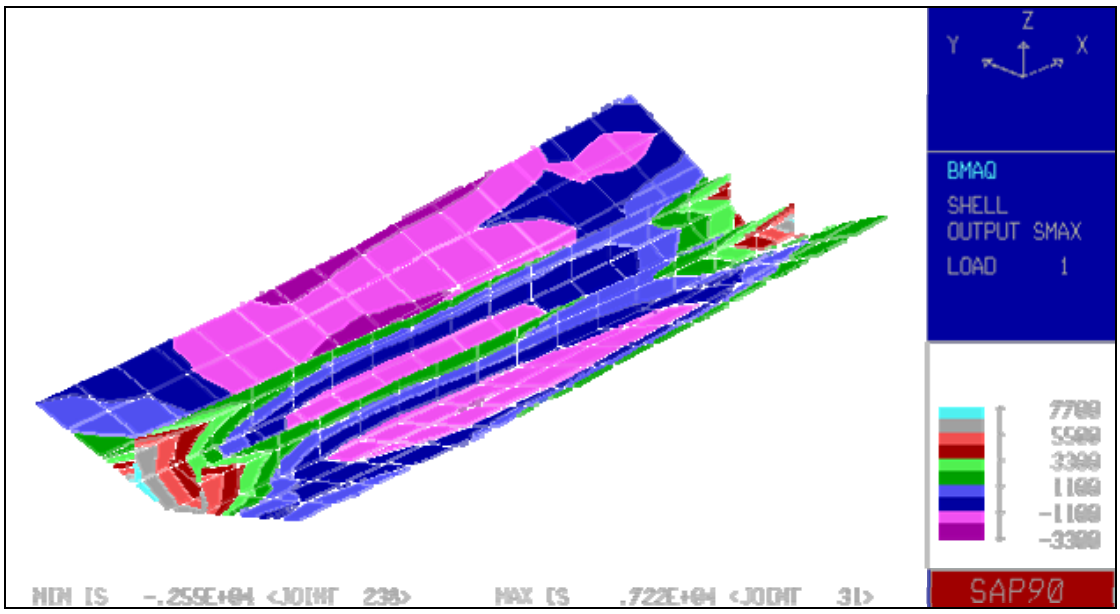

Fig. 31.- Esfuerzos en la quilla intercostal

Las cuadernas con los espesores menores, 7.5 mm, presentan un esfuerzo de 404 kg/cm^2.

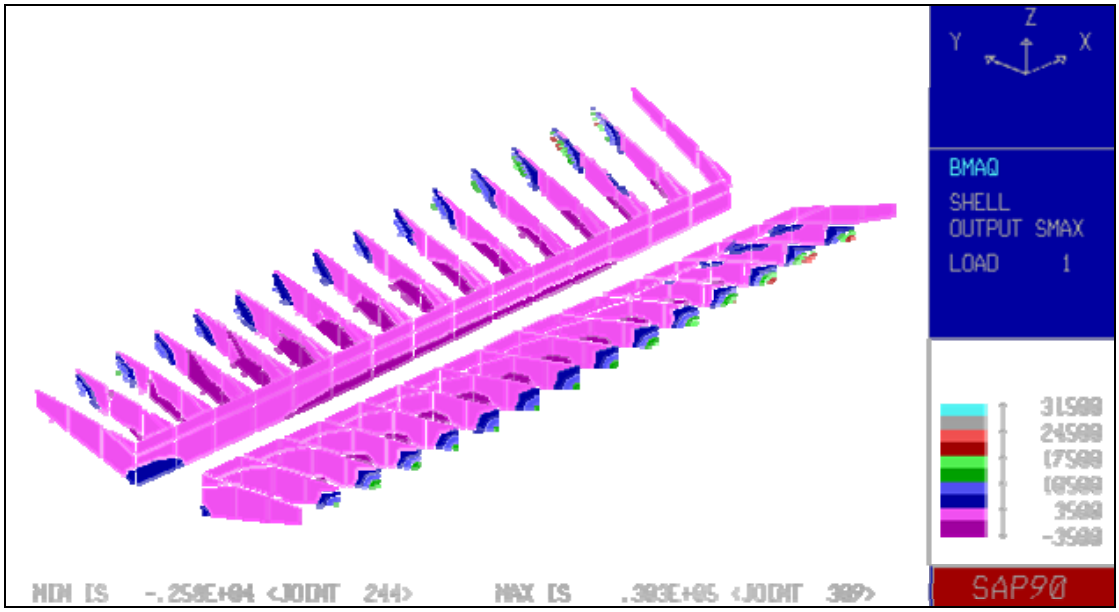

Fig. 32.- Esfuerzos en las cuadernas

De igual manera, las varengas interiores, con 7.5 mm de espesor, presentan un esfuerzo máximo de 44 kg/cm^2,

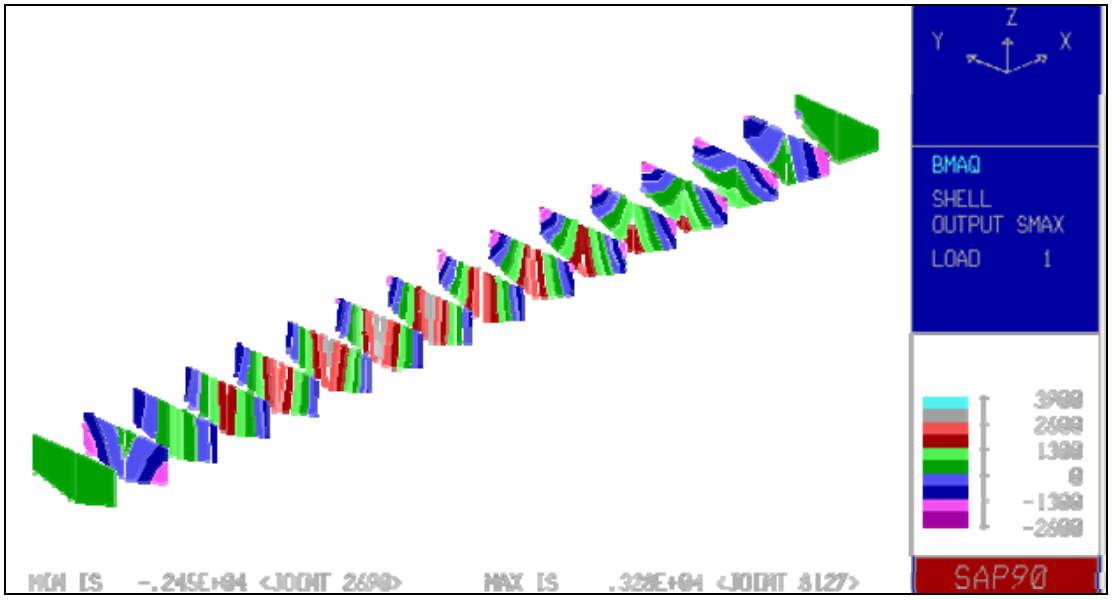

Fig. 33.- Esfuerzos en varengas interiores

Las planchas de apoyo con un espesor de 19 mm, y, soportando la mayor parte de la carga, tiene un esfuerzo máximo de 73 kg/cm^2. Mientras que las escuadras de soporte de los polines con 12 mm de espesor presentan esfuerzos de 50 kg/cm^2.

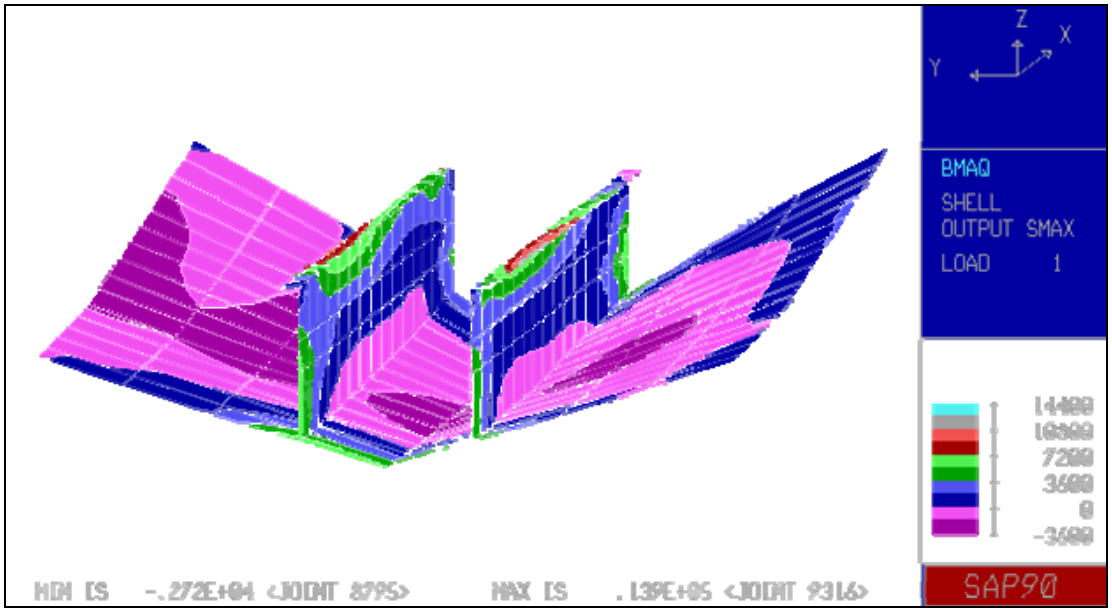

Fig. 34.- Esfuerzos en los polines y placas de apoyo del motor

La quilla de barra con 36 mm de espesor presenta un esfuerzo de 45 kg/cm^2, y, los polines verticales soportan un esfuerzo cercano a 38.3 kg/cm^2.

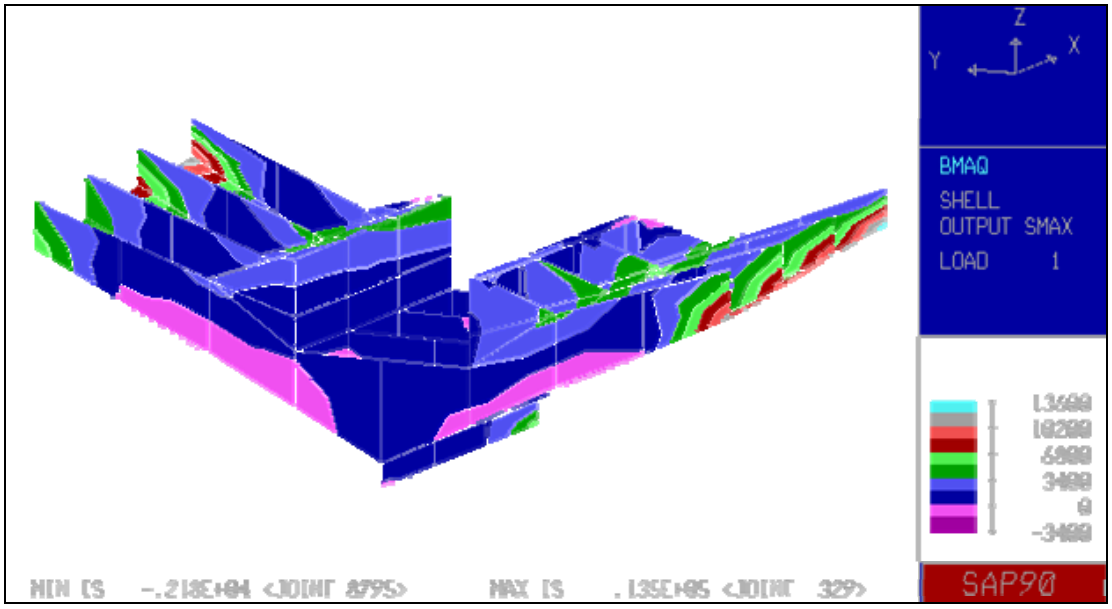

Fig. 35.- Esfuerzos en escuadras y quilla de barra.

En resumen, la siguiente tabla presenta los valores máximos y mínimos de esfuerzos para cada elemento modelado:

		DIMENSION	σ_{MAX} [kg/cm^2]	σ_{MIN} [kg/cm^2]
1	PLANCHA DE CASCO	PL 10mm	65.30	-25.70
2	QUILLA INTERCOSTAL	PL 12mm	86.70	-1.85
3	CUADERNAS LATERALES	PL 7.5mm	404.00	-34.40
4	VAGRAS INTERIORES	PL 7.5mm	44.00	-32.67
5	PLACA DE APOYO DE MOTOR	PL 19mm	73.00	-22.05
6	ESCUADRAS DE POLINES	PL 12mm	50.00	-34.25
7	QUILLA DE BARRA	PL 36mm	45.00	-0.88
8	POLINES VERTICALES	PL 19mm	38.30	-3.56

Tabla 63.- Resumen de esfuerzos máximos para el modelo

5.4.- DISCUSIÓN DE RESULTADOS ANALÍTICOS Y PRÁCTICOS

En base a los resultados analíticos obtenidos, se puede observar que los niveles de esfuerzos en general son aceptables. Sin embargo, luego del tiempo de uso, y habiéndose expuesto al medio corrosivo, las bases de máquinas tenían desgastes pronunciados. El informe de carenamiento planteaba cambiar totalmente las bases de máquinas, ya que los espesores de la quilla intercostal, cuando la embarcación entró a dique, eran de 7 mm en ciertos sectores cercanos al fondo de la embarcación, siendo 12 mm el valor original. Por otra parte, las escuadras de apoyo para los polines del motor, estaban deterioradas en su mayoría. En cuanto al fondo, el espesor había disminuido alrededor de 1.5 mm, llegando a 8 mm en ciertos sectores.

Considerando como regiones críticas de falla a las uniones entre la quilla intercostal y el fondo, y, a las uniones entre las escuadras de apoyo sobre cuadernas y los polines, se simuló el comportamiento estructural de las bases de máquinas con los desgastes citados anteriormente. Los esfuerzos máximos presentes en la estructura desgastada son:

		σ_{MAX} [kg/cm^2]	σ_{MIN} [kg/cm^2]
1	PLANCHA DE CASCO	82.38	-47.88
2	QUILLA INTERCOSTAL	121.86	-7.57
3	CUADERNAS LATERALES	479.17	-48.67
4	VAGRAS INTERIORES	53.08	-42.77
5	PLACA DE APOYO DE MOTOR	95.33	-31.33
6	ESCUADRAS DE POLINES	102.00	-63.33

Tabla 64.- Esfuerzos máximos de la estructura desgastada.

Los esfuerzos se elevan ligeramente en todos los sectores. Sin embargo, existían regiones débiles en la unión entre la quilla intercostal y el fondo. Además, la ausencia de ciertas escuadras de apoyo a los polines, y, con el desgaste de las cuadernas, revelaban la poca rigidez de las bases de máquinas.

CAPITULO 6

PROPUESTA DE REDISEÑO

6.1.- DIAGNÓSTICO GENERAL DEL SISTEMA PROPULSOR

Luego de realizar los análisis, de propulsión utilizando únicamente la hélice, de vibración lateral forzada con excitación de la hélice, de vibración torsional con excitación de la hélice y del motor, y, del alineamiento del sistema propulsor, se puede hacer un diagnóstico general en base a los resultados obtenidos.

Diagnóstico de Propulsión.- El reemplazo de la máquina principal original, por otra de mayor capacidad, resulta en un sistema propulsor con mayor holgura de potencia, en consideración al requerimiento de la hélice. Sin embargo, se preveía que la mayor parte de los sistemas auxiliares tendrían que beneficiarse, siendo este un requerimiento implícito del armador

Sin embargo, habiéndose mantenido las características geométricas de la hélice anterior, la potencial ganancia de velocidad de la embarcación no fue lograda porque las modificaciones al paso de la hélice no fueron aceptadas. Cabe recordar, que con el motor anterior, de 675 hp girando a 1800 rpm, la curva de velocidad señalaba 10.5 nudos a 1750 rpm. Prácticamente, se logró obtener una curva de velocidad muy cercana a la original de la embarcación empleando el método de Holtrop y los polinomios de la serie B de Wageningen, es decir, alcanzó teóricamente 11.5 nudos a ¾ de la potencia instalada, 788 hp. Entonces, se puede decir que la ganancia de 1 nudo se logra con la hélice trabajando en condición ligera y a la vez con una holgura de potencia.

Otra manera de comprobar la presencia de una hélice ligera, es el nivel de cavitación calculado para el rango de velocidades. Para la hélice B2.38, P/D=0.61, y a una velocidad de 11 nudos, el nivel de cavitación, según [9], es 0.0348, siendo el límite máximo para esta hélice de 0.1026.

Diagnóstico de Vibración Lateral.- Las cuatro primeras frecuencias naturales del sistema, fueron calculadas con el programa SAP90 que emplea el método de Elementos Finitos, [24], y luego analizadas en resonancia con la excitación de la hélice. Considerando la frecuencia de excitación de las palas, usando la menor frecuencia natural calculada, la velocidad de rotación

a la cual el motor entraría en resonancia fue de 5170 rpm, siendo la velocidad máxima de operación del nuevo motor principal, 1800 rpm.

Se concluyó entonces que no se esperan mayores problemas por vibración lateral, sin embargo, los cálculos de respuesta forzada con excitación de la hélice se realizaron para un rango de velocidades de giro entre 600 rpm y 1800 rpm del motor, y, como se esperaba, los niveles de esfuerzos alternativos en flexión eran bajos para todo el sistema. En la tabla 28, se presentan los valores de los esfuerzos normales para 1800 rpm, siendo 145 kg/cm^2 el mayor valor en el eje de cola.

Diagnóstico de Vibración Torsional.- De igual manera, las frecuencias naturales calculadas usando ahora el método de Holzer, fueron evaluadas en resonancia, esta vez considerando la excitación de la hélice, y, luego del motor.

En el caso de excitación de la hélice, a la frecuencia de las palas, se consideró la resonancia con la 1era frecuencia natural, resultando en una velocidad de giro del motor de 1183 rpm. Los esfuerzos alternativos cortantes, calculados en respuesta forzada, tuvieron valores bajos, debido a que las frecuencias de excitaciones corresponden a bajas rotaciones del motor. El máximo valor de esfuerzo cortante, ocurrido cerca de la velocidad

de rotación del motor en resonancia, 1183 rpm, fue de 1.011 kg/cm^2, en el eje de conexión entre el amortiguador viscoso y el cigüeñal del motor principal. Aún a 1800 rpm, el esfuerzo alcanzo un valor de 1.22 kg/cm^2, dado que en este caso existe una amplitud de excitación mayor.

La excitación del motor implicó esfuerzos cortantes de mayor magnitud debido a que se consideró el efecto del crítico mayor, es decir, todos los cilindros en fase entre sí. Este efecto, se evaluó en resonancia con el 3er y 4to modo de vibración torsional del sistema, resultando en resonancia con el motor a 905 rpm y 1058 rpm, respectivamente. Los esfuerzos en el interior del reductor aparecen como los máximos, cercanos a la resonancia, con un valor 448 kg/cm^2.

La resonancia, que produce el esfuerzo máximo en el reductor, está fuera del rango critico, ±20% de la velocidad nominal del motor, ó 1800 rpm, por lo que no se esperan problemas mayores.

Diagnóstico del Alineamiento.- Partiendo del criterio de presión admisible en los descansos, el sistema con los cojinetes en línea presentó valores aceptables sobre los descansos metálicos intermedios, y, valores muy cercanos a los admisibles en los descansos del túnel, véase tabla 47.

Por otra parte, un sistema considerado como aceptable en lo referente al alineamiento debe mostrar uniformidad en las reacciones de sus cojinetes. En el presente caso, con el sistema incluyendo desgaste de los cojinetes del túnel, las reacciones resultaron con valores que no cumplen tal uniformidad. El peso de la brida de acople entre el eje intermedio y el contraeje, tiene mucha influencia por su considerable valor de 304 kg. En este caso, acciones correctivas a lo largo de la línea de ejes deben ser llevadas a cabo.

Diagnóstico de las Bases de Máquinas.- El análisis estructural realizado a las bases de maquinas, se basó en el nuevo plano estructural generado. Se comprobó así, que los esfuerzos calculados con la aplicación de las cargas, consideradas en el capítulo 5, presentan en general valores aceptables. Sin embargo, altos valores de esfuerzos se notan en la unión entre las cuadernas y los polines. Además, las deflexiones en la quilla intercostal, cerca del reductor, alcanzan valores de 1.52 mm en dirección del empuje del propulsor, esto es axial.

6.2.- PROPUESTA DE REUBICACIÓN DE DESCANSOS

De las condiciones analizadas en el capítulo 4, para el problema de alineamiento, se plantean soluciones para evitar el calentamiento de cojinetes. Las propuestas son:

Propuesta 1: Desplazar la chumacera 3, 790 mm hacia popa, desplazar la chumacera 2, 300 mm hacia proa, y, cambiar la brida de acople, entre eje intermedio y contraeje, por una de menor peso, por ejemplo de alrededor de 100 kg.

Básicamente, se resume lo planteado en el subcapítulos 4.3, y, se presentan a continuación los valores de las reacciones para la propuesta 1, habiendo incluido los desgastes de los cojinetes del túnel:

	ALINEADO
ENTRADA TUNEL	1628.9
SALIDA TUNEL	548.6
CHUMACERA 1	270.6
CHUMACERA 2	435.2
CHUMACERA 3	623.2

Tabla 65.- Reacciones para la 1era Propuesta de Rediseño.

El desalineamiento angular entre las bridas de acople del eje de cola y del intermedio, tiene un valor de 0.00015 radianes, equivalente a 0.058 mm en un diámetro de 390 mm. Este valor es menor al máximo permitido

mencionado en [15], que es de 0.195 mm para 390 mm de diámetro de brida.

En la siguiente brida de acople, entre el eje intermedio y el contraeje, el desalineamiento angular es de 0.0003226 radianes, ó, 0.1520 mm para 470 mm de diámetro de brida. Comparando este valor con 0.235 mm para una brida de 470 mm, mencionado por [15] como aceptable, se nota que es aceptable. A continuación se presenta un esquema de la 1era propuesta:

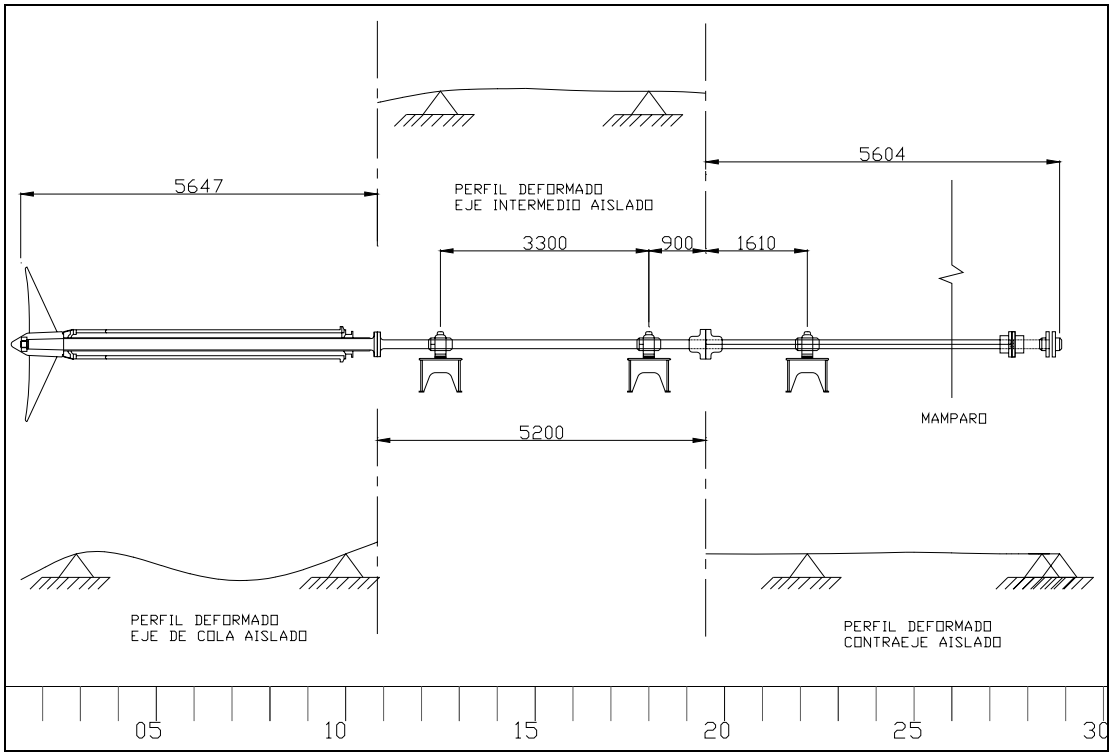

Fig. 36.- 1era Propuesta de Rediseño

En resumen, las reacciones se presentan como valores cercanos entre si, y, el desalineamiento angular es llevado a valores permisibles, según [15].

Propuesta 2: Adicionar otro descanso de soporte para el contraeje, y, cambiar la brida de acople, entre el eje intermedio y contraeje, con una brida de menor peso que la original, de alrededor de 100kg.

El eje de cola del sistema propulsor analizado tiene dos apoyos, al igual que el eje intermedio, lo que no ocurre con el contraeje, que tiene un solo descanso hacia la mitad de su longitud. Por ello, la reacción en la chumacera 3 es elevada con respecto a las chumaceras 1 y 2. Evaluando las reacciones en esta condición, la chumacera 3 soporta siempre una carga casi igual al peso del contraeje y sus bridas de acoples, 650 kg, véase tablas 52, 53, 55 Y 59, a diferencia de las chumaceras 1 y 2, que soportan casi siempre 400 kg. Por otra parte, el máximo desalineamiento angular, calculado entre extremos de ejes aislados, se da en la brida situada entre las chumaceras 2 y 3. Por esta razón, y, sabiendo además que el contraeje tiene 4.85 m de longitud, con 2.4 m en cantilibrio, se propone lo siguiente: adicionar otro descanso a la derecha de la chumacera 3, 300 mm a popa de la cuaderna 26, y, desplazar la chumacera 3, 1200 mm a popa de su ubicación original. Los resultados son los siguientes:

	EN LINEA	DESGASTE 2	POR EJES
ENTRADA TUNEL	1627.9	1536.4	1650.5
SALIDA TUNEL	564.5	642.3	448.3
CHUMACERA 1	236.3	264.3	291.2
CHUMACERA 2	399.3	412.3	530.3
CHUMACERA 3	359.9	311.1	379.6
CHUMACERA 4	289.9	216.3	157.21

Tabla 66.- Reacciones para la 2da propuesta de rediseño, [kg]

Los valores de reacciones varían muy poco entre condiciones analizadas, pudiendo concluirse que un valor de reacción recomendable para el sistema podría ser 400 kg.

En cuanto a las deformaciones angulares entre bridas, la diferencia angular entre el extremo de popa del contraeje, y el extremo de proa del eje intermedio es de 0.000344 radianes, y para una brida de 470 mm de diámetro equivale a 0.1617 mm.

El valor de 0.1617 mm, al ser comparado con el máximo permisible presentado en la referencia [15], 0.0005 pulgadas por pulgada de diámetro, ó 0.235 mm en 470 mm de diámetro, sirve para concluir esta segunda propuesta de rediseño, a fin de evitar problemas de calentamiento en los descansos. Además, se evita la deflexión excesiva en la brida de acople entre el contraeje y el eje intermedio, por causa del peso de la brida, y, del tramo en cantilibrio del contraeje.

EJE INTERMEDIO	R(Y), rad
BRIDA DE ACOPLE CONTRA EJE	0.0003100
CONTRAEJE	**R(Y), rad**
BRIDA DE ACOPLE EJE INTERMEDIO	-0.00003416

Tabla 67.- Deflexiones angulares de la 2da Propuesta de rediseño.

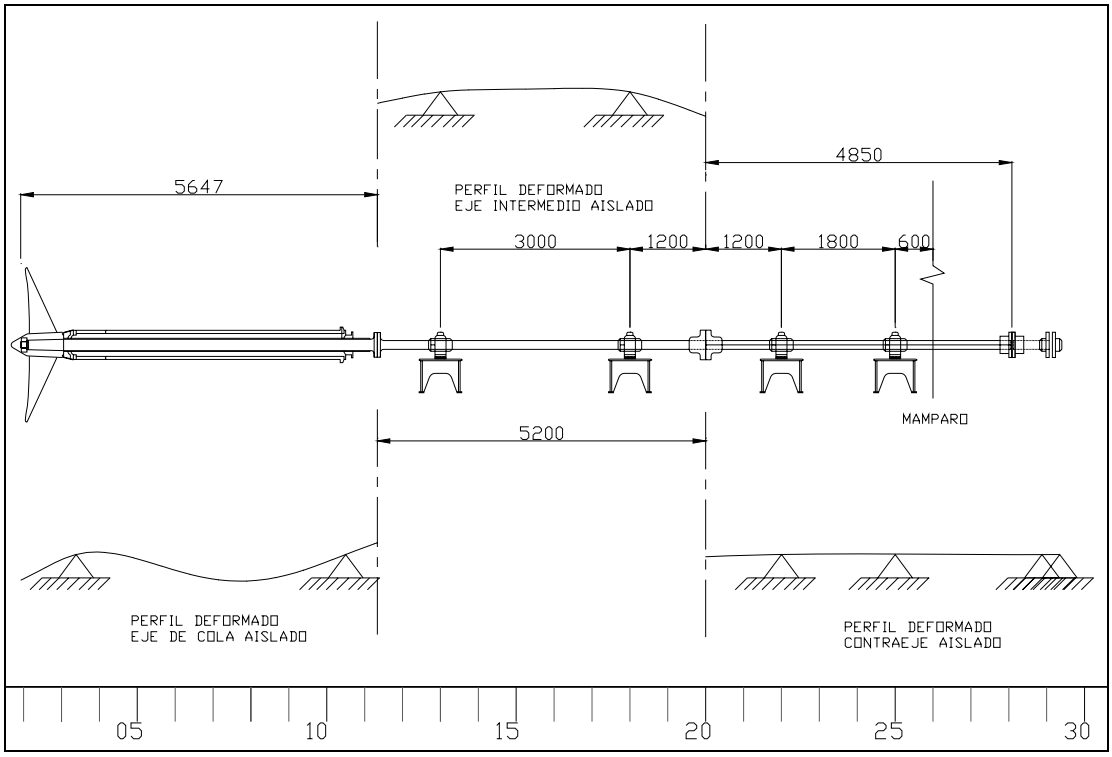

Fig. 37.- 2da Propuesta de rediseño.

6.3.- RECOMENDACIONES ESTRUCTURALES PARA LAS NUEVAS BASES DE MÁQUINAS

Los más altos esfuerzos, de alrededor de 450 kg/cm^2, se presentan en la unión entre cuadernas y polines, en dirección del empuje del propulsor. La adición de nuevos elementos de amarre entre cuadernas, hacia el exterior de

los polines de las bases de maquinas, lograría evitar deflexiones altas y reducir los esfuerzos.

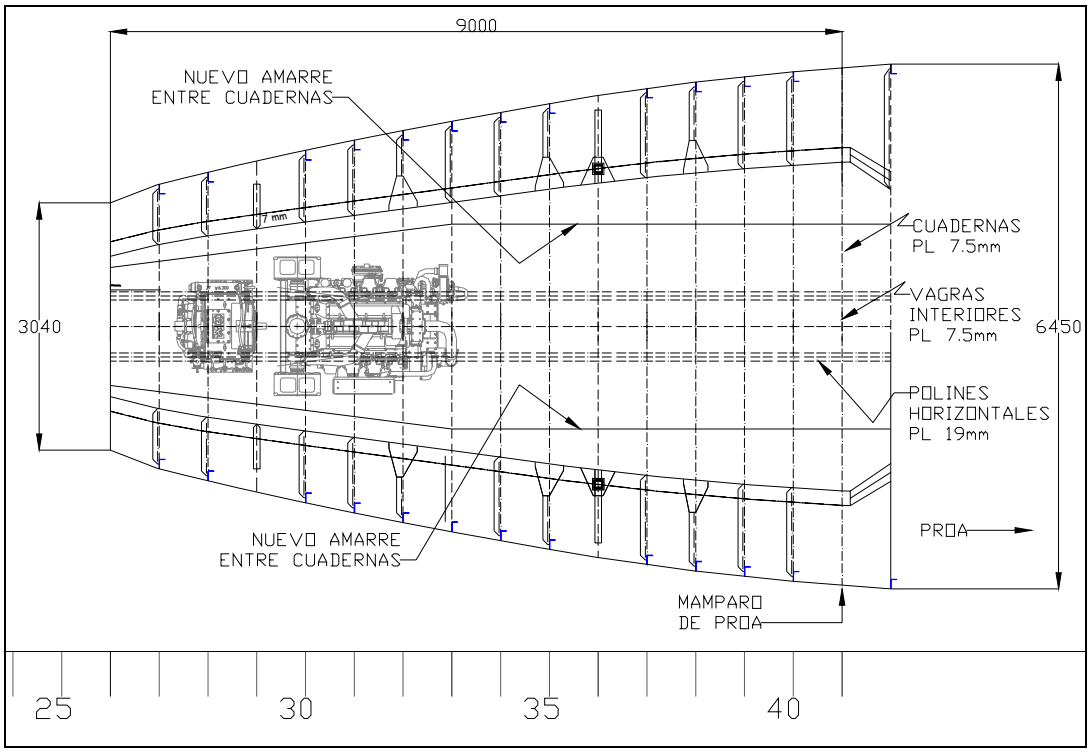

Fig. 38.- Nuevo amarre entre cuadernas,

Por otra parte, las cargas aplicadas en las planchas y polines que soportan el reductor, producen una deflexión de 1.5 mm en la quilla intercostal. Para este caso, adicionar una sobre quilla entre los polines, conectados entre las varengas interiores, lograría disminuir las deflexiones y altos esfuerzos presentes en esta área:

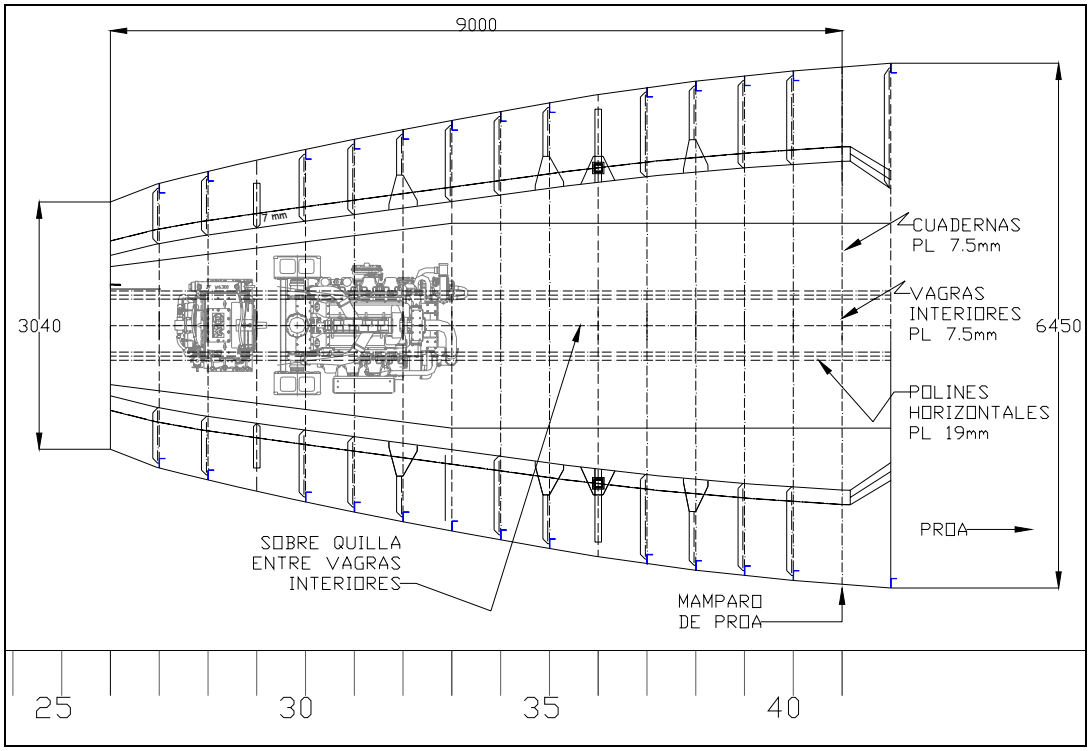

Fig. 39.- Nueva sobre quilla entre varengas interiores.

Antes de evaluar el efecto de estos cambios en el modelo de elementos finitos, se presenta a continuación un esquema detallado:

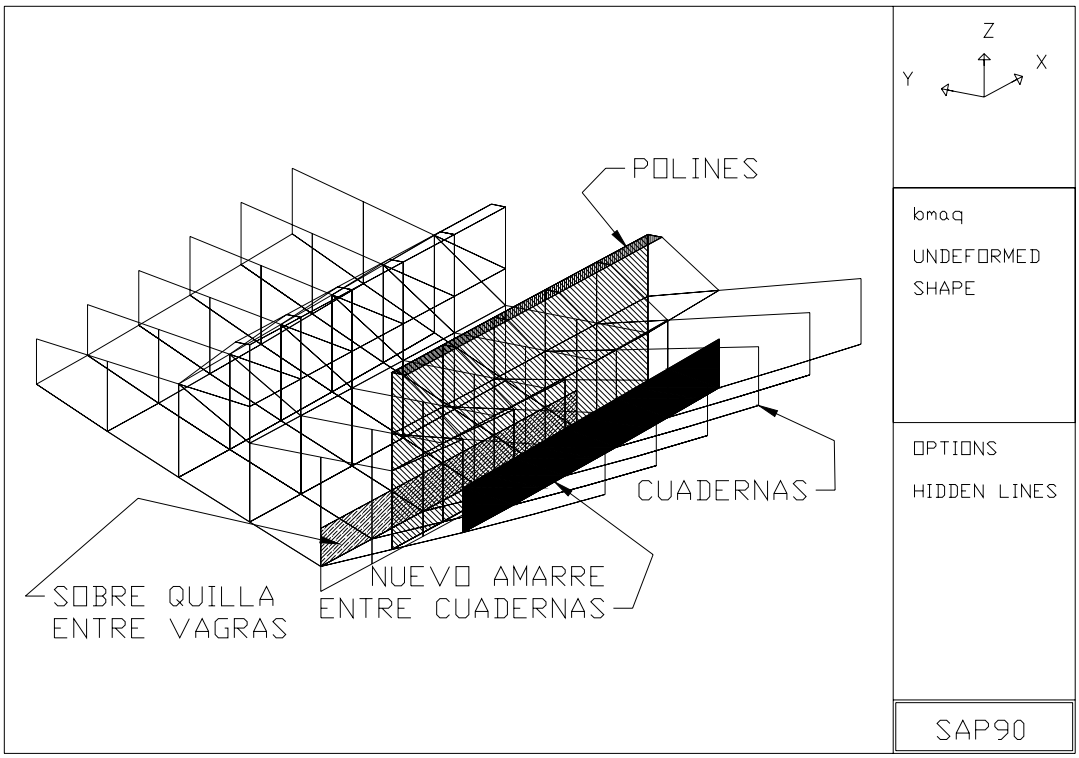

Fig. 40.- Modelo con nuevos amarres entre cuadernas

Ejecutando el programa SAP90, [24], los nuevos esfuerzos son:

		DIMENSIÓN	σ_{MAX} [kg/cm^2]	σ_{MIN} [kg/cm^2]
1	PLANCHA DE CASCO	PL 10mm	65.30	-23.65
2	QUILLA INTERCOSTAL	PL 12mm	86.70	-1.85
3	CUADERNAS LATERALES	PL 7.5mm	176.3	-19.63
4	VAGRAS INTERIORES	PL 7.5mm	32.10	-32.67
5	PLACA DE APOYO DE MOTOR	PL 19mm	73.00	-22.05
6	ESCUADRAS DE POLINES	PL 12mm	39.65	-34.25
7	QUILLA DE BARRA	PL 36mm	44.30	-0.88
8	POLINES VERTICALES	PL 19mm	29.65	-3.56

Tabla 68.- Esfuerzos después de instalar nuevos amarres estructurales

Las deflexiones bajaron en la quilla intercostal a la altura del reductor. Los valores máximos son 0.0521 mm en dirección axial, y, 0.0156 mm en dirección vertical.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Una vez complementados los cálculos originales, [20], de tipo propulsivo, de vibración forzada lateral y torsional, de alineamiento, y, de las bases de máquinas del BAE Guayas, se puede concluir lo siguiente:

El sistema propulsor va a operar con una hélice ligera, incluso en la condición de máxima calado y considerando únicamente ¾ de la potencia instalada del motor principal. Aunque en el reporte técnico original, [20], se propuso la modificación del paso, el armador decidió mantener fijas las características de la hélice; esto no permitió al propulsor requerir más torque al motor principal, lo que puede causar posteriormente un desgaste acelerado dentro de la maquina.
Los cálculos desarrollados empleando las formulaciones de Holtrop y Oosterveld para Resistencia y Características de las hélices B-Wageningen, permitió recuperar cercanamente la curva original de velocidades; esto permite confiar en los métodos de cálculos propulsivos empleados en nuestro medio, [9] y [17].
No se prevén problemas de vibración lateral ya que la velocidad de giro del motor a la cual el sistema entraría en resonancia, 5170 rpm, está fuera del rango de operación del mismo (600-1800 rpm). Para este cálculo se consideró la excitación debida al empuje de la hélice multiplicado por un descentramiento respecto de la línea de ejes, este parámetro toma un valor de 0.047D, siendo D

el diámetro de la hélice, según lo recomendado en, [5]. Se obtuvieron valores bajos de esfuerzos normales a lo largo de la línea de ejes, inclusive operando a la velocidad continua, 1800 rpm.

Los resultados de vibración torsional con excitación de la hélice propulsora mostraron resonancia en el 1er modo de vibración a una baja rpm del motor. Sin embargo, los niveles de esfuerzos fueron bajos por las amplitudes de excitación bajas. Por otra parte, respecto a la excitación del motor, los esfuerzos en el reductor llegaron a valores más altos, pero aceptables al ser comparados con el esfuerzo cortante alternativo sugerido en [21].

El análisis del alineamiento del sistema consideró alcanzar una distribución uniforme de reacciones en los cojinetes intermedios, y se determinó que se lo puede lograr desplazando longitudinalmente, y, adicionando descansos. Esto corregiría el desalineamiento angular en la brida de acople entre el eje intermedio y el contraeje. Además, se recomienda reemplazar dicha brida por una de menor peso. Estos cambios se realizaron considerando que el contraeje de 4.85 m tenía un único descanso, dejando en voladizo 2.4 m de longitud.

El análisis estructural aplicando Elementos Finitos permitió detectar altas deflexiones en ciertos elementos de las bases de máquinas en condición de desgaste por corrosión del planchaje, lo que llevó a establecer ciertas sugerencias para lograr mayor rigidez en la estructura. Posteriormente se

comprobó el efecto de dichas recomendaciones, resultando en deflexiones menores y aceptables esfuerzos en los elementos.

Recomendaciones

Todos los resultados obtenidos son de carácter teórico; implicaron en su mayoría el uso del método de elementos finitos, y, diferentes implementaciones en el computador. Por ello, los resultados analíticos obtenidos, deben comprobarse con mediciones de campo para validar los procesos de análisis aplicados. Además, el limitado uso de esta herramienta de análisis, causa que trabajos de mayor escala no sean realizados en nuestro medio. Por lo que se recomienda:

- Tratar de establecer vínculos con los trabajos prácticos de campo en sistemas propulsores marinos. Esto implica, tomar mediciones en ciertos puntos de control, y, validarlas con los resultados de los procedimientos analíticos.
- Instruir a los futuros Ingenieros Navales en la implementación de estos cálculos en el computador, para generar la confianza en el desarrollo de trabajos que impliquen mayores potencias instaladas.
- Difundir lo realizado en este modesto trabajo con el fin de interpretar de mejor manera, los métodos prácticos de alineamiento aplicados por técnicos del medio.

ANEXOS

ANEXO 1

MASA AÑADIDA Y COEFICIENTE DE AMORTIGUAMIENTO DE HÉLICES DE LA SERIE B-WAGENINGEN

Cuando un cuerpo rígido se mueve en un fluido con velocidad variable, cerca de una superficie libre, se desarrollan fuerzas y momentos que se oponen a la aceleración y velocidad. Los coeficientes de estas fuerzas y momentos se denominan respectivamente masa añadida y coeficiente de amortiguamiento. La referencia [12] presenta un análisis que sirve para obtener dichos coeficientes para hélices de la serie B. A continuación se presenta un resumen de la implementación desarrollada en la referencia citada, para el cálculo de masa añadida y coeficiente de amortiguamiento.

Se asume que las hélices marinas vibran en seis modos del cuerpo rígido, esto incluye tanto desplazamientos como rotaciones. Tomando el siguiente sistema de referencia, dichas fuerzas son:

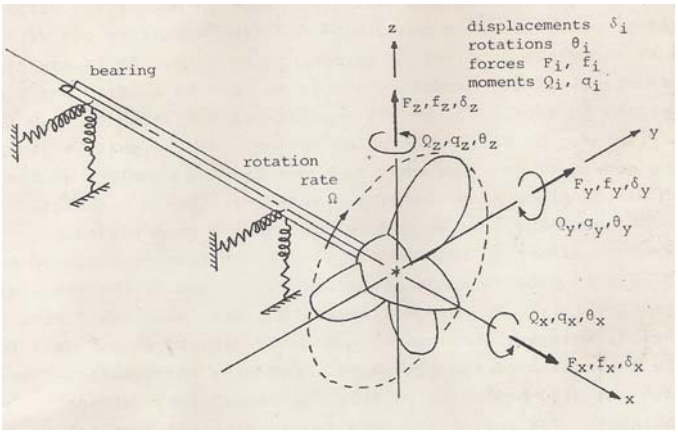

Fig. 41.- Grados de libertad en Vibración de una hélice, tomada de [12]

donde:

F_X:	Excitación axial o Vibración Longitudinal
Q_X:	Excitación en Vibración Torsional
F_Y, F_Z, Q_Y y Q_Z:	Excitación lateral o Vibración Longitudinal

Una vez vibrando, la hélice experimenta fuerzas y momentos hidrodinámicos adicionales, debido al movimiento oscilatorio, de los cuales son derivados los coeficientes hidrodinámicos de masa añadida y amortiguamiento. La ecuación de movimiento para una hélice vibrando puede ser descrita de la siguiente manera según [12]:

$$\underset{-}{M}\ddot{\underset{-}{x}} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{XX} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{YY} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{ZZ} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{\delta}_X \\ \ddot{\delta}_Y \\ \ddot{\delta}_Z \\ \ddot{\theta}_X \\ \ddot{\theta}_X \\ \ddot{\theta}_X \end{bmatrix} = \underset{-}{f_E} + \underset{-}{f_H} + \underset{-}{f_S} \qquad (A.1)$$

donde:

m: Masa de la hélice

J_{XX}: Inercia polar de masa alrededor del eje x

$J_{YY} = J_{ZZ}$: Inercia diametral de masa alrededor del eje y o z

f_E : Fuerzas vibratorias de excitación.

f_H : Fuerzas hidrodinámicas adicionales

Las fuerzas hidrodinámicas dependen del desplazamiento, X, velocidad, $\dot{X}$, y, aceleración, $\ddot{X}$, de la hélice, y, pueden ser representadas como sigue:

$$\underset{-H}{f} = -Ma.\ddot{X} - Cp\dot{X}` - KpX \qquad (A.2)$$

Donde:

Ma: Masa añadida de la hélice

Cp: Coeficiente de Amortiguamiento de la hélice

Kp: Rigidez al desplazamiento, 0 para hélices sumergidas totalmente

Sustituyendo la ecuación (2) en (1), se tiene:

$$(M + Ma.)\ddot{X} + Cp\dot{X} - f_{-S} = f_{-E} \qquad (A.3)$$

Siendo así, las matrices de masa añadida, Ma, y amortiguamiento de la hélice, Cp, vienen dadas por 18 coeficientes hidrodinámicos adimensionales diferentes de cero, ordenados de la siguiente forma:

$$Ma = \begin{bmatrix} m_{11} & 0 & 0 & m_{41} & 0 & 0 \\ 0 & m_{22} & -m_{32} & 0 & m_{52} & -m_{62} \\ 0 & m_{32} & m_{22} & 0 & m_{62} & m_{52} \\ m_{41} & 0 & 0 & m_{44} & 0 & 0 \\ 0 & m_{52} & -m_{62} & 0 & m_{55} & -m_{65} \\ 0 & m_{62} & m_{52} & 0 & m_{65} & m_{55} \end{bmatrix}$$

$$Cp = \begin{bmatrix} c_{11} & 0 & 0 & c_{41} & 0 & 0 \\ 0 & c_{22} & -c_{32} & 0 & c_{52} & -c_{62} \\ 0 & c_{32} & c_{22} & 0 & c_{62} & c_{52} \\ c_{41} & 0 & 0 & c_{44} & 0 & 0 \\ 0 & c_{52} & -c_{62} & 0 & c_{55} & -c_{65} \\ 0 & c_{62} & c_{52} & 0 & c_{65} & c_{55} \end{bmatrix} \qquad (A.5)$$

Los subíndices de los coeficientes representan las direcciones de un sistema de referencia, se han seleccionado de la siguiente forma:

- Los primeros tres términos de la diagonal principal en la matriz Ma son las masas añadidas en las tres direcciones X, Y, y Z; los segundos tres términos en la diagonal principal son los momentos de inercia

añadidos, en las tres direcciones, y, los términos fuera de la diagonal principal son usualmente llamados inercia de acoplamiento.

- Los primeros tres términos de la diagonal principal en la matriz Cp son los amortiguamientos lineales en las tres direcciones X, Y, y Z; los segundos tres términos en la diagonal principal son amortiguamientos rotacionales en las tres direcciones; y, los términos fuera de la diagonal principal usualmente llamados coeficientes de velocidad de acoplamiento.

ANEXO 2

FRECUENCIAS NATURALES EN VIBRACION LATERAL.

MODO DE VIBRACION	PERIODO [seg]	EIGEN VALOR	FRECUENCIA CIRCULAR [rad/seg]	FRECUENCIA NATURAL [CPM]
1	0,04061	2,3934E+04	154,71	1477,34
2	0,03826	2,6972E+04	164,23	1568,30
3	0,01910	1,0827E+05	329,04	3142,10
4	0,01402	2,0076E+05	448,06	4278,68

Eigen valores y frecuencias naturales

MODO	PERIODO [seg]	DIRECTION X	DIRECTION Y	DIRECTION Z
1	0.041	-4.35E-08	0.00E+00	3.69E+00
2	0.038	1.78E-07	0.00E+00	8.51E+00
3	0.019	6.02E-05	0.00E+00	6.05E+00
4	0.014	-1.08E-04	0.00E+00	-2.65E+00

Factores de reacciones, 1era parte.

MODO	MOMENT X	MOMENT Y	MOMENT Z
1	0.00E+00	7.45E+00	0.00E+00
2	0.00E+00	-7.67E+01	0.00E+00
3	0.00E+00	-5.67E+01	0.00E+00
4	0.00E+00	1.20E-01	0.00E+00

Factores de reacciones, 2da parte.

MODO	DIRECTION X	DIRECTION Y	DIRECTION Z
1	0	0	5.501
2	0	0	29.187
3	0	0	14.765
4	0	0	2.831

Masas participantes

	1er MODO		2do MODO	
JOINT	U(Z)	R(Y)	U(Z)	R(Y)
1	-0.106034	-0.121956	-0.049479	-0.056995
2	-0.058564	-0.121247	-0.027299	-0.056622
3	0	-0.11695	0	-0.054364
4	0.050269	-0.104355	0.023266	-0.048025
5	0.092172	-0.080113	0.042387	-0.036121
6	0.121063	-0.047153	0.055168	-0.020174
7	0.13396	-0.00986	0.060276	-0.002444
8	0.130074	0.026523	0.057502	0.014394
9	0.11104	0.056567	0.047865	0.027609
10	0.080858	0.075314	0.033563	0.034761
11	0.045544	0.078822	0.017772	0.033966
12	0.012594	0.064495	0.004364	0.024034
13	0	0.050832	0	0.015815
14	-0.01614	0.022414	-0.003439	0.000986
15	-0.01837	0.022184	-0.003533	0.000893
16	-0.019051	-0.015454	-0.001695	-0.008803
17	-0.009577	-0.035739	0.000815	-0.002942
18	0	-0.039352	0	0.010783
19	0.016829	-0.03435	-0.010679	0.0337
20	0.030018	-0.023368	-0.02771	0.039152
21	0.037203	-0.008005	-0.043515	0.028598
22	0.036908	0.009455	-0.051454	0.004749
23	0.028755	0.026505	-0.046338	-0.028768
24	0.013446	0.040933	-0.024673	-0.068213
25	0	0.048389	0	-0.096468
26	-0.022484	0.048249	0.049017	-0.112225
27	-0.041695	0.026575	0.095935	-0.069184
28	-0.04624	0.025325	0.107798	-0.066291
29	-0.050536	0.025216	0.119046	-0.066031
30	-0.054823	0.023788	0.130298	-0.062574
31	-0.057827	-0.009211	0.139577	0.018609
32	-0.047932	-0.032883	0.1168	0.078126
33	-0.030168	-0.043649	0.073981	0.106193
34	-0.01098	-0.038868	0.027036	0.095525
35	0	-0.024081	0	0.059385
36	0.005742	-0.003158	-0.014172	0.007816
37	0.004418	0.007261	-0.01091	-0.017918
38	0	0.004189	0	-0.010348
39	-0.000338	-0.001284	0.000836	0.003172
40	-1.10E-05	1.33E-04	2.71E-05	3.29E-04
41	-3.24E-07	1.27E-05	8.01E-07	3.14E-05
42	0	0	0	0

1er y 2do Modo de Vibración Lateral

	3er MODO		4to MODO	
JOINT	U(Z)	R(Y)	U(Z)	R(Y)
1	0.036316	0.043525	-0.262209	-0.328018
2	0.019484	0.042426	-0.136197	-0.313288
3	0	0.035821	0	-0.225788
4	-0.013602	0.023835	0.072586	-0.095693
5	-0.02092	0.008307	0.086982	0.028678
6	-0.021026	-0.007573	0.051745	0.119918
7	-0.014637	-0.019902	-0.012396	0.154169
8	-0.004145	-0.025357	-0.077436	0.12461
9	0.006889	-0.022178	-0.117284	0.046642
10	0.014558	-0.010618	-0.117183	-0.046193
11	0.01549	0.007312	-0.079553	-0.113406
12	0.007442	0.028811	-0.024062	-0.120989
13	0	0.039819	0	-0.0977
14	-0.020932	0.048363	0.029793	-0.036955
15	-0.025765	0.048274	0.033462	-0.036438
16	-0.036276	0.005865	0.031247	0.040113
17	-0.026028	-0.06948	0.012154	0.058629
18	0	-0.141048	0	0.033077
19	0.085248	-0.215584	-0.000638	-0.023992
20	0.17596	-0.169682	0.015947	-0.043426
21	0.225894	-0.043329	0.033463	-0.029652
22	0.212118	0.101946	0.039765	0.00325
23	0.141371	0.199029	0.030782	0.034533
24	0.04835	0.19372	0.011923	0.04423
25	0	0.118511	0	0.032591
26	-0.022277	-0.00937	-0.008339	0.005136
27	0.001741	-0.075233	-0.004925	-0.01731
28	0.014956	-0.07563	-0.001849	-0.017823
29	0.027811	-0.075592	0.001184	-0.017847
30	0.040948	-0.074468	0.004319	-0.01795
31	0.065203	-0.030485	0.011618	-0.012719
32	0.067319	0.020602	0.014674	-0.000206
33	0.048637	0.058515	0.011843	0.01204
34	0.019294	0.065504	0.005011	0.016466
35	0	0.043842	0	0.011717
36	-0.010744	0.006513	-0.002951	0.001949
37	-0.008453	-0.013543	-0.002371	-0.003709
38	0	-0.008117	0	-0.002304
39	0.000657	0.00249	0.0001871	0.0007074
40	2.13E-05	2.59E-04	6.10E-06	7.40E-05
41	6.31E-07	2.47E-05	1.81E-07	7.08E-06
42	0	0	0	0

3er y 4to Modo de Vibración Lateral

ANEXO 3

MATRICES RIGIDEZ Y MASA DE UN ELEMENTO VIGA

La matriz rigidez de un elemento viga en el plano, de longitud, L, inercia, I, y módulo de Young, E, es, [2]:

$$[K] = \frac{EI}{L^3}\begin{Bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & -2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & -2L^2 & -6L & 4L^2 \end{Bmatrix}$$

La matriz masa de un elemento viga en el plano, de longitud, L, área seccional, A, y, densidad, ρ, [2], es:

$$[M] = \frac{\rho AL}{420}\begin{Bmatrix} 156 & 22L & 54 & -13L \\ 22L & 4L^2 & 13L & -3L^2 \\ 54 & 13L & 156 & -22L \\ -13L & -3L^2 & -22L & 4L^2 \end{Bmatrix}$$

La matriz amortiguamiento incluye únicamente el efecto de la hélice, esto es, se desprecia el amortiguamiento estructural debido a su bajo valor.

ANEXO 4

RESPUESTA FORZADA EN VIBRACIÓN LATERAL.

N_{MOTOR} [RPM]	ω_{EXC} [rad/seg]	Empuje [kg]	Momento de excitación [kg.m]
600	17.95	626.7	72.2
700	20.94	830.0	95.6
800	23.94	1049.2	120.8
900	26.93	1290.5	148.6
1000	29.92	1559.8	179.6
1100	32.91	1863.1	214.5
1200	35.90	2206.3	254.1
1300	38.90	2595.6	298.9
1400	41.89	3036.9	349.7
1500	44.88	3536.1	407.2
1600	47.87	4099.4	472.0
1700	50.86	4732.7	545.0
1800	53.86	5441.9	626.6

Momento de excitación lateral del sistema, D_{HELICE}=2.45 m.

N_{MOTOR} [RPM]	ω_{EXC} [rad/seg]	Empuje [kg]	Momento de excitación [kg.m]
600	17.95	626.7	72.2

NODOS		NODOS i-j	Mi [Kg.m]	Mj [Kg.m]	σ_i [Kg/cm^2]	σ_j [Kg/cm^2]
1	**ROSCA**	1-2	69.89	69.91	12.21	12.21
2	HELICE	2-3	74.27	75.14	12.97	13.12
3	TUNEL POPA	3-4	75.18	42.08	13.13	7.35
4	TUNEL	4-5	42.09	8.32	7.35	1.45
5	TUNEL	5-6	8.31	25.93	1.45	4.53
6	TUNEL PROA	6-7	25.93	15.98	4.53	2.79
7	BRIDA	7-8	15.98	3.96	5.93	1.47
8	CHUMACERA 1	8-9	3.96	2.49	1.47	0.93
9	EJE INTERMEDIO	9-10	2.49	1.01	0.93	0.37
10	EJE INTERMEDIO	10-11	1.01	0.98	0.38	0.36
11	CHUMACERA 2	11-12	0.98	0.61	0.36	0.23
12	BRIDA	12-13	0.61	0.06	0.23	0.02
13	CONTRAEJE	13-14	0.06	0.31	0.02	0.12
14	CHUMACERA 3	14-15	0.31	0.08	0.12	0.03
15	PASAMAMPARO	15-16	0.08	0.07	0.03	0.03
16	BRIDA REDUCTOR	16-17	0.07	0.15	0.02	0.04
17	RULIMAN 1	17-18	0.15	0.13	0.04	0.03
18	COJINETE	18-19	0.13	0.00	0.03	0.00
19	RULIMAN 2					

	NODO	REACCION DINAMICA [Kg]
POPA TUNEL	3	25.05
PROA TUNEL	6	44.02
CHUMACERA 1	8	21.58
CHUMACERA 2	11	2.01
CHUMACERA 3	14	0.53
RULIMAN 1	17	0.41
RULIMAN 2	19	0.25

N_{MOTOR} [RPM]	ω_{EXC} [rad/seg]	Empuje [kg]	Momento de excitación [kg.m]
700	20.94	830.0	95.6

NODOS		NODOS i-j	Mi [Kg.m]	Mj [Kg.m]	σ_i [Kg/cm^2]	σ_j [Kg/cm^2]
1	**ROSCA**	1-2	91.31	91.36	15.95	15.96
2	HELICE	2-3	99.33	100.90	17.35	17.63
3	TUNEL POPA	3-4	101.00	56.76	17.64	9.91
4	TUNEL	4-5	56.78	11.32	9.92	1.98
5	TUNEL	5-6	11.31	35.02	1.98	6.12
6	TUNEL PROA	6-7	35.02	21.58	6.12	3.77
7	BRIDA	7-8	21.58	5.35	8.01	1.99
8	CHUMACERA 1	8-9	5.35	3.37	1.99	1.25
9	EJE INTERMEDIO	9-10	3.37	1.37	1.25	0.51
10	EJE INTERMEDIO	10-11	1.37	1.33	0.51	0.49
11	CHUMACERA 2	11-12	1.33	0.83	0.49	0.31
12	BRIDA	12-13	0.83	0.09	0.31	0.03
13	CONTRAEJE	13-14	0.09	0.42	0.03	0.16
14	CHUMACERA 3	14-15	0.42	0.10	0.16	0.04
15	PASAMAMPARO	15-16	0.10	0.10	0.04	0.04
16	BRIDA REDUCTOR	16-17	0.10	0.21	0.03	0.06
17	RULIMAN 1	17-18	0.21	0.17	0.06	0.05
18	COJINETE	18-19	0.17	0.00	0.05	0.00
19	RULIMAN 2					

	NODO	REACCION DINAMICA [Kg]
POPA TUNEL	3	34.34
PROA TUNEL	6	59.50
CHUMACERA 1	8	29.13
CHUMACERA 2	11	2.71
CHUMACERA 3	14	0.72
RULIMAN 1	17	0.56
RULIMAN 2	19	0.34

N_{MOTOR} [RPM]	ω_{EXC} [rad/seg]	Empuje [kg]	Momento de excitación [kg.m]
800	23.94	1049.2	120.8

NODOS		NODOS i-j	Mi [Kg.m]	Mj [Kg.m]	σ_i [Kg/cm^2]	σ_j [Kg/cm^2]
1	**ROSCA**	1-2	113.50	113.60	19.82	19.83
2	HELICE	2-3	127.00	129.60	22.17	22.64
3	TUNEL POPA	3-4	129.80	73.28	22.66	12.80
4	TUNEL	4-5	73.31	14.76	12.80	2.58
5	TUNEL	5-6	14.73	45.27	2.57	7.91
6	TUNEL PROA	6-7	45.27	27.91	7.91	4.87
7	BRIDA	7-8	27.91	6.90	10.36	2.56
8	CHUMACERA 1	8-9	6.91	4.36	2.56	1.62
9	EJE INTERMEDIO	9-10	4.36	1.78	1.62	0.66
10	EJE INTERMEDIO	10-11	1.78	1.71	0.66	0.64
11	CHUMACERA 2	11-12	1.71	1.08	0.64	0.40
12	BRIDA	12-13	1.08	0.12	0.40	0.04
13	CONTRAEJE	13-14	0.12	0.55	0.04	0.21
14	CHUMACERA 3	14-15	0.55	0.14	0.21	0.05
15	PASAMAMPARO	15-16	0.14	0.13	0.05	0.05
16	BRIDA REDUCTOR	16-17	0.13	0.28	0.04	0.07
17	RULIMAN 1	17-18	0.28	0.23	0.07	0.06
18	COJINETE	18-19	0.23	0.00	0.06	0.00
19	RULIMAN 2					

	NODO	REACCION DINAMICA [Kg]
POPA TUNEL	3	45.16
PROA TUNEL	6	77.01
CHUMACERA 1	8	37.65
CHUMACERA 2	11	3.49
CHUMACERA 3	14	0.94
RULIMAN 1	17	0.73
RULIMAN 2	19	0.45

N_{MOTOR} [RPM]	ω_{EXC} [rad/seg]	Empuje [kg]	Momento de excitación [kg.m]
900	26.93	1290.5	148.6

NODOS		NODOS i-j	Mi [Kg.m]	Mj [Kg.m]	σ_i [Kg/cm^2]	σ_j [Kg/cm^2]
1	**ROSCA**	1-2	136.80	136.90	23.89	23.91
2	HELICE	2-3	158.20	162.40	27.62	28.37
3	TUNEL POPA	3-4	162.60	92.34	28.40	16.13
4	TUNEL	4-5	92.39	18.80	16.14	3.28
5	TUNEL	5-6	18.76	57.13	3.28	9.98
6	TUNEL PROA	6-7	57.12	35.23	9.98	6.15
7	BRIDA	7-8	35.23	8.70	13.08	3.23
8	CHUMACERA 1	8-9	8.71	5.52	3.23	2.05
9	EJE INTERMEDIO	9-10	5.52	2.26	2.05	0.84
10	EJE INTERMEDIO	10-11	2.26	2.16	0.84	0.80
11	CHUMACERA 2	11-12	2.16	1.38	0.80	0.51
12	BRIDA	12-13	1.38	0.15	0.51	0.06
13	CONTRAEJE	13-14	0.15	0.71	0.06	0.26
14	CHUMACERA 3	14-15	0.71	0.17	0.26	0.06
15	PASAMAMPARO	15-16	0.17	0.17	0.06	0.06
16	BRIDA REDUCTOR	16-17	0.17	0.35	0.05	0.09
17	RULIMAN 1	17-18	0.35	0.29	0.09	0.08
18	COJINETE	18-19	0.29	0.00	0.08	0.00
19	RULIMAN 2					

	NODO	REACCION DINAMICA [Kg]
POPA TUNEL	3	58.06
PROA TUNEL	6	97.31
CHUMACERA 1	8	47.49
CHUMACERA 2	11	4.40
CHUMACERA 3	14	1.20
RULIMAN 1	17	0.94
RULIMAN 2	19	0.58

N_{MOTOR} [RPM]	ω_{EXC} [rad/seg]	Empuje [kg]	Momento de excitación [kg.m]
1000	29.92	1559.8	179.6

NODOS		NODOS i-j	Mi [Kg.m]	Mj [Kg.m]	σ_i [Kg/cm^2]	σ_j [Kg/cm^2]
1	**ROSCA**	1-2	161.20	161.40	28.15	28.18
2	HELICE	2-3	193.80	200.30	33.85	34.99
3	TUNEL POPA	3-4	200.60	114.60	35.04	20.02
4	TUNEL	4-5	114.70	23.62	20.03	4.13
5	TUNEL	5-6	23.56	71.02	4.12	12.40
6	TUNEL PROA	6-7	71.01	43.81	12.40	7.65
7	BRIDA	7-8	43.82	10.80	16.27	4.01
8	CHUMACERA 1	8-9	10.81	6.87	4.01	2.55
9	EJE INTERMEDIO	9-10	6.87	2.83	2.55	1.05
10	EJE INTERMEDIO	10-11	2.83	2.68	1.05	0.99
11	CHUMACERA 2	11-12	2.68	1.73	0.99	0.64
12	BRIDA	12-13	1.74	0.20	0.64	0.07
13	CONTRAEJE	13-14	0.19	0.89	0.07	0.33
14	CHUMACERA 3	14-15	0.89	0.22	0.33	0.08
15	PASAMAMPARO	15-16	0.22	0.21	0.08	0.08
16	BRIDA REDUCTOR	16-17	0.21	0.45	0.06	0.12
17	RULIMAN 1	17-18	0.45	0.37	0.12	0.10
18	COJINETE	18-19	0.37	0.00	0.10	0.00
19	RULIMAN 2					

	NODO	REACCION DINAMICA [Kg]
POPA TUNEL	3	73.65
PROA TUNEL	6	121.20
CHUMACERA 1	8	59.02
CHUMACERA 2	11	5.46
CHUMACERA 3	14	1.52
RULIMAN 1	17	1.19
RULIMAN 2	19	0.73

N_{MOTOR} [RPM]	ω_{EXC} [rad/seg]	Empuje [kg]	Momento de excitación [kg.m]
1100	32.91	1863.1	214.5

NODOS		NODOS i-j	Mi [Kg.m]	Mj [Kg.m]	σ_i [Kg/cm^2]	σ_j [Kg/cm^2]
1	**ROSCA**	1-2	186.60	186.90	32.59	32.64
2	HELICE	2-3	234.90	244.50	41.02	42.71
3	TUNEL POPA	3-4	244.90	140.90	42.78	24.61
4	TUNEL	4-5	141.00	29.43	24.63	5.14
5	TUNEL	5-6	29.33	87.46	5.12	15.28
6	TUNEL PROA	6-7	87.45	53.98	15.27	9.43
7	BRIDA	7-8	53.99	13.29	20.04	4.93
8	CHUMACERA 1	8-9	13.30	8.48	4.94	3.15
9	EJE INTERMEDIO	9-10	8.48	3.51	3.15	1.30
10	EJE INTERMEDIO	10-11	3.52	3.29	1.31	1.22
11	CHUMACERA 2	11-12	3.29	2.16	1.22	0.80
12	BRIDA	12-13	2.17	0.25	0.81	0.09
13	CONTRAEJE	13-14	0.25	1.11	0.09	0.41
14	CHUMACERA 3	14-15	1.12	0.28	0.41	0.10
15	PASAMAMPARO	15-16	0.28	0.27	0.10	0.10
16	BRIDA REDUCTOR	16-17	0.27	0.56	0.07	0.15
17	RULIMAN 1	17-18	0.56	0.46	0.15	0.12
18	COJINETE	18-19	0.46	0.00	0.12	0.00
19	RULIMAN 2					

	NODO	REACCION DINAMICA [Kg]
POPA TUNEL	3	92.65
PROA TUNEL	6	149.50
CHUMACERA 1	8	72.66
CHUMACERA 2	11	6.71
CHUMACERA 3	14	1.90
RULIMAN 1	17	1.49
RULIMAN 2	19	0.91

N_{MOTOR} [RPM]	ω_{EXC} [rad/seg]	Empuje [kg]	Momento de excitación [kg.m]
1200	35.90	2206.3	254.1

NODOS		NODOS i-j	Mi [Kg.m]	Mj [Kg.m]	σ_i [Kg/cm^2]	σ_j [Kg/cm^2]
1	**ROSCA**	1-2	212.70	213.10	37.15	37.21
2	HELICE	2-3	282.40	296.40	49.33	51.77
3	TUNEL POPA	3-4	297.00	172.10	51.88	30.06
4	TUNEL	4-5	172.30	36.47	30.09	6.37
5	TUNEL	5-6	36.33	107.10	6.35	18.70
6	TUNEL PROA	6-7	107.10	66.12	18.70	11.55
7	BRIDA	7-8	66.13	16.24	24.55	6.03
8	CHUMACERA 1	8-9	16.26	10.40	6.04	3.86
9	EJE INTERMEDIO	9-10	10.41	4.34	3.86	1.61
10	EJE INTERMEDIO	10-11	4.34	4.01	1.61	1.49
11	CHUMACERA 2	11-12	4.02	2.69	1.49	1.00
12	BRIDA	12-13	2.70	0.32	1.00	0.12
13	CONTRAEJE	13-14	0.32	1.39	0.12	0.51
14	CHUMACERA 3	14-15	1.39	0.35	0.52	0.13
15	PASAMAMPARO	15-16	0.34	0.33	0.13	0.12
16	BRIDA REDUCTOR	16-17	0.33	0.70	0.09	0.19
17	RULIMAN 1	17-18	0.70	0.58	0.19	0.15
18	COJINETE	18-19	0.58	0.00	0.15	0.00
19	RULIMAN 2					

	NODO	REACCION DINAMICA [Kg]
POPA TUNEL	3	116.00
PROA TUNEL	6	183.30
CHUMACERA 1	8	88.91
CHUMACERA 2	11	8.20
CHUMACERA 3	14	2.37
RULIMAN 1	17	1.86
RULIMAN 2	19	1.14

N_{MOTOR} [RPM]	ω_{EXC} [rad/seg]	Empuje [kg]	Momento de excitación [kg.m]
1300	38.90	2595.6	298.9

NODOS		NODOS i-j	Mi [Kg.m]	Mj [Kg.m]	σ_i [Kg/cm^2]	σ_j [Kg/cm^2]
1	**ROSCA**	1-2	238.40	238.90	41.65	41.73
2	HELICE	2-3	337.30	357.10	58.90	62.37
3	TUNEL POPA	3-4	358.00	209.20	62.52	36.53
4	TUNEL	4-5	209.40	45.01	36.57	7.86
5	TUNEL	5-6	44.81	130.40	7.83	22.77
6	TUNEL PROA	6-7	130.40	80.56	22.77	14.07
7	BRIDA	7-8	80.59	19.74	29.91	7.33
8	CHUMACERA 1	8-9	19.77	12.70	7.34	4.71
9	EJE INTERMEDIO	9-10	12.70	5.33	4.72	1.98
10	EJE INTERMEDIO	10-11	5.34	4.87	1.98	1.81
11	CHUMACERA 2	11-12	4.88	3.33	1.81	1.24
12	BRIDA	12-13	3.34	0.41	1.24	0.15
13	CONTRAEJE	13-14	0.40	1.72	0.15	0.64
14	CHUMACERA 3	14-15	1.72	0.43	0.64	0.16
15	PASAMAMPARO	15-16	0.43	0.41	0.16	0.15
16	BRIDA REDUCTOR	16-17	0.42	0.87	0.11	0.23
17	RULIMAN 1	17-18	0.87	0.72	0.23	0.19
18	COJINETE	18-19	0.72	0.00	0.19	0.00
19	RULIMAN 2					

	NODO	REACCION DINAMICA [Kg]
POPA TUNEL	3	144.50
PROA TUNEL	6	223.70
CHUMACERA 1	8	108.20
CHUMACERA 2	11	9.95
CHUMACERA 3	14	2.95
RULIMAN 1	17	2.32
RULIMAN 2	19	1.42

N_{MOTOR} [RPM]	ω_{EXC} [rad/seg]	Empuje [kg]	Momento de excitación [kg.m]
1400	41.89	3036.9	349.7

NODOS		NODOS i-j	Mi [Kg.m]	Mj [Kg.m]	σ_i [Kg/cm^2]	σ_j [Kg/cm^2]
1	**ROSCA**	1-2	262.60	263.20	45.87	45.98
2	HELICE	2-3	400.20	427.90	69.90	74.74
3	TUNEL POPA	3-4	429.10	253.00	74.95	44.18
4	TUNEL	4-5	253.30	55.34	44.24	9.67
5	TUNEL	5-6	55.06	158.10	9.62	27.61
6	TUNEL PROA	6-7	158.00	97.72	27.60	17.07
7	BRIDA	7-8	97.76	23.89	36.29	8.87
8	CHUMACERA 1	8-9	23.93	15.43	8.88	5.73
9	EJE INTERMEDIO	9-10	15.44	6.52	5.73	2.42
10	EJE INTERMEDIO	10-11	6.54	5.89	2.43	2.19
11	CHUMACERA 2	11-12	5.90	4.11	2.19	1.53
12	BRIDA	12-13	4.13	0.52	1.53	0.19
13	CONTRAEJE	13-14	0.51	2.12	0.19	0.79
14	CHUMACERA 3	14-15	2.13	0.54	0.79	0.20
15	PASAMAMPARO	15-16	0.53	0.51	0.20	0.19
16	BRIDA REDUCTOR	16-17	0.51	1.08	0.14	0.29
17	RULIMAN 1	17-18	1.08	0.89	0.29	0.24
18	COJINETE	18-19	0.89	0.00	0.24	0.00
19	RULIMAN 2					

	NODO	REACCION DINAMICA [Kg]
POPA TUNEL	3	179.40
PROA TUNEL	6	271.70
CHUMACERA 1	8	131.10
CHUMACERA 2	11	12.03
CHUMACERA 3	14	3.65
RULIMAN 1	17	2.88
RULIMAN 2	19	1.76

N_{MOTOR} [RPM]	ω_{EXC} [rad/seg]	Empuje [kg]	Momento de excitación [kg.m]
1500	44.88	3536.1	407.2

NODOS		NODOS i-j	Mi [Kg.m]	Mj [Kg.m]	σ_i [Kg/cm^2]	σ_j [Kg/cm^2]
1	**ROSCA**	1-2	283.30	284.00	49.48	49.61
2	HELICE	2-3	471.90	510.00	82.43	89.07
3	TUNEL POPA	3-4	511.70	304.50	89.36	53.19
4	TUNEL	4-5	305.00	67.79	53.27	11.84
5	TUNEL	5-6	67.40	190.80	11.77	33.32
6	TUNEL PROA	6-7	190.70	118.00	33.32	20.61
7	BRIDA	7-8	118.10	28.77	43.83	10.68
8	CHUMACERA 1	8-9	28.82	18.68	10.70	6.93
9	EJE INTERMEDIO	9-10	18.70	7.96	6.94	2.96
10	EJE INTERMEDIO	10-11	7.98	7.08	2.96	2.63
11	CHUMACERA 2	11-12	7.10	5.06	2.64	1.88
12	BRIDA	12-13	5.09	0.66	1.89	0.25
13	CONTRAEJE	13-14	0.64	2.62	0.24	0.97
14	CHUMACERA 3	14-15	2.63	0.67	0.97	0.25
15	PASAMAMPARO	15-16	0.66	0.63	0.24	0.24
16	BRIDA REDUCTOR	16-17	0.63	1.34	0.17	0.36
17	RULIMAN 1	17-18	1.34	1.10	0.36	0.30
18	COJINETE	18-19	1.10	0.00	0.30	0.00
19	RULIMAN 2					

	NODO	REACCION DINAMICA [Kg]
POPA TUNEL	3	221.80
PROA TUNEL	6	328.70
CHUMACERA 1	8	158.20
CHUMACERA 2	11	14.46
CHUMACERA 3	14	4.52
RULIMAN 1	17	3.57
RULIMAN 2	19	2.18

N_{MOTOR} [RPM]	ω_{EXC} [rad/seg]	Empuje [kg]	Momento de excitación [kg.m]
1600	47.87	4099.4	472.0

NODOS		NODOS i-j	Mi [Kg.m]	Mj [Kg.m]	σ_i [Kg/cm^2]	σ_j [Kg/cm^2]
1	**ROSCA**	1-2	297.70	298.50	51.99	52.14
2	HELICE	2-3	552.40	603.90	96.47	105.50
3	TUNEL POPA	3-4	606.10	364.50	105.90	63.67
4	TUNEL	4-5	365.20	82.64	63.78	14.43
5	TUNEL	5-6	82.12	229.00	14.34	39.99
6	TUNEL PROA	6-7	228.90	141.70	39.99	24.76
7	BRIDA	7-8	141.80	34.45	52.64	12.79
8	CHUMACERA 1	8-9	34.52	22.49	12.82	8.35
9	EJE INTERMEDIO	9-10	22.51	9.67	8.36	3.59
10	EJE INTERMEDIO	10-11	9.69	8.46	3.60	3.14
11	CHUMACERA 2	11-12	8.49	6.20	3.15	2.30
12	BRIDA	12-13	6.24	0.83	2.32	0.31
13	CONTRAEJE	13-14	0.81	3.21	0.30	1.19
14	CHUMACERA 3	14-15	3.23	0.82	1.20	0.31
15	PASAMAMPARO	15-16	0.81	0.78	0.30	0.29
16	BRIDA REDUCTOR	16-17	0.78	1.65	0.21	0.44
17	RULIMAN 1	17-18	1.65	1.36	0.44	0.36
18	COJINETE	18-19	1.36	0.00	0.36	0.00
19	RULIMAN 2					

	NODO	REACCION DINAMICA [Kg]
POPA TUNEL	3	272.80
PROA TUNEL	6	395.50
CHUMACERA 1	8	189.80
CHUMACERA 2	11	17.28
CHUMACERA 3	14	5.56
RULIMAN 1	17	4.40
RULIMAN 2	19	2.69

N_{MOTOR} [RPM]	ω_{EXC} [rad/seg]	Empuje [kg]	Momento de excitación [kg.m]
1700	50.86	4732.7	545.0

NODOS		NODOS i-j	Mi [Kg.m]	Mj [Kg.m]	σ_i [Kg/cm^2]	σ_j [Kg/cm^2]
1	**ROSCA**	1-2	302.50	303.30	52.83	52.97
2	HELICE	2-3	641.20	709.90	112.00	124.00
3	TUNEL POPA	3-4	712.90	433.60	124.50	75.73
4	TUNEL	4-5	434.40	100.20	75.88	17.50
5	TUNEL	5-6	99.50	273.10	17.38	47.70
6	TUNEL PROA	6-7	273.10	169.20	47.69	29.55
7	BRIDA	7-8	169.30	40.99	62.84	15.22
8	CHUMACERA 1	8-9	41.09	26.92	15.25	9.99
9	EJE INTERMEDIO	9-10	26.95	11.67	10.00	4.33
10	EJE INTERMEDIO	10-11	11.70	10.05	4.34	3.73
11	CHUMACERA 2	11-12	10.08	7.56	3.74	2.81
12	BRIDA	12-13	7.62	1.05	2.83	0.39
13	CONTRAEJE	13-14	1.02	3.93	0.38	1.46
14	CHUMACERA 3	14-15	3.94	1.01	1.46	0.38
15	PASAMAMPARO	15-16	1.00	0.96	0.37	0.35
16	BRIDA REDUCTOR	16-17	0.96	2.03	0.26	0.54
17	RULIMAN 1	17-18	2.03	1.67	0.54	0.45
18	COJINETE	18-19	1.67	0.00	0.45	0.00
19	RULIMAN 2					

	NODO	REACCION DINAMICA [Kg]
POPA TUNEL	3	333.40
PROA TUNEL	6	472.90
CHUMACERA 1	8	226.20
CHUMACERA 2	11	20.51
CHUMACERA 3	14	6.82
RULIMAN 1	17	5.41
RULIMAN 2	19	3.30

N_{MOTOR} [RPM]	ω_{EXC} [rad/seg]	Empuje [kg]	Momento de excitación [kg.m]
1800	53.86	5441.9	626.6

NODOS		NODOS i-j	Mi [Kg.m]	Mj [Kg.m]	σ_i [Kg/cm^2]	σ_j [Kg/cm^2]
1	**ROSCA**	1-2	293.30	293.80	51.23	51.31
2	HELICE	2-3	736.50	826.70	128.60	144.40
3	TUNEL POPA	3-4	830.70	511.30	145.10	89.31
4	TUNEL	4-5	512.50	120.60	89.51	21.06
5	TUNEL	5-6	119.60	323.10	20.90	56.43
6	TUNEL PROA	6-7	323.00	200.30	56.42	34.99
7	BRIDA	7-8	200.40	48.36	74.41	17.95
8	CHUMACERA 1	8-9	48.49	31.96	18.00	11.86
9	EJE INTERMEDIO	9-10	32.00	13.99	11.88	5.20
10	EJE INTERMEDIO	10-11	14.04	11.82	5.21	4.39
11	CHUMACERA 2	11-12	11.87	9.17	4.40	3.40
12	BRIDA	12-13	9.25	1.32	3.43	0.49
13	CONTRAEJE	13-14	1.27	4.77	0.47	1.77
14	CHUMACERA 3	14-15	4.79	1.24	1.78	0.46
15	PASAMAMPARO	15-16	1.22	1.16	0.45	0.43
16	BRIDA REDUCTOR	16-17	1.17	2.47	0.31	0.66
17	RULIMAN 1	17-18	2.47	2.04	0.66	0.55
18	COJINETE	18-19	2.04	0.00	0.55	0.00
19	RULIMAN 2					

	NODO	REACCION DINAMICA [Kg]
POPA TUNEL	3	404.10
PROA TUNEL	6	561.00
CHUMACERA 1	8	267.40
CHUMACERA 2	11	24.12
CHUMACERA 3	14	8.32
RULIMAN 1	17	6.61
RULIMAN 2	19	4.03

ANEXO 5

FRECUENCIAS NATURALES EN VIBRACION TORSIONAL.

I	DISCO	J_i	K_i
0	AMORTIG.	0.216836735	3.74E+04
1	FRONT	0.096326531	1.19E+06
2	B1	0.189795918	6.92E+05
3	B2	0.120204082	6.92E+05
4	B3	0.120204082	6.92E+05
5	B4	0.189795918	1.12E+06
6	REAR	0.644897959	6.30E+04
7	1R	0.005021035	1.38E+05
8	2R	0.011738554	4.47E+04
9	3R	0.147632718	1.71E+04
10	BRIDA	0.007110495	1.29E+03
11	BRIDA 2	0.040505563	1.20E+03
12	BRIDA 1	0.003606938	3.08E+03
13	HELICE	0.501734694	

Inercias de rotación y rigideces del sistema en linea

ω (rad/s)=			35.39		
ω(CPM)=			337.98		
	$J_i\omega^2$	A_i	$A_i.J_i\omega^2$	$\Sigma^{i=-n}_{i=1}(A_i.J_i\omega^2)$	$\Sigma_{i=1-n}(A_i.J_i\omega^2)/K_i$
AMORTIG.	271.64	**1.000**	271.64	271.64	0.0073
FRONT	120.67	0.993	119.79	391.43	0.0003
B1	237.76	0.992	235.96	627.39	0.0009
B2	150.58	0.992	149.30	776.69	0.0011
B3	150.58	0.990	149.13	925.82	0.0013
B4	237.76	0.989	235.16	1160.98	0.0010
REAR	807.87	0.988	798.19	1959.17	0.0311
1R	6.29	0.957	6.02	1965.19	0.0142
2R	14.71	0.943	13.86	1979.05	0.0443
3R	184.94	0.898	166.16	2145.21	0.1257
BRIDA	8.91	0.773	6.88	2152.09	1.6709
BRIDA 2	50.74	-0.898	-45.58	2106.52	1.7536
BRIDA 1	4.52	-2.652	-11.98	2094.53	0.6807
HELICE	628.53	-3.332	-2094.53	0.00	

Cálculo de 1era frecuencia natural

ω (rad/s)=			222.86		
ω(CPM)=			2128.20		
	$J_i\omega^2$	A_i	$A_i.J_i\omega^2$	$\Sigma^{i=-n}_{i=1}(A_i.J_i\omega^2)$	$\Sigma_{i=1-n}(A_i.J_i\omega^2)/K_i$
AMORTIG.	10769.98	**1.000**	10769.98	10769.98	0.2876
FRONT	4784.41	0.712	3408.46	14178.44	0.0119
B1	9426.90	0.700	6603.25	20781.69	0.0300
B2	5970.37	0.670	4002.69	24784.39	0.0358
B3	5970.37	0.635	3788.78	28573.16	0.0413
B4	9426.90	0.593	5592.89	34166.05	0.0304
REAR	32031.20	0.563	18028.80	52194.86	0.8282
1R	249.39	-0.265	-66.18	52128.68	0.3774
2R	583.04	-0.643	-374.73	51753.95	1.1579
3R	7332.72	-1.801	-13203.74	38550.21	2.2587
BRIDA	353.17	-4.059	-1433.63	37116.59	28.8181
BRIDA 2	2011.86	-32.877	-66144.70	-29028.11	-24.1645
BRIDA 1	179.15	-8.713	-1560.94	-30589.05	-9.9404
HELICE	24920.48	1.227	30589.05	0.00	

Cálculo de 2da Frecuencia Natural torsional

ω (rad/s)=			379.11		
ω(CPM)=			3620.21		
	$J_i\omega^2$	A_i	$A_i.J_i\omega^2$	$\Sigma^{i=-n}_{i=1}(A_i.J_i\omega^2)$	$\Sigma_{i=1-n}(A_i.J_i\omega^2)/K_i$
AMORTIG.	31164.33	**1.000**	31164.33	31164.33	0.8322
FRONT	13844.30	0.168	2323.34	33487.67	0.0282
B1	27277.95	0.140	3808.48	37296.15	0.0539
B2	17276.04	0.086	1480.57	38776.72	0.0561
B3	17276.04	0.030	512.12	39288.84	0.0568
B4	27277.95	-0.027	-740.71	38548.14	0.0343
REAR	92686.38	-0.061	-5699.92	32848.22	0.5212
1R	721.64	-0.583	-420.51	32427.70	0.2347
2R	1687.10	-0.817	-1379.14	31048.56	0.6947
3R	21218.15	-1.512	-32084.94	-1036.38	-0.0607
BRIDA	1021.94	-1.451	-1483.27	-2519.64	-1.9563
BRIDA 2	5821.56	0.505	2939.20	419.56	0.3493
BRIDA 1	518.40	0.156	80.67	500.23	0.1626
HELICE	72110.59	-0.007	-500.23	0.00	

Cálculo de 3ra Frecuencia Natural Torsional

ω (rad/s)=			443.31		
ω(CPM)=			4233.28		
	$J_i\omega^2$	A_i	$A_i.J_i\omega^2$	$\Sigma^{i=-n}_{i=1}(A_i.J_i\omega^2)$	$\Sigma_{i=1-n}(A_i.J_i\omega^2)/K_i$
AMORTIG.	42613.14	**1.000**	42613.14	42613.14	1.1379
FRONT	18930.26	-0.138	-2610.46	40002.68	0.0337
B1	37299.03	-0.172	-6400.01	33602.68	0.0486
B2	23622.72	-0.220	-5200.87	28401.81	0.0411
B3	23622.72	-0.261	-6170.79	22231.02	0.0321
B4	37299.03	-0.293	-10942.07	11288.95	0.0101
REAR	126736.49	-0.303	-38454.15	-27165.21	-0.4310
1R	986.74	0.128	125.94	-27039.27	-0.1957
2R	2306.88	0.323	745.97	-26293.30	-0.5883
3R	29013.04	0.912	26449.85	156.55	0.0092
BRIDA	1397.37	0.902	1261.10	1417.64	1.1007
BRIDA 2	7960.22	-0.198	-1577.79	-160.14	-0.1333
BRIDA 1	708.84	-0.065	-46.00	-206.14	-0.0670
HELICE	98601.79	0.002	206.14	0.00	

Cálculo de 4ta Frecuencia Natural Torsional

ANEXO 6

RESPUESTA FORZADA EN VIBRACION TORSIONAL.

EXCITACIÓN DE LA HELICE

N_{MOTOR} [rpm]	ω_{EXC} [rad/seg]	Q_{HELICE} [kg.m]	Q_{EXC} [kg.m]
600,00	17,95	168,32	16,83
700,00	20,94	213,11	21,31
800,00	23,94	268,30	26,83
900,00	26,93	333,90	33,39
1000,00	29,92	409,89	40,99
1100,00	32,91	496,28	49,63
1150.00	34.40	543.37	54.33
1200.00	35.90	593.07	59.30
1250.00	37.39	645.37	64.53
1300,00	38,90	700,27	70,03
1400,00	41,89	817,86	81,79
1500,00	44,88	945,86	94,59
1600,00	47,87	1084,25	108,42
1700,00	50,86	1233,04	123,30
1800,00	53,86	1392,23	139,22

Amplitud del torque excitador de la hélice.

RESPUESTA FORZADA EN VIBRACION TORSIONAL POR EXCITACIÓN DE LA HÉLICE

	D, mm	600 rpm	700 rpm	800 rpm	900 rpm
AMORTIG.	63.48	0.542	0.509	0.495	0.493
FRONT	63.48	0.541	0.508	0.495	0.492
B1	135.00	0.540	0.507	0.493	0.490
B2	135.00	0.540	0.506	0.492	0.489
B3	135.00	0.539	0.505	0.491	0.488
B4	126.99	0.538	0.504	0.489	0.485
REAR	126.99	0.534	0.499	0.483	0.478
1R	100.00	0.534	0.499	0.483	0.478
2R	104.00	0.534	0.499	0.483	0.478
3R	156.00	0.532	0.497	0.480	0.474
BRIDA RED	140.00	0.532	0.496	0.480	0.473
BRIDA 2	140.00	0.526	0.488	0.470	0.461
BRIDA 1	180.00	0.525	0.487	0.468	0.458
HELICE					

Torque Alternativo entre discos, [kg.m], 600 rpm- 900 rpm, excitación de la hélice.

	D, mm	600 rpm	700 rpm	800 rpm	900 rpm
AMORTIG.	63.48	10.534	9.889	9.631	9.584
FRONT	63.48	10.525	9.878	9.617	9.566
B1	135.00	1.093	1.025	0.997	0.991
B2	135.00	1.091	1.023	0.995	0.988
B3	135.00	1.090	1.021	0.993	0.986
B4	126.99	1.307	1.224	1.189	1.179
REAR	126.99	1.298	1.212	1.174	1.161
1R	100.00	2.658	2.483	2.404	2.377
2R	104.00	2.363	2.207	2.137	2.112
3R	156.00	0.697	0.650	0.629	0.620
BRIDA RED	140.00	0.965	0.900	0.870	0.858
BRIDA 2	140.00	0.953	0.885	0.851	0.835
BRIDA 1	180.00	0.448	0.415	0.399	0.391
HELICE					

Esfuerzo Alternativo entre discos, [kg./cm2], 600 rpm- 900 rpm, excitación de la hélice.

	D, mm	1000 rpm	1100 rpm	1150 rpm	1182.9 rpm
AMORTIG.	63.48	0.497	0.504	0.509	0.513
FRONT	63.48	0.495	0.503	0.508	0.511
B1	135.00	0.493	0.500	0.505	0.508
B2	135.00	0.492	0.498	0.503	0.506
B3	135.00	0.490	0.496	0.500	0.503
B4	126.99	0.487	0.493	0.497	0.499
REAR	126.99	0.478	0.482	0.484	0.486
1R	100.00	0.478	0.481	0.484	0.486
2R	104.00	0.478	0.481	0.484	0.485
3R	156.00	0.473	0.475	0.477	0.478
BRIDA RED	140.00	0.472	0.474	0.476	0.478
BRIDA 2	140.00	0.457	0.455	0.455	0.456
BRIDA 1	180.00	0.454	0.452	0.452	0.452
HELICE					

Torque Alternativo entre discos, [kg.m], 1000 rpm- 1182.9 rpm, excitación de la hélice.

	D, mm	1000 rpm	1100 rpm	1150 rpm	1182.9 rpm
AMORTIG.	63.48	9.655	9.808	1.014	1.021
FRONT	63.48	9.633	9.780	1.011	1.018
B1	135.00	0.997	1.011	0.104	0.105
B2	135.00	0.994	1.007	0.104	0.105
B3	135.00	0.990	1.003	0.104	0.104
B4	126.99	1.183	1.197	0.124	0.124
REAR	126.99	1.161	1.170	0.120	0.121
1R	100.00	2.377	2.394	0.246	0.247
2R	104.00	2.112	2.127	0.219	0.220
3R	156.00	0.619	0.622	0.064	0.064
BRIDA RED	140.00	0.856	0.860	0.088	0.089
BRIDA 2	140.00	0.827	0.825	0.085	0.085
BRIDA 1	180.00	0.387	0.386	0.039	0.039
HELICE					

Esfuerzo Alternativo entre discos, [kg./cm2], 1000 rpm- 1182.9 rpm, excitación de la hélice.

	D, mm	1200 rpm	1250 rpm	1300 rpm	1400 rpm
AMORTIG.	63.48	0.515	0.521	0.527	0.541
FRONT	63.48	0.513	0.519	0.525	0.539
B1	135.00	0.510	0.515	0.521	0.534
B2	135.00	0.507	0.513	0.518	0.531
B3	135.00	0.505	0.510	0.515	0.527
B4	126.99	0.501	0.506	0.511	0.522
REAR	126.99	0.487	0.490	0.494	0.502
1R	100.00	0.487	0.490	0.494	0.501
2R	104.00	0.486	0.490	0.493	0.501
3R	156.00	0.479	0.482	0.484	0.490
BRIDA RED	140.00	0.478	0.481	0.484	0.490
BRIDA 2	140.00	0.456	0.456	0.456	0.458
BRIDA 1	180.00	0.452	0.452	0.452	0.452
HELICE					

Torque Alternativo entre discos, [kg.m], 1200 rpm- 1400 rpm, excitación de la hélice.

	D, mm	1200 rpm	1250 rpm	1300 rpm	1400 rpm
AMORTIG.	63.48	1.025	1.037	1.050	1.078
FRONT	63.48	1.022	1.033	1.046	1.073
B1	135.00	0.106	0.107	0.108	0.111
B2	135.00	0.105	0.106	0.107	0.110
B3	135.00	0.105	0.106	0.107	0.109
B4	126.99	0.125	0.126	0.127	0.130
REAR	126.99	0.121	0.122	0.123	0.125
1R	100.00	0.248	0.250	0.251	0.255
2R	104.00	0.220	0.222	0.223	0.227
3R	156.00	0.064	0.065	0.065	0.066
BRIDA RED	140.00	0.089	0.089	0.090	0.091
BRIDA 2	140.00	0.085	0.085	0.085	0.085
BRIDA 1	180.00	0.039	0.039	0.039	0.040
HELICE					

Esfuerzo Alternativo entre discos, [kg./cm2], 1200 rpm- 1400 rpm, excitación de la hélice.

	D, mm	1500 rpm	1600 rpm	1700 rpm	1800 rpm
AMORTIG.	63.48	0.557	0.574	0.593	0.613
FRONT	63.48	0.554	0.571	0.589	0.608
B1	135.00	0.548	0.564	0.581	0.599
B2	135.00	0.544	0.559	0.576	0.593
B3	135.00	0.540	0.555	0.570	0.586
B4	126.99	0.534	0.547	0.561	0.576
REAR	126.99	0.510	0.519	0.529	0.539
1R	100.00	0.510	0.519	0.528	0.538
2R	104.00	0.509	0.518	0.527	0.537
3R	156.00	0.497	0.504	0.511	0.518
BRIDA RED	140.00	0.496	0.503	0.510	0.517
BRIDA 2	140.00	0.459	0.460	0.460	0.461
BRIDA 1	180.00	0.453	0.453	0.453	0.452
HELICE					

Torque Alternativo entre discos, [kg.m], 1500 rpm- 1800 rpm, excitación de la hélice.

	D, mm	1500 rpm	1600 rpm	1700 rpm	1800 rpm
AMORTIG.	63.48	1.109	1.143	1.180	1.220
FRONT	63.48	1.103	1.137	1.172	1.211
B1	135.00	0.114	0.117	0.120	0.124
B2	135.00	0.113	0.116	0.119	0.123
B3	135.00	0.112	0.115	0.118	0.121
B4	126.99	0.133	0.136	0.139	0.143
REAR	126.99	0.127	0.129	0.131	0.134
1R	100.00	0.260	0.264	0.269	0.274
2R	104.00	0.231	0.235	0.239	0.243
3R	156.00	0.067	0.068	0.069	0.070
BRIDA RED	140.00	0.092	0.093	0.095	0.096
BRIDA 2	140.00	0.085	0.085	0.085	0.086
BRIDA 1	180.00	0.040	0.040	0.040	0.039
HELICE					

Esfuerzo Alternativo entre discos, [kg./cm2], 1500 rpm- 1800 rpm, excitación de la hélice.

EXCITACIÓN DEL MOTOR

N [RPM]	ω_{EXC} [rad/seg]	BHP	PMI_{FRENO} [PSI]	T_K, [kg/cm^2]	Q_{EXC} [kg.m]
1800	753.98	1050	219.44	2.129	121.38
1400	586.43	1023	274.88	2.471	140.88
1200	502.65	826	258.94	2.373	135.27
1050	439.82	495	177.16	1.868	106.51
1000	418.88	384	144.45	1.666	95.00
900	376.99	324	135.56	1.611	91.87
700	293.22	205	110.17	1.455	82.94
650	272.27	185	107.07	1.436	81.85

Amplitud del torque excitador del Motor.

RESPUESTA FORZADA EN VIBRACION TORSIONAL POR EXCITACIÓN DEL MOTOR

	D, mm	650 rpm	700 rpm	900 rpm	1000 rpm
AMORTIG.	63.48	111.03	82.14	15.43	238.42
FRONT	63.48	89.89	64.00	9.80	131.00
B1	135.00	128.84	110.19	93.42	11.98
B2	135.00	181.88	168.23	190.16	31.94
B3	135.00	232.60	223.77	282.20	72.56
B4	126.99	260.60	258.19	363.34	188.57
REAR	126.99	66.58	80.59	297.20	886.57
1R	100.00	64.68	78.66	293.32	879.61
2R	104.00	59.82	73.56	280.71	850.23
3R	156.00	15.93	11.45	9.71	12.10
BRIDA RED	140.00	19.09	15.13	23.12	52.74
BRIDA 2	140.00	7.43	4.79	3.83	6.74
BRIDA 1	180.00	8.14	5.33	4.60	8.49
HELICE					

Torque Alternativo entre discos, [kg.m], 650 rpm- 1000 rpm, excitación del motor.

	D, mm	650 rpm	700 rpm	900 rpm	1000 rpm
AMORTIG.	63.48	221.05	163.54	30.71	474.67
FRONT	63.48	178.96	127.43	19.50	260.82
B1	135.00	26.67	22.81	19.34	2.48
B2	135.00	37.65	34.82	39.36	6.61
B3	135.00	48.15	46.32	58.42	15.02
B4	126.99	64.81	64.21	90.36	46.90
REAR	126.99	16.56	20.04	73.91	220.48
1R	100.00	32.94	40.06	149.39	447.98
2R	104.00	27.08	33.31	127.09	384.95
3R	156.00	2.14	1.54	1.30	1.62
BRIDA RED	140.00	3.54	2.81	4.29	9.79
BRIDA 2	140.00	1.38	0.89	0.71	1.25
BRIDA 1	180.00	0.71	0.47	0.40	0.74
HELICE					

Esfuerzo Alternativo entre discos, [kg./cm2], 650 rpm- 1000 rpm, excitación del motor.

	D, mm	1050 rpm	1200 rpm	1400 rpm	1800 rpm
AMORTIG.	63.48	109.38	56.44	25.09	14.25
FRONT	63.48	55.05	19.83	2.98	6.57
B1	135.00	52.66	82.04	99.94	168.36
B2	135.00	88.40	167.46	207.08	298.71
B3	135.00	121.21	245.53	301.84	399.54
B4	126.99	104.94	273.47	341.42	426.17
REAR	126.99	323.88	130.91	70.25	35.00
1R	100.00	322.23	131.42	71.53	37.00
2R	104.00	313.07	129.80	72.43	39.90
3R	156.00	2.19	1.07	1.51	1.45
BRIDA RED	140.00	17.20	5.24	2.12	0.74
BRIDA 2	140.00	1.95	0.43	0.12	0.02
BRIDA 1	180.00	2.52	0.61	0.20	0.45
HELICE					

Torque Alternativo entre discos, [kg.m], 1050 rpm- 1800 rpm, excitación del motor.

	D, mm	1050 rpm	1200 rpm	1400 rpm	1800 rpm
AMORTIG.	63.48	217.76	112.37	49.95	28.37
FRONT	63.48	109.60	39.49	5.92	13.09
B1	135.00	10.90	16.98	20.69	34.85
B2	135.00	18.30	34.66	42.86	61.83
B3	135.00	25.09	50.82	62.48	82.71
B4	126.99	26.10	68.01	84.91	105.98
REAR	126.99	80.55	32.56	17.47	8.70
1R	100.00	164.11	66.93	36.43	18.85
2R	104.00	141.74	58.77	32.79	18.07
3R	156.00	0.29	0.14	0.20	0.20
BRIDA RED	140.00	3.19	0.97	0.39	0.14
BRIDA 2	140.00	0.36	0.08	0.02	0.00
BRIDA 1	180.00	0.22	0.05	0.02	0.04
HELICE					

Esfuerzo Alternativo entre discos, [kg./cm^2], 1050 rpm- 1800 rpm, excitación del motor.

BIBLIOGRAFIA

[1] ABS, "Guidance Notes on Propulsion Shafting Alignment", ABS, April, 2004

[2] Anderson, W., Finite Element Method. Notas de Clase, AERO510, Depto. de Ing. Aeroespacial, U. de Michigan, Julio 1983

[3] Caterpillar Marine Engines, "Engine Performance and Data Sheet". Caterpillar Tractor Company, 2004

[4] Ecker, W., "Propulsion Shafting", Dept. of Naval Architecture and Marine Engineering, The University of Michigan, 1972

[5] Harrington, "Marine Engineering, Chapter X, Section 3", SNAME, NJ, 1992

[6] Harrington, "Marine Engineering, Chapter X, Section 4", SNAME, NJ, 1992

[7] Harrington, “Marine Engineering, Chapter X, Section 7", SNAME, NJ, 1992

[8] Hartog, D., "Mechanical Vibrations", Mc Graw Hill, 1956

[9] Holtrop, J., "A Statistical Re-Analysis of Resistance and Propulsion Data", International Shipbuilding Progress, Vol. 31, No. 363, November, 1984.

[10] Lloyd´s Register, “Rules and Regulation for Ships, Part 5”. LR, London, 2005

[11] Mann, G., "Shipyard alignment of propulsion shafting using Fair Curve Alignment Theory". Naval Engineers Journal, 1965

[12] Marín, J., "Apuntes de clases del curso Vibraciones del Buque". Fac. de Ing. Marítima y Ciencias del Mar, ESPOL, 2001

[13] Marín, J., "Programa para Calcular la Vibración Lateral Forzada de Sistemas Propulsores Marinos". Fac. de Ing. Marítima y Ciencias del Mar, ESPOL, 2006

[14] Marín, J., "Programa para Calcular la Vibración Torsional Forzada de Sistemas Propulsores Marinos". Fac. de Ing. Marítima y Ciencias del Mar, ESPOL, 2006

[15] Marín, J., "Proyecto del Sistema Propulsor". Espol, 2005

[16] Moreno, V., “Motores de Combustión Interna, vol. II”. ETSIN, España

[17] Oosterveld, M.W.C. & Van Oossonen, P., "Further Computer-Analyzed Data of the Wageningen B-Screw Series". International Shipbuilding Progress, July, 1975

[18] Parsons, M., Vorus, W., & Richard, E., "Added mass and Damping of Vibrating Propellers". Department of Naval Architecture and Marine Engineering, The University of Michigan, October, 1980

[19] Provenza, F., “Projetista de Máquinas”. PROVENZA, 2001

[20] Tecnavin, Reporte Técnico "Remotorización del BAE Guayas". Tecnavin, Guayaquil, Junio 2002

[21] Twin Disc Incorporated, "Marine Transmission Data Sheet", Bulletin 319-P-40

[22] US. NAVY, “SHCP, Manual del Usuario”, US NAVY, 1976

[23] Vaca, B., “Apuntes de clase del curso Resistencia y Propulsión”. Fac. de Ing. Marítima y CC. del Mar, ESPOL, 2001

[24] Wilson, E., "Manual del Usuario, programa SAP90". Computer & Structures, 1988