

## REDISEÑO DEL SISTEMA PROPULSOR DEL BAE GUAYAS

Por: Roberto O. Morante<sup>1</sup>, y, Josè R. Marin<sup>2</sup>,

<sup>1</sup>Egresado de Ing. Naval, 2005, y, <sup>2</sup>Ph.D. Ing. Naval, U. de Michigan, Profesor de la ESPOL desde 1984

### 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 Ligeras. 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  $448 \text{ kg/cm}^2$ , 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.

### SUMMARY

In this report it was complemented the previous propulsive study developed in [20], by estimating the cavitation level using Holtrop's method, and, it was verified the previous results that the propeller it going to operate in a light condition. Then there were calculated the stresses due to lateral vibration, excited by the propeller at its blade rate. Due to the absence of resonant conditions in the working range of the main engine, the stresses found were very low.

Then the torsional vibration calculations were complemented, evaluating the forced response, considering separately the excitation from the propeller and from the main engine. The resultant stress levels were low for the excitation from the propeller. In the case of the engine excitation, the alternative stresses reach value of  $448 \text{ kg/cm}^2$ , inside the admissible stress levels.

After that it was developed an analysis of the alignment of the shafting system following the practical method applied locally to marine shafting systems. It was found that moving longitudinally, and the addition of new bearings, may reach to reduce the angular misalignment between shaft spans, upto solving the respective requirements.

Finally there were analyzed the stresses of the engine foundations, using the finite element method. There were found acceptable levels of stresses and displacements. There were analyzed the same elements of the structure considering the wear reported before beginning the repairs. There were found that the deflections in the intercoastal keel were high and there were proposed solutions to solve this problem.

## CONTENIDO

### ANÁLISIS PROPULSIVO DEL SISTEMA CONSIDERANDO EXCLUSIVAMENTE LA HÉLICE

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

CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES	
ESLORA MÁXIMA	78,40 m
ESLORA EN CUBIERTA ALTA	62,40 m
ESLORA ENTRE PERPENDICULARES	46,10 m
MANGA MÁXIMA	10,60 m
MANGA EN SECCIÓN MAESTRA	10,16 m
PUNTAL EN CUBIERTA PRINCIPAL	6,60 m
PUNTAL EN CUBIERTA BAJA	4,40 m
CALADO MÁXIMO	4,40 m

Tabla 1.- Características Principales de la embarcación analizada.

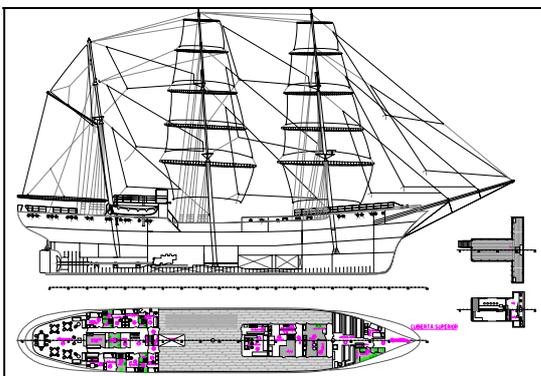


Fig. 1.- Perfil y Cubierta superior.

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.

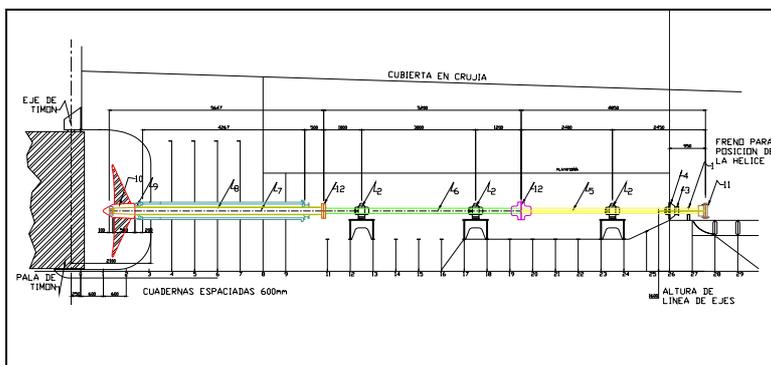


Fig. 2.- Plano del Sistema Propulsor.

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 <sub>MOTOR</sub> [RPM]
5	900
8	1300
9.1	1500
9.7	1600

10,4	1750
------	------

**Tabla 2.- Curva de velocidad original de la embarcación vs. Rpm**

**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.

### 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:

<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>VALOR</b>
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 <sup>2</sup> )	675,00
Ax, Área de Sección media, (m <sup>2</sup> )	34,70
Bt, Manga del Espejo sumergido, (m)	0,00
Tt, Calado del Espejo, (m)	0,00
At, Área de inmersión del Espejo, (m <sup>2</sup> )	0,00
i <sub>E</sub> , ½ Angulo de entrada, (°)	20
lcb, (+proa), (m)	-1,07
C <sub>WP</sub>	0,77
C <sub>PV</sub>	0,60
A <sub>BT</sub> , Área transversal de bulbo de proa, (m <sup>2</sup> )	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
C <sub>x</sub>	0,74
C <sub>b</sub>	0,48
Cstern, Coeficiente de Popa	-25
Área de apéndices, (m <sup>2</sup> )	12.56
Velocidad del viento, nudos	6.00
Área transversal del casco sobre L.A., m <sup>2</sup>	55.00
Centro de gravedad arriba de L.A., m	2.63
Área transversal de superestructura, m <sup>2</sup>	10
Centro de gravedad arriba de L.A., m	3.50
Área longitudinal arriba de L.A., m <sup>2</sup>	590.00

**Tabla 3.- Datos de entrada de la embarcación para Holtrop, [9].**

<b>DESCRIPCION</b>	<b>VALOR</b>
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

<b>Potencia al freno del motor, (BHP)</b>	675
<b>Revoluciones del motor, (RPM)</b>	1800
<b>Razón de reducción</b>	7,0
<b>Inmersión de la hélice, [m]</b>	3,086
<b>Distancia del casco a manzana de hélice, (m)</b>	2,9
<b>Angulo de inclinación, (°)</b>	0

Tabla 4.- Datos de entrada del propulsor en Oosterveld, [17].

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

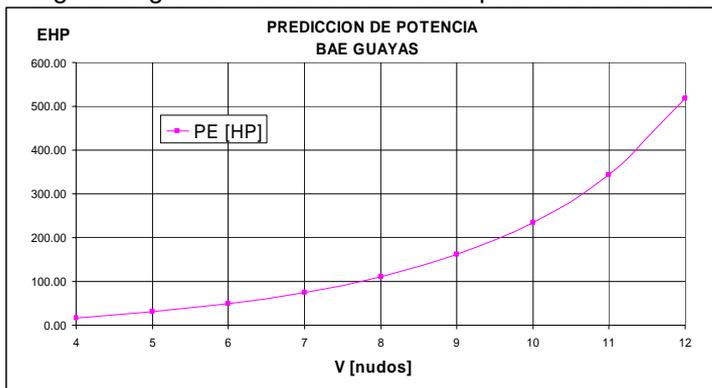


Fig. 3.- Potencia Efectiva, [hp].

$V_s$ [kn]	$p_0+rg_h-p_v$ kg/m <sup>2</sup>	$1/2\rho V_A^2$ kg/m <sup>2</sup>	$\sigma$	$K_T/(J^2s)$	$K_T/(J^2s)_B$
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 5.- 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 gráfico presenta la curva de velocidad de la embarcación versus las revoluciones del motor, manteniéndose la razón de reducción original de 7:1, así;

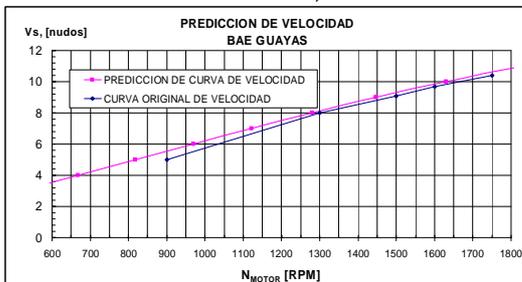


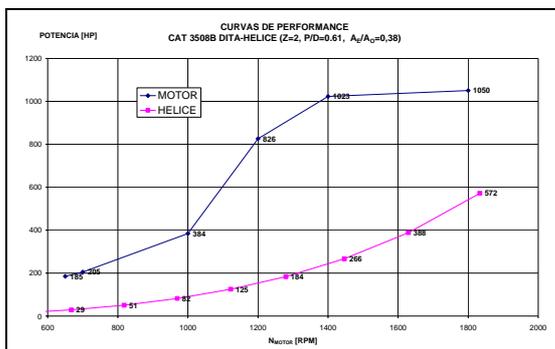
Fig. 4.- Curvas de Velocidad, original y estimada.

### 1.3 NUEVOS REQUERIMIENTOS DEL ARMADOR

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 6.- Requerimientos del nuevo motor 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. Considerando operar a  $\frac{3}{4}$  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.



**Fig. 5.- Potencia del Conjunto Motor y hélice.**

## 2 ANALISIS DE VIBRACIÓN LATERAL DEL BAE GUAYAS

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. 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 1, esto es:

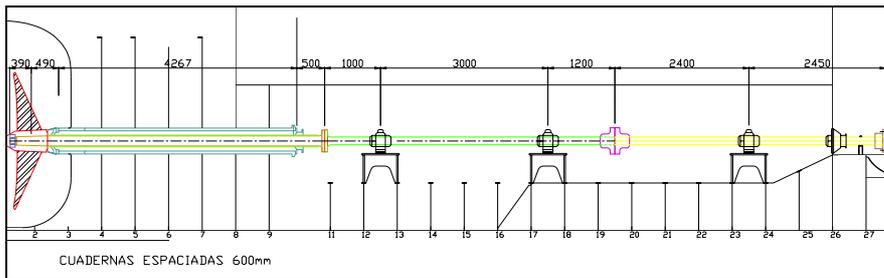
INERCIA AÑADIDA TORSIONAL	m44	0.00041283
AMORTIGUAMIENTO TORSIONAL	c44	0.00517148
ACOPLAMIENTO TORSIONAL	c41	-0.05206590
INERCIA AÑADIDA LATERAL	m55	0.00367209
MASA AÑADIDA LATERAL	m22	0.55993033
ACOPLAMIENTO LATERAL	c52	0.02524904
AMORTIGUAMIENTO LATERAL	c22	0.02016153

**Tabla 7.- 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, ambas del capítulo 1.

El sistema a modelarse tiene la siguiente forma:



**Fig. 6.- 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 02. Se presentan a continuación las frecuencias naturales en vibración lateral:

MODO DE VIBRACION	PERIODO EIGEN [seg]	VALOR	FRECUENCIA CIRCULAR [rad/seg <sup>2</sup> ]	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 8.- 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:

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

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.

### 3 . ANALISIS DE VIBRACION TORSIONAL

#### 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.

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:

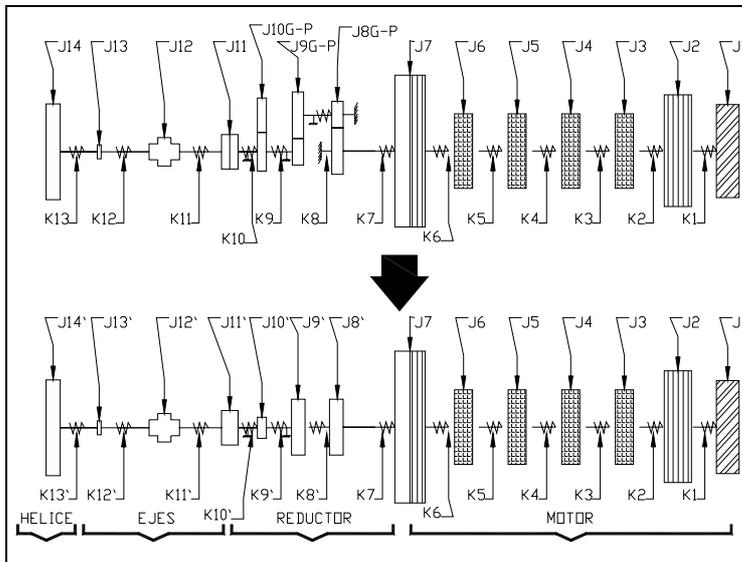


Fig. 7.- Modelado Torsional

del sistema y equivalente en línea.

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

		<b>J</b> <b>[kg.m.sec<sup>2</sup>]</b>		<b>K</b> <b>(kg m/rad)</b>
0	CARCAZA DE DAMPER, J1	0,2168	K1	37448,98
1	FRONT+ACCE, J2	0,0963	K2	1187448,98
2	BANCADA 1, J3	0,1897	K3	691734,69
3	BANCADA 2, J4	0,1202	K4	691734,69
4	BANCADA 3, J5	0,1202	K5	691734,69
5	BANCADA 3, J6	0,1897	K6	1122448,98
6	REAR+ACCE+VOLANTE, J7	0,6448	K7	63021,20
7	1R, J8'=J8P+J8G/n1 <sup>2</sup>	0,0050	K8'=K8/n1 <sup>2</sup>	138142,09
8	2R, J9'=J9P/n1 <sup>2</sup> +J9G/(n1n2) <sup>2</sup>	0,0117	K9=K9/(n1n2) <sup>2</sup>	44694,61
9	3R, J10'=(J10P+J1G)/(n1n2) <sup>2</sup>	0,1476	K10=K10/(n1n2) <sup>2</sup>	17067,71
10	BRIDA RED+BRIDA EJE, J11'=J11/(n1n2) <sup>2</sup>	0,0071	K11=K11/(n1n2) <sup>2</sup>	1287,96
11	BRIDA A, J12'=J12/(n1n2) <sup>2</sup>	0,0405	K12=K12/(n1n2) <sup>2</sup>	1201,27
12	BRIDA B, J13'=J13/(n1n2) <sup>2</sup>	0,003606938	K13=K13/(n1n2) <sup>2</sup>	3077,24
13	HELICE, J14'=J14/(n1n2) <sup>2</sup>	0,501734694		

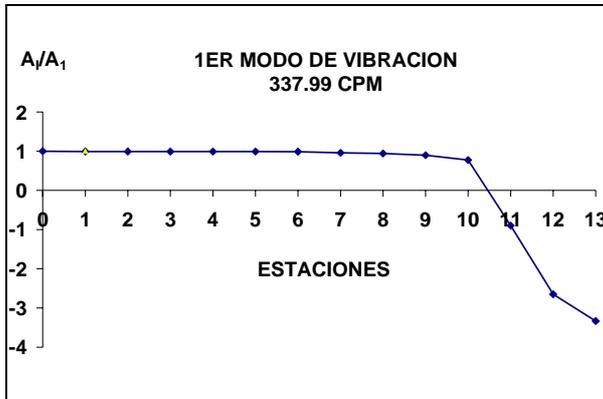
Tabla 9.- Datos del sistema equivalente, n<sub>1</sub>=1.92, n<sub>2</sub>=3.65, n<sub>1</sub>\*n<sub>2</sub>=7.

Los detalles del cálculo en vibración torsional libre se muestran en el anexo 05, los valores de las frecuencias naturales torsionales, en ciclos por minuto son:

<b>MODO DE VIBRACION</b>	<b>FRECUENCIA NATURAL [CPM]</b>
1	337,99
2	2128,20
3	3620,21

**Tabla 10.- Frecuencias naturales en vibración torsional**

Los modos de vibración torsional para las frecuencias calculadas son:



**Fig. 8.- 1er Modo de vibración torsional.**



**Fig. 9.- 2do Modo de vibración torsional.**

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

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

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:

$$f_0 = \frac{N_{\text{MOTOR}} \# \text{CILINDROS}}{2},$$

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

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

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

Entonces, se espera que, a 905.05 rpm y a 1058.32 rpm, se presenten resonancias teniendo como excitación al crítico mayor del motor. Las siguientes frecuencias naturales entrarían en resonancia con rpm es por encima de los 1800 que es la velocidad continua del motor.

### 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]. Entonces, el torque excitador por cilindro es el siguiente:

<b>N</b> <b>[RPM]</b>	<b>EXC</b> <b>[rad/seg]</b>	<b>BHP</b>	<b>PMI<sub>FRENO</sub></b> <b>[PSI]</b>	<b>T<sub>K</sub></b> <b>[kg/cm<sup>2</sup>]</b>	<b>Q<sub>EXC</sub></b> <b>[kg.m]</b>
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 11.- 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:

	<b>700rpm</b>	<b>900rpm</b>	<b>1050rpm</b>	<b>1400rpm</b>	<b>1800rpm</b>
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
BRIDA RED	15.13+0.19i	23.12-0.04i	-17.20-0.16i	-2.12+0.00i	-0.74+0.00i
BRIDA 2	-4.79-0.06i	-3.83+0.00i	1.95+0.02i	0.12+0.00i	0.02+0.00i
BRIDA 1	-5.33-0.07i	-4.60+0.01i	2.52+0.02i	0.20+0.00i	0.00+0.45i
HELICE					

Tabla 12.- Torque alternativo entre estaciones con excitación del motor, kg.m.

Luego, según la referencia [10], el esfuerzo alternativo en vibración torsional en los ejes no debe exceder el siguiente valor en servicio continuo. Entonces, el esfuerzo cortante en el eje de cola no debería exceder los siguientes valores según [10]:

<b>N</b>	<b>r, N/Js</b>	<b>c</b> <b>N/mm<sup>2</sup></b>	<b>c</b> <b>kg/cm<sup>2</sup></b>
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 13.- Esfuerzos máximos permisibles en el eje de cola, [9]

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

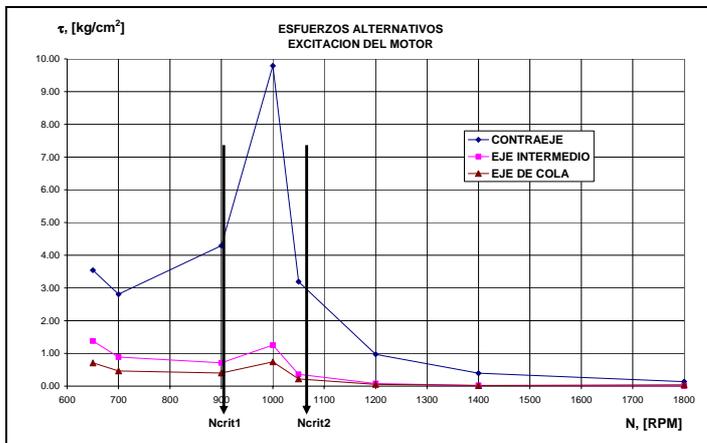


Fig. 10.- Esfuerzos alternativos máximos en ejes, kg/cm<sup>2</sup>

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<sup>2</sup>. Como referencia, el fabricante del motor presenta límites de esfuerzos alternativos en vibración de 21 MPa en el cigüeñal o 214kg/cm<sup>2</sup>.

#### 4. ANÁLISIS DEL ALINEAMIENTO DE LA LÍNEA PROPULSORA

**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. El perfil del modelo deformado se presenta a continuación:

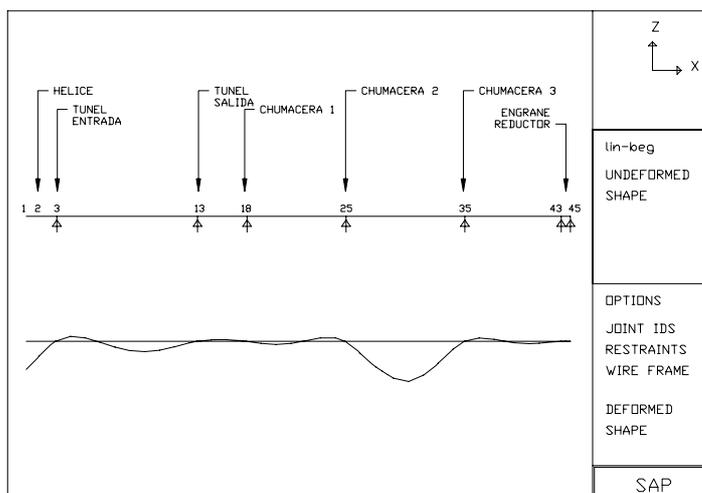


Fig. 11.- Modelo con elementos finitos y perfil deformado.

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,  $3 \text{ kg/cm}^2$ . 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 <sup>2</sup> ]
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 14.- 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.

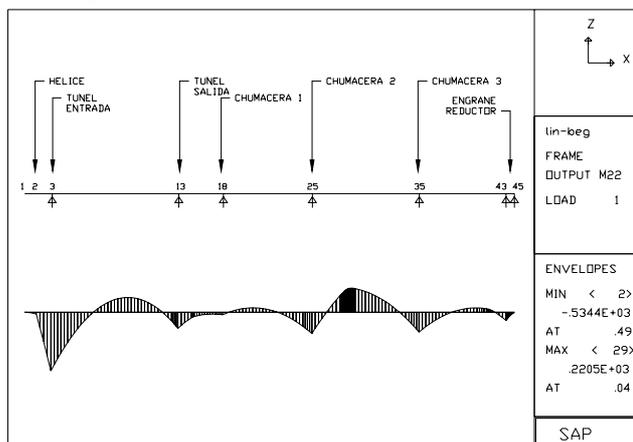


Fig. 12.- Modelo con elementos finitos y momento flector

**Cálculo de Coeficientes de Influencia.-** 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
ENTRADA TUNEL	3	<b>29.4</b>	-125.0	103.3	-9.4	2.6	-2.3	1.5
SALIDA TUNEL	13	-125.0	<b>662.6</b>	-653.3	142.0	-38.6	34.3	-22.0
CHUMACERA 1	18	103.3	-653.3	<b>736.8</b>	-249.0	91.7	-81.5	52.2
CHUMACERA 2	25	-9.4	142.0	-249.0	<b>201.3</b>	-154.0	192.0	-122.9
CHUMACERA 3	35	2.6	-38.6	91.7	-154.0	<b>315.7</b>	-866.3	649.0
RULIMAN 1	43	-2.3	34.3	-81.5	192.0	-866.3	<b>3612.7</b>	-2889.0
RULIMAN 2	45	1.5	-22.0	52.2	-122.9	649.0	-2889.0	<b>2331.3</b>

Tabla 15.- Coeficientes de influencia, [kg/mm].

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

	NODO	R <sub>INICIAL</sub> [kg]	R <sub>FINAL</sub> [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 16.- 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

Opción:

- 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	-0.0001243
CONTRAEJE	R(Y), rad
BRIDA DE ACOPLE EJE INTERMEDIO	-0.000336

**Tabla 17.- 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 18.- 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

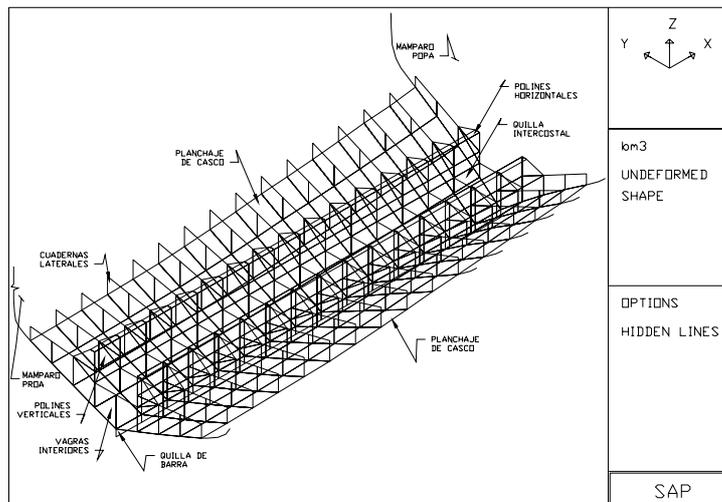
CHUMACERA 2	664.8	450.2	509.2	530.3	435.2
CHUMACERA 3	533.4	651.7	661.6	875.3	623.2

**Tabla 19.- 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.

## 5. ANÁLISIS DE LAS BASES DEL MOTOR PRINCIPAL MODELADO DE LAS BASES DEL MOTOR

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. 13.- 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.

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.

**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.

### 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:

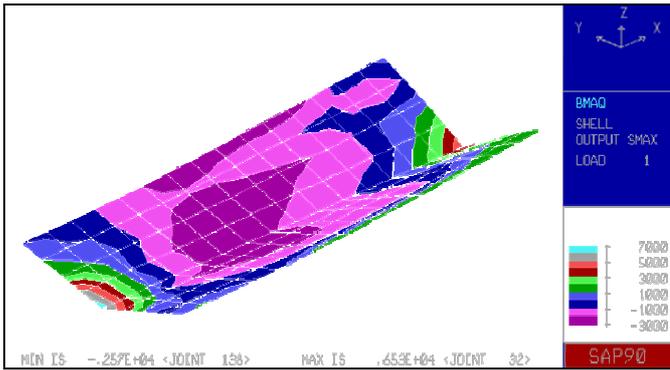


Fig. 14.- Esfuerzos en el fondo

El valor máximo correspondiente a  $65.3 \text{ kg/cm}^2$  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  $86.7 \text{ kg/cm}^2$ , en la conexión con el fondo de la embarcación,

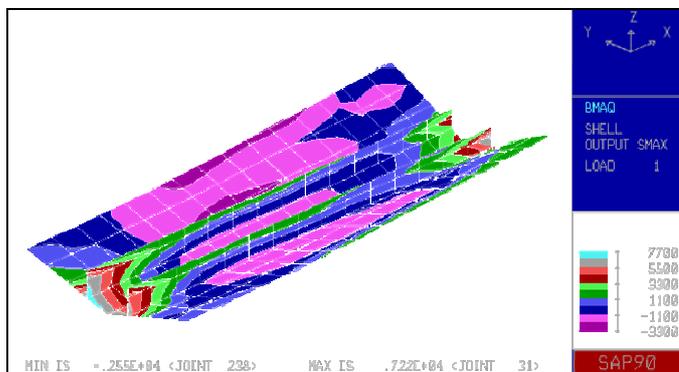


Fig. 15.- Esfuerzos en la quilla intercostal

## 6. PROPUESTA DE REDISEÑO

**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 la mayor parte de los sistemas auxiliares tendrían que beneficiarse, siendo este un requerimiento implícito del armador

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.

**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<sup>2</sup>, en el eje de conexión entre el amortiguador viscoso y el cigüeñal del motor principal. Aún a 1800 rpm, el esfuerzo alcanza un valor de 1.22 kg/cm<sup>2</sup>, 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<sup>2</sup>.

La resonancia, que produce el esfuerzo máximo en el reductor, está fuera del rango crítico,  $\pm 20\%$  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.

**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.

**Propuesta:** 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.

Básicamente, se resume lo planteado en el subcapítulo 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:

<b>ALINEADO</b>	
ENTRADA TUNEL	1628.9
SALIDA TUNEL	548.6
CHUMACERA 1	270.6
CHUMACERA 2	435.2
CHUMACERA 3	623.2

**Tabla 20.- 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:

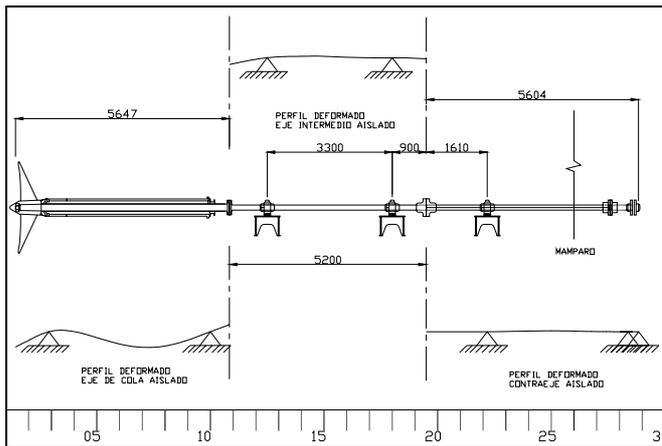


Fig. 16.- 1era Propuesta de Rediseño

### RECOMENDACIONES ESTRUCTURALES PARA LAS NUEVAS BASES DE MÁQUINAS

Los más altos esfuerzos, de alrededor de  $450 \text{ kg/cm}^2$ , 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. Antes de evaluar el efecto de estos cambios en el modelo de elementos finitos, se presenta a continuación un esquema detallado:

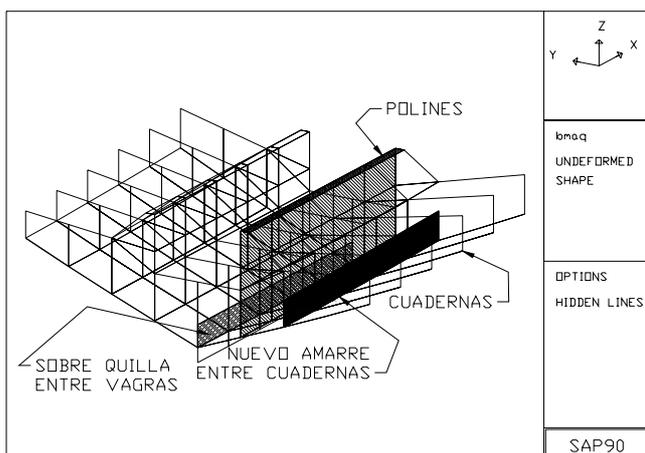


Fig. 17.- Modelo con nuevos amarres entre cuadernas

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

		DIMENSIÓN	MAX [ $\text{kg/cm}^2$ ]	MIN [ $\text{kg/cm}^2$ ]
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 21.- Esfuerzos después de instalar nuevos amarres estructurales

Las deflexiones bajaron en la quilla intercostal a la altura del reductor. Los valores máximos son  $0.0521 \text{ mm}$  en dirección axial, y,  $0.0156 \text{ mm}$  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, estructurales de las bases de la maquinaria principal del BAE Guayas de la Armada del Ecuador, se puede concluir lo siguiente:

El sistema propulsor va a operar con una hélice ligera, incluso en la condición de máxima carga y considerando únicamente  $\frac{3}{4}$  de la potencia instalada en el 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, lo cual no permite a ésta, exigir más torque al motor principal. Los cálculos desarrollados empleando las formulaciones de Holtrop y Oosterveld para Resistencia y Características de las hélices B-Wageningen, permitió recuperar cercanamente la curva de velocidades original; esto permite confiar en los procesos de cálculos propulsivos empleados en nuestro medio.

No se prevén problemas de vibración lateral, ya que la velocidad de giro del motor a la cual el sistema entraría en resonancia, está fuera del rango de operación del mismo, 600 rpm a 1800 rpm. Para este cálculo se consideró la excitación debida al descentramiento del empuje generado por la hélice, tomando este parámetro un valor de 0.047D, según lo recomendado en Marine Engineering, [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 analizaron considerando que el contraje de 4.85 m tenía un único descanso, dejando en cantilibrio 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 rigidizar la estructura. Posteriormente se comprobó el efecto de dichas recomendaciones, resultando en deflexiones menores y aceptables esfuerzos en los elementos.

## **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 CC. 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 Sitemas 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