

INV. TN-1988.3
T
623.823
M385
C.2.



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería Marítima y
Ciencias del Mar**



**“ METODOLOGIA PARA EVALUAR SISTEMAS DE
PROPULSION DE BUQUES PESQUEROS ”**

TESIS DE GRADO

**Previa a la obtención del Título de:
INGENIERO NAVAL**

**Presentado por:
MAGALY MARTINEZ - APARICIO OLAYA**

**Guayaquil - Ecuador
1.988**

AGRADECIMIENTO

Al Ing. Armando Flores H.,
Director de Tesis, ya que al
no haber podido contar con su
invalorable ayuda, me hubiera
sido difícil culminar con es-
ta Tesis.

A los Profesores y todos aquel
los que de una u otra forma
han ayudado a mi paso por la
ESPOL.

DEDICATORIA

A mis Padres, quienes me dieron la vida, y el sentido de esta.

A mi Esposo e Hijos, quienes me dan las ganas de vivir.



BIBLIOTECA

Ing. Armando Flores
Director de Tesis

Ing. Jorge Faytong
Presidente Tribunal

Ing. Cristóbal Mariscal
Miembro Principal

Ing. Bolívar Vaca
Miembro Principal

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestas en esta tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos Profesionales de la ESPOL).

Magaly Martínez Aparicio Olaya

R E S U M E N

METODOLOGIA PARA EVALUAR SISTEMAS DE PROPULSION DE BUQUES PESQUEROS

OBJETIVO: La presente tesis tiene como objetivo desarrollar una metodología para evaluar sistemas de propulsión en buques pesqueros. Para lograr esto, es necesario tener en cuenta tres aspectos, tales como el Análisis Vibratorio, Análisis del Proceso de Alineamiento y la Determinación de la Eficiencia Propulsiva del Sistema.

En el Análisis Vibratorio se contempla las 3 formas de vibración del sistema propulsor. Tanto en vibración torsional, lateral y longitudinal, se calculan las frecuencias naturales de vibración del conjunto motor-hélice para determinar las posibles condiciones resonantes.

En el capítulo que trata sobre el proceso de alineación del sistema propulsor, inicialmente se describe el método empleado en nuestros pesqueros. A continuación se desarrollan cálculos usando la ecuación de los Tres Momentos para encontrar las Reacciones y los Coeficientes de Influencia entre cojinetes.

La evaluación de la eficiencia propulsiva es teórica, ya que se tienen limitaciones de no contar con el equipo apropiado para tomar mediciones como son el torque, la velocidad de avance y el empuje.

Con la finalidad de abreviar y facilitar la evaluación propuesta, se preparó un programa de computación, en el cual se recopilan los 3 aspectos anteriormente mencionados.

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	V
INDICE GENERAL.....	VII
INDICE DE FIGURAS.....	IX
INDICE DE TABLAS.....	XI
INDICE DE ABREVIATURAS.....	XII
INTRODUCCION.....	14
CAPITULO I	
DESCRIPCION DE LAS INSTALACIONES ACTUALES...	16
1.1. Generalidades.....	16
1.2. Descripción del sistema propulsor de buques camaroneros.....	22
1.3. Descripción del sistema propulsor de buques cerqueros.....	27
1.4. Normas y recomendaciones.....	32
CAPITULO II	
ANALISIS VIBRATORIO DEL SISTEMA PROPULSOR...	49
2.1. Introducción.....	49
2.2. Vibración torsional.....	51
2.3. Vibración lateral.....	63
2.4. Vibración longitudinal.....	68
2.5. Resumen de los problemas vibratorios.	77

VIII

Pág.

CAPITULO III

ANALISIS DEL PROCESO DE ALINEACION.....	78
3.1. Descripción del proceso usado en el a- lineamiento.....	78
3.2. Cálculo de reacciones y coeficientes de influencia.....	83
3.3. Análisis del proceso de alineamiento..	91
3.4. Discusión.....	93

CAPITULO IV

EVALUACION DE LA EFICIENCIA PROPULSIVA.....	94
4.1. Introducción.....	94
4.2. Cálculo de la resistencia total de bu- ques.....	95
4.3. Evaluación de la eficiencia propulsi- va.....	104

CAPITULO V

APLICACION DEL PROCESO.....	109
5.1. Desarrollo del programa ESPROP.....	109
5.2. Aplicación práctica.....	114
5.3. Observaciones.....	123

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

APENDICES

BIBLIOGRAFIA

INDICE DE FIGURAS

		Pág.
1.1	Distribución típica de un camaronero....	19
1.2	Distribución típica de un cerquero.....	22
1.3.	Ubicación de la hélice en barcos	26
1.4	Sistema propulsor de un barco.....	30
1.5	Potencia VS velocidad de rotación de la hélice.....	31
1.6	Situación de la hélice en el codaste ...	33
2.1	Modelación de un sistema propulsor típico de dos inercias unidas por un resorte....	51
2.2	Movimiento alternativo rotativo masa-muñón- biela.....	53
2.3	Engranaje doble reducción.....	56
2.4	Engranaje simple.....	57
2.5	Rigidez torsional de un eje.....	58
2.6	Inercia de un eje.....	59
2.7	Inercia polar y peso de la hélice VS diá- metro.....	60
2.8	Representación del sistema propulsor para el cálculo de vibración torsional.....	61
2.9	Causas de la vibración lateral del propul- sor.....	64
2.10	Tramo de eje que interviene en vibración - lateral.....	66

2.11	Modelación del sistema propulsor en dos grados de libertad.....	69
2.12	Aplicación del área de momento.....	73
3.1	Alineamiento angular.....	81
3.2	Alineamiento paralelo.....	82
3.3	Cargas sobre los cojinetes para un buen \ alineamiento.....	83
3.4	Carga general en una viga cualquiera...	84
3.5	Diagramas de cuerpo libre de una viga cargada.....	88
3.6	Elástica de una viga cualquiera.....	90
3.7	Curvatura normal del eje de cola.....	92

INDICE DE TABLAS

	Pág.
I Valores constante C.....	42
II Valores del factor del metal f.....	43
III Valores constante K.....	56
IV Valores CSTER.....	97
V Valores $(1+K2)$	99

ABREVIATURAS

B = Manga

BHP = Potencia motor principal

c_{ij} = Coeficiente de influencia

CAVT = Cavitación

D = Diámetro

DHP = Potencia en la hélice

EFIC = Eficiencia propulsiva

EMPJE = Empuje hélice

I_{rot} = Inercia rotacional

J_{cil} = Suma inercia de los cilindros

J_e = Inercia eje

J_G = Inercia de la rueda volante

J_m = Inercia del cuerpo motor-reductor

J_p = Inercia del piñón

J_r = Inercia del reductor

J_{vol} = Inercia volante

K = Factor servicio

K_{bm} = Rigidez base de máquina

L_{pp} = Eslora entre perpendiculares

L_w = Eslora línea de agua

M_e = Masa embolo

M_m = Masa por unidad de longitud del eje

M_p = Masa hélice

M_{rec} = Masa de la parte de la biela con movimiento recíproco

M_{rot} = Masa de la parte de la biela con movimiento rotacional.

R = Razón de reducción

R_a = Corrección de resistencia por modelos

R_{app} = Resistencia de los apéndices

R_f = Resistencia friccional

R_o = Peso específico material

R_T = Resistencia total

R_{Tr} = Resistencia de la presión adicional debido a la parte sumergida del espejo.

T = Calado

TOR = Torque del motor

VOL = Velocidad del buque

Z = Número de palas

INTRODUCCION

Los armadores y empresas pesqueras de nuestro medio desde hace algún tiempo afrontaban problemas con los sistemas propulsores de sus embarcaciones, dichos problemas ocasionan elevados costos de operación debido a flexión de ejes, desgaste excesivo en cojinetes, rotura de engranajes, etc.

Para afrontar estas situaciones los Ingenieros Navales tenían que estudiar los problemas de los sistemas propulsores por áreas determinadas, haciendo uso de cálculos avanzados y tablas enfocadas para embarcaciones de mayor tonelaje que los pesqueros de nuestro medio. Como estos cálculos no abarcaban el problema en su conjunto, tal como análisis vibratorio, análisis de eficiencia y muy someramente análisis de alineación, no se podía dar una respuesta que incluyera los 3 anteriores aspectos en un sólo contexto.

Con estos antecedentes se vio la necesidad inmediata de atender los requerimientos del sector pesquero. Para lo cual se efectuaron investigaciones a bordo de los diferentes tipos de embarcaciones pesqueras, llegando a establecer que efectivamente los problemas presentados tienden a ser críticos.

Recogiendo los estudios científicos mencionados anteriormente y complementando estos con los resultados obtenidos a través de la investigación práctica se comenzó a desarrollar una "metodología de evaluación del sistema propulsor de los pesqueros".

Esta metodología tenía que cumplir con el objetivo de ser comprensible, rápida y de fácil aplicación, analizando al mismo tiempo los 3 aspectos (vibración, alineamiento, eficiencia propulsiva del sistema) eficientemente lo cual se consiguió desarrollando el programa de computación ESPROPE.



CAPITULO I

DESCRIPCION DE LAS INSTALACIONES ACTUALES

1.1. GENERALIDADES

Siendo el Ecuador rico en recursos pesqueros, encontramos una gama de buques dedicados a la pesca, de la cual en la presente tesis, se ha escogido los Camaroneros y los Cerqueros, ya que encierran globalmente los tipos de embarcaciones más usadas en nuestro medio.

Los primeros como su nombre lo indica, realizan exclusivamente la pesca del camarón; son aproximadamente el 73% del total de la flota pesquera nacional rf. (18). Formando parte del 27% restante, se encuentran los cerqueros, dedicados a la llamada pesca azul, (nombre dado por la FAO a todos los buques que capturan sardinas, atunes, macarelas, anchovetas, etc.).

El diseño básico y la distribución de los barcos presenta muy poca variación. Hasta hace algunos años era una práctica artesanal

hecha por maestros navales, integrantes de familias que tradicionalmente se han dedicado a la construcción naval.

El constructor, maestro naval ecuatoriano, es poseedor de una amplia experiencia, y una técnica simple, lo que comúnmente incide en que no siga normas o reglas probadas por organismos especializados en la materia. A pesar de estos los barcos trabajan y desempeñan las faenas a satisfacción de los armadores y tripulación.

Normalmente el casco de los camaroneros es de madera, por lo consiguiente su construcción es transversal, en forma de "V" ó formas llenas (lo que le proporciona mayor boyantez y desplazamiento).

En base a las visitas efectuadas a dichos barcos, se observó que por lo general la estructura es sobredimensionada con la finalidad de presentar una nave "robusta y segura".

La distribución de dichas embarcaciones, es simple y sencilla, sobre la cubierta superior,

se ubica una superestructura, usualmente de madera, la cual se inicia a una distancia de un 15 a 20% de L total, desde proa hacia la sección media, con una extensión de un 30 a 35% L total, en cuyo interior encontramos el puente de mano ó gobierno, camarote del capitán, cocina-comedor y el camarote de la tripulación (este último en algunas embarcaciones se encuentra bajo la cubierta, en el pique de proa).

De la sección media hacia proa, se instalan las escotillas de acceso al cuarto de máquinas y a la bodega, winche mecánico, aparejos de pesca, plumas, redes y otros.

En la sala de máquinas que ocupa un 20 a un 30% del volumen del casco, además del motor principal, está la maquinaria auxiliar; hacia babor y estribor se encuentran los tanques de combustible, bombas, y el sistema de refrigeración de las tinas.

Estas últimas se encuentran en la bodega, ocupando más o menos un tercio del volumen del casco de la embarcación o un 35 a

40% del tonelaje de desplazamiento total.

En la figura 1.1. se presenta la distribución típica.

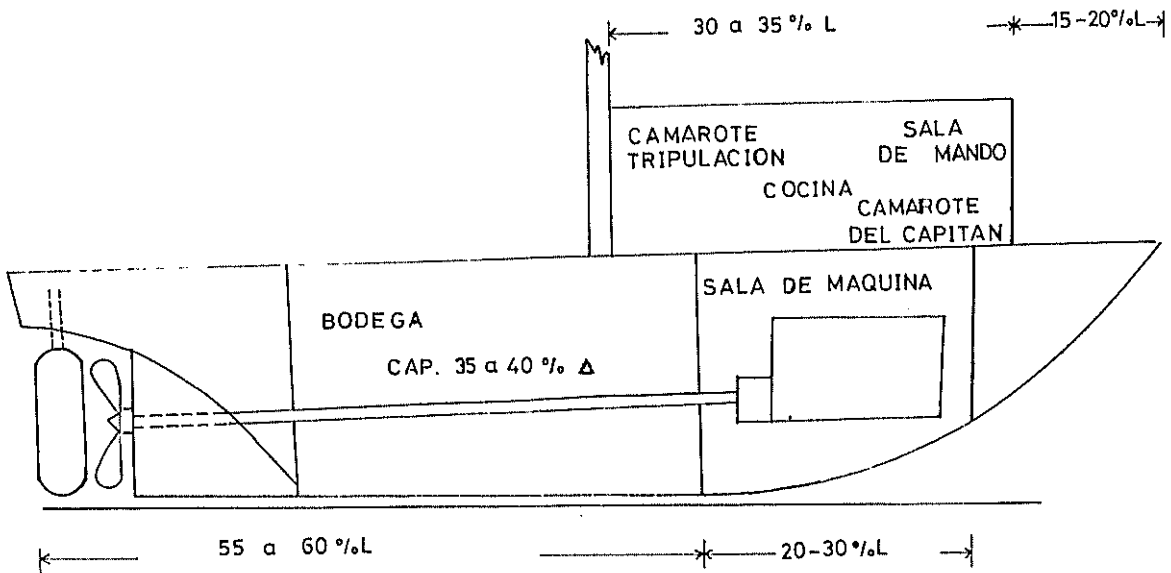


Fig. 1.1.

DISTRIBUCION TIPICA DE UN CAMARONERO

Los cerqueros por lo general son de acero, algunos de estos han sido hechos en países vecinos, pero el mantenimiento, reparación

ó modificaciones, son realizadas en las parillas locales y con mano de obra nacional. Su construcción es longitudinal y comúnmente sus cascos presentan una o dos chinasy.

La distribución de los cerqueros es menos sencilla que la de los camareros; el equipo y aparejos de pesca del primero es más complejo, y voluminoso tanto en peso como en dimensiones.

De la proa hacia la sección media, (8 a 10% L total) sobre la cubierta superior, se encuentra una superestructura de doble piso que ocupa un poco más de $1/3$ de L total.

En la caseta superior está la sala de mando ó gobierno y camarote del capitán, en la inferior, encontramos la cocina-comedor, y el camarote de tripulación.

hacia popa se encuentra el winche (cuyo volumen varía en los atuneros de 4 a 5 mts. cúbicos, en los sardineros de 3 a 4 mts. cúbicos), aparejos de pesca, las escotillas de acceso a la sala de máquinas, y bodega.

La capacidad de la bodega es más o menos un 45% del volumen del casco ó un 40 a 45% del tonelaje de desplazamiento total, en muy pocos llega a un 50 a 55% de este. Lo que indudablemente reduce el espacio disponible para la sala de máquinas; esto ocasiona molestias para ciertos cambios reparaciones ó mantenimiento. Pero el apertrechamiento de este es más fácil que en los buques de madera, ya que resulta relativamente sencillo soldar las bases o asientos al casco debido a que estos son del mismo material.

En los sardineros, encontramos la bomba de absorción, el desaguador (4 mts. cuadrados) y en algunos doble pasteca.

Además de los sistemas propios de la embarcación, y los parejos de pesca, redes y otros, en popa se deja el espacio donde es llevada la Panga, cuyas dimensiones dependen del tamaño del pesquero.

En la figura 1.2 se presenta la distribución típica de un cerquero.

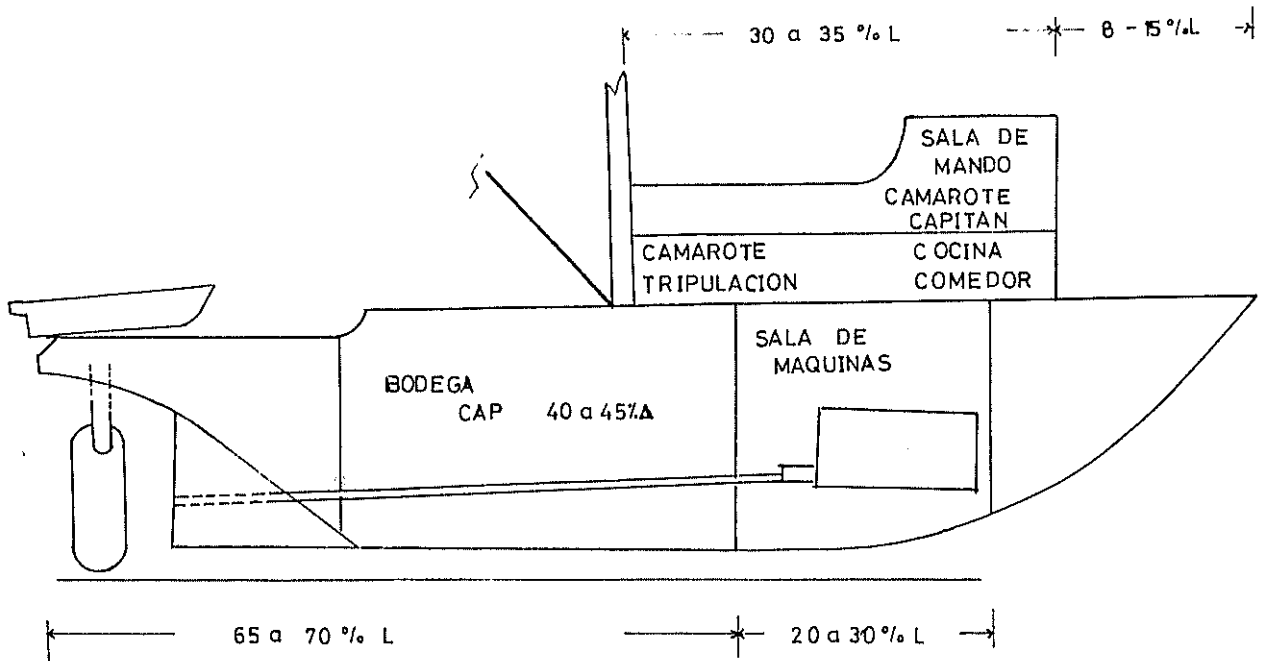


Fig. 1.2

DISTRIBUCION TIPICA DE UN CERQUERO

En el apéndice A a manera de información general se dan los gráficos eslora vs desplazamiento, eslora vs T.R.N., eslora vs T.R.B. y otros los cuales son tomados de la Ref. (18).

1.2. DESCRIPCION DEL SISTEMA PROPULSOR DE BUQUES CAMARONEROS

El sistema propulsor de los camaroneros, está conformado por un motor diesel principal, un engranaje reductor inversor con cojinete de empuje, línea de ejes, bridas, cojinetes ó descansos, prensa-estopa, (mergollar) y hélice.

La sala de máquinas se ubica de la sección media hacia proa, lo que usualmente lleva a utilizar de uno a tres ejes (en muy pocos casos), ó simplemente un eje de cola al cual se le añade un contra-eje que por lo general tiene una longitud que varía de 1.3 a 2.5 mts., para embarcaciones cuyas rpm de la hélice varían de 350 a 400.

La instalación de la máquina principal es realizada por el maestro naval, siguiendo las recomendaciones dadas por casas comerciales que venden el motor diesel.

La máquina es colocada sobre soportes de madera, en algunas ocasiones dependiendo de la forma de la embarcación, se le da una pequeña inclinación de proa a popa. Dichos soportes se sujetan a la base de la máquina, (la

cual corre normalmente a todo lo largo de la estructura de la nave) con pernos pasantes o tirafondos.

La longitud de los ejes depende de la eslora y la ubicación de la sala de máquinas, y el diámetro de estos aunque es en función del torque a que estará sometido, en algunos astilleros como en el de la Cía. Copesa, el diámetro utilizado varía de 0.076 a 0.100 mts. (3 a 4"), para un rango de 350 a 400 rpm de la hélice.

Los cojinetes ó descansos por lo general son de madera, de guayacán; la distancia entre estos está sujeta a la experiencia del maestro ó indicaciones dadas por los fabricantes del motor, u organismos especializados como la FAO.

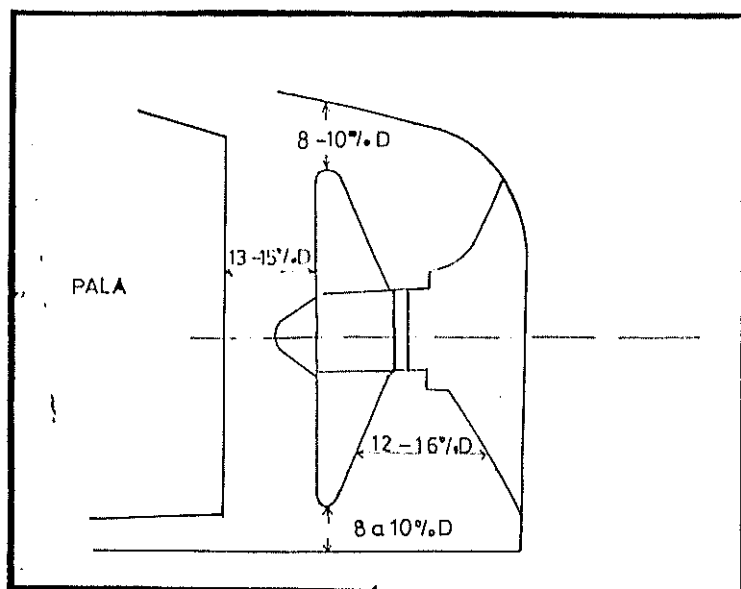
Por ejemplo la empresa Copesa da una separación entre cojinetes intermedios de 2.5 a 3.5 mts. (100" a 140"), para ejes de 0.076 a 0.100 mts. (3 a 4") de diámetro. La longitud de los cojinetes es aproximadamente 2 a 3.5 veces el diámetro del eje propulsor.

El tipo de brida más usada es la desmontable y usualmente se asegura al eje por medio de pernos transversales.

En lo concerniente a la hélice, ésta se escoge por experiencia o por las indicaciones del fabricante de la máquina principal, por lo general son de 3 a 4 palas, el material es de bronce, ó aleaciones de este. Para acoplarlas al eje de cola, se maquina su extremo y se practica un chavetero con rosca y un pasador para inmovilizar la tuerca.

En otros casos no se utiliza el pasador sino que el acoplamiento se hace a través de la chaveta y se sujeta a este por medio de tornillos de retención.

La hélice es colocada sobre la línea de cruja en lo posible, (hélice central). En la figura 1.3 se presenta las distancias que por lo general son dadas tanto en los camarones como en los cerqueros.



D = Diámetro Hélice

Fig. 1.3

UBICACION DE LA HELICE EN BARCOS CAMARONEROS Y CERQUEROS

El túnel donde se encuentra el eje de cola, normalmente se construye perforando los tacos del codaste, en donde el prensa-estopa se coloca en el extremo delantero que incluye un cojinete el cual comúnmente es de caucho o metal blando; y en el extremo opuesto se tiene el portabocín dentro del cual está el bocín, que puede ser de caucho o metal blando siendo el primero el más usado. A continuación del prensa-estopa encontramos el mergollar que por lo general es de pavilo, y su fun-

ción es de impedir el paso de agua hacia el interior del casco.

La lubricación entre el eje de cola y el cojinete de popa o los cojinetes que están en el interior del túnel se provee por intermedio del agua, para lo cual se hace un ducto a la altura del prensa-estopa, con lo que el agua recorre libremente a lo largo del túnel. Esta agua es succionada por la hélice.

Para la lubricación de los cojinetes intermedios, debido a que la gran mayoría de estos son de guayacán, se les practica un orificio vertical (Barreno para gracero) con la finalidad de gotear aceite, el cual forma una película entre el cojinete ó descanso y el eje.

en otros casos el túnel es un tubo para lo cual se construyen convenientemente las cuadernas para colocar el extremo de este.

1.3 DESCRIPCION DEL SISTEMA PROPULSOR DE BUQUES CERQUEROS.

En los cerqueros el sistema propulsor es muy

similar al de los camaroneros, las diferencias están en que los cojinetes y la bancada corrientemente son de acero y vienen soldadas al casco. El túnel es construido de un tubo de acero y en cada extremo se instala un cojinete.

El eje de la hélice es normalmente de monel ó acero inoxidable.

A manera de información se dará a continuación la dimensiones y longitudinales de los elementos que conforman el sistema propulsor de un cerquero usadas en el varadero VAGENSA.

Por lo general sus ejes son sólidos de un diámetro de 0.125 mts. (5"), el ancho de los cojinetes intermedios es de 0.153 a 0.172 mts. (6.12" a 6.88"), la separación entre estos es de 3.75 a 4.20 mts. (150" a 168"). En el extremo de popa inferior del túnel encontramos un portabocín con un bocín de bronce cuyo diámetro varía de 0.181 a 0.188 mts. (7 1/4 a 7 1/2 pulgadas) y en su interior forrado por

caucho con un diámetro de 0.125 a 0.138 mts. (5 a 5 1/2) pulgadas.

La distancia desde el reductor al mamparo aproximadamente es de 1.20 a 1.35 mts.

Usualmente se instalan 2 ejes intermedios, un contra-eje y el eje de cola, claro está, dependiendo esto de la eslora de la embarcación. La brida es desmontable y se adhiere al eje con pernos en dirección radial y una chaveta para evitar que la brida se deslice sobre el eje.

Es común que las bases del motor sean rígidas, y sus motores en su mayoría son de la marca General Motors los cuales poseen un sistema de 32 cauchos que van entre la unión del reductor y el volante que hacen las veces de amortiguador torsional.

En la figura 1.4 se muestra el sistema propulsor de un barco camaronero y cerquero.

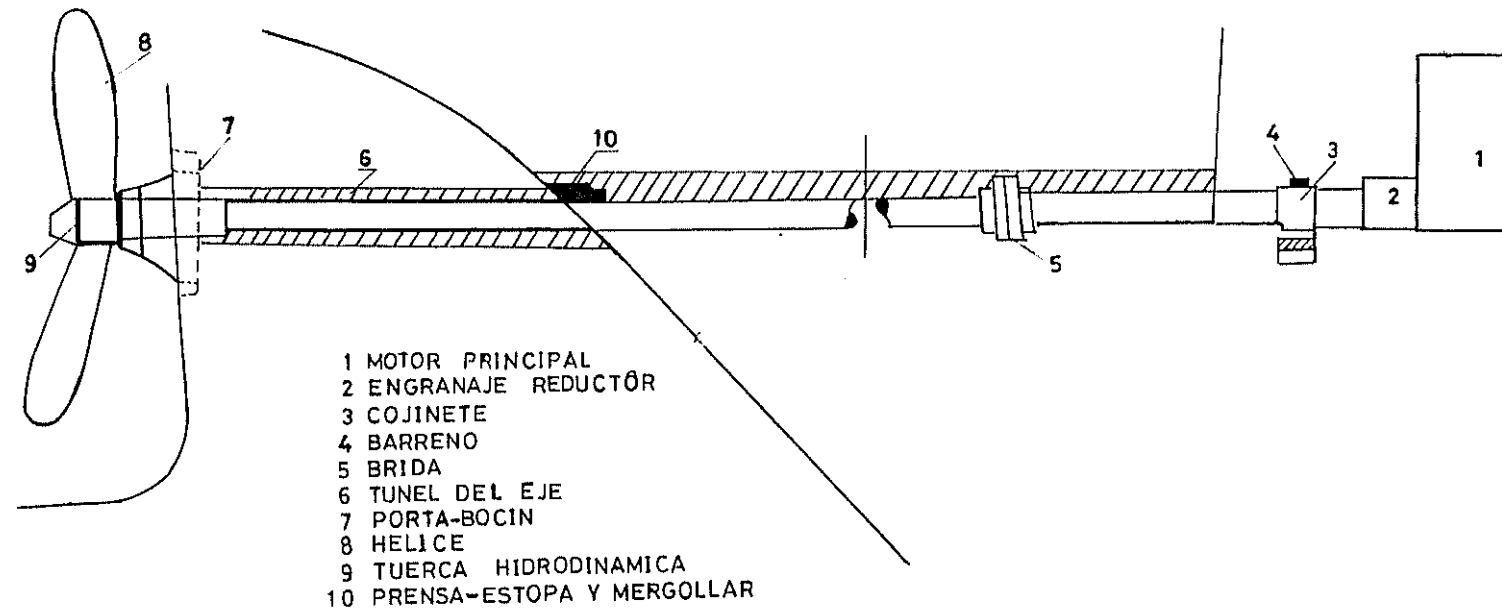


Fig. 1.4

SISTEMA PROPULSOR DE UN BARCO

Si comparamos dos barcos uno cerquero y el otro camaronero, de similares dimensiones y desplazamiento y con un mismo motor, el primero necesitará menor reducción que el segundo y por lo tanto la velocidad de rotación de la hélice del cerquero será mayor.

Esto es debido a que el camaronero requiere parte de la potencia del motor para arrastar su red cuando está realizada la faena de pesca.

Esto lo podemos aseverar observando la figura 1.5, donde la curva 1 pertenece al comportamiento motor más reductor de un cerquero y la curva 2 es el comportamiento de un camaronero.

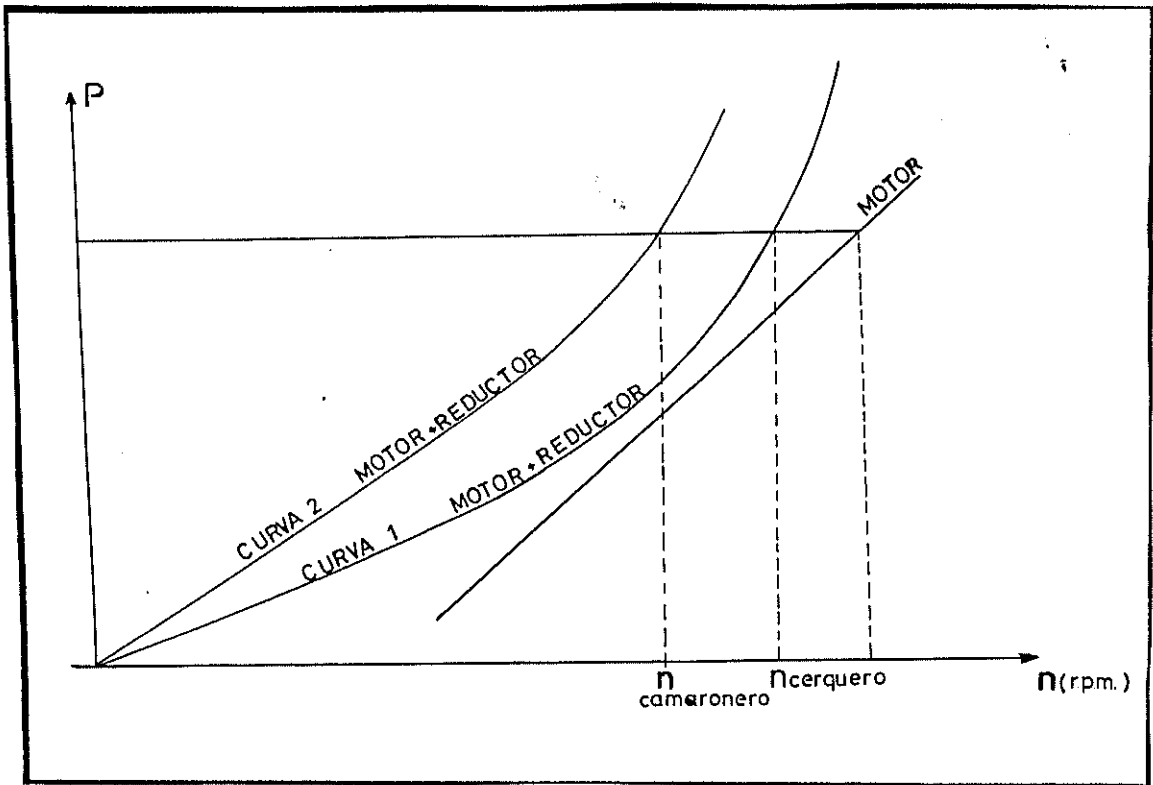


Fig. 1.5

POTENCIA VS VELOCIDAD DE ROTACION
DE LA HELICE

1.4. NORMAS Y RECOMENDACIONES

En el presente subcapítulo se darán a conocer algunas normas y conceptos que recomiendan la FAO, casas de clasificación y los fabricantes de las marcas de motores marinos más utilizadas, referentes a los factores de vibración, cavitación, alineamiento, y eficiencia del sistema propulsor, tales como separación entre cojinetes, longitud de estos, carga o presión en los mismos, lo que incide en el alineamiento del sistema. Claros recomendados entre el eje y cojinetes, número de palas de la hélice y otros factores que intervienen en el campo vibratorio.

Y para el caso de la eficiencia se darán las recomendaciones tales como tablas para seleccionar los reductores.

1.4.1. Normas y Recomendaciones dadas por la F.A.O.-

La FAO nos presenta en ref. (3) las siguientes recomendaciones:

En lo concerniente a el problema vibratorio nos dice:

El número de palas de la hélice no debe coincidir ó ser un submúltiplo del número de cilindros del motor principal, ya que si los períodos propios del propulsor y del conjunto línea de ejes-motor coinciden, dan lugar a velocidades críticas peligrosas.

En la misma ref. la FAO nos dice que los claros mínimos entre el codaste y la hélice que deben respetarse son:

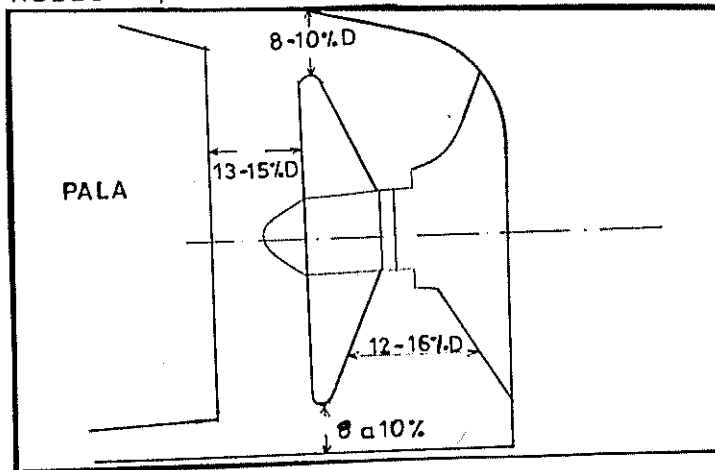


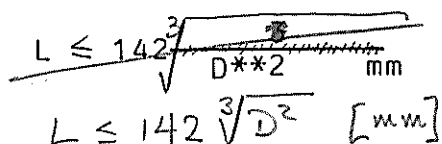
Fig. 1.6

SITUACION DE LA HELICE EN EL CODASTE PARA BARCOS
PESQUEROS SEGUN REF. (3).

En lo referente a los factores que intervienen en el alineamiento tenemos:

a. La longitud de los cojinetes no deberá ser menor que 4 veces el diámetro del eje y su espesor alrededor del barrilete no deberá ser menor que 1/3 del diámetro.

b. La separación ó longitud máxima entre cojinetes no debe exceder de lo siguiente:



$$L \leq 142 \sqrt[3]{D^2} \text{ mm}$$

donde:

L = separación máxima entre cojinetes

D = diámetro del eje, mm

Para la cavitación la FAO nos dice que la carga de empuje para navegación libre no debe exceder de 8 psi.

Presión de las palas (P.S.I.) =

$$= \frac{\text{empuje desarrollado}}{\text{área de la pala}}$$

Para la línea de ejes recomienda:

- acero dulce
- acero inoxidable marino
- bronce de alta resistencia
- metal monel

Y en el cálculo del diámetro de los ejes en acero dulce con una carga de rotura de 44,09 Kg/mm²

Diámetro intermedio $d = c(\text{BHP}/N)$

donde:

d = diámetro intermedio en mm

c = factor tomado tabla I

N = revoluciones por minuto a los BHP
máximos

En el diámetro de eje de cola ver tabla II. Ref. (3).

Para otros materiales la FAO en la misma referencia recomienda ver la tabla III.

La FAO en la anterior referencia nos indica que el coeficiente propulsivo de un barco pesquero debe estar en los límites de 0,45 y 0.55 para esloras de 20 a 70 mts. respectivamente. En buques que tengan formas de tipo medio.

$$ND = 0.77 - 0.0001 * RPM \sqrt{L_{pp}}$$

donde:

ND = coeficiente propulsivo

RPM = revoluciones por minuto nominales
del motor principal

Lpp = eslora entre perpendiculares en metros.

1.4.2. Normas y Recomendaciones dadas por casas clasificadoras.-

La A.B.S. recomienda en la ref. (1) sobre la vibración torsional lo siguiente:

"CAPITULO 34.57. DISTRIBUCION DE LAS VELOCIDADES CRITICAS TORSIONALES Y LIMITES DE LAS TENSIONES.

34.57.1 Tensiones admisibles.-

Cuando la distribución de las velocidades torsionales difiera en forma importante de la de instalaciones anteriores, las tensiones adicionales por vibración de torsión en los ejes de cola y en los cigueñales de los motores de propulsión, debidas a un solo factor de excitación armónico en el pico de resonancia, no excederán de los límites indicados en la Tabla 34.3. La tensión total por vibración en el intervalo desde el 90% hasta el 105% de la velocidad de régimen, debida al armónico en resonancia y a las partes amplificadas dinámicamente de otros armónicos importantes no en resonancia no excederá del 150% de la tensión admisible para un solo factor de excitación armónico.

34.57.2 Zonas prohibidas.-

Cuando las tensiones debidas a las vibraciones torsionales excedan de los límites precedentes a un número de r.p.m. comprendi-

do dentro de la zona de funcionamiento, pero menor del 90% de la velocidad de regimen, se determinará una zona prohibida de funcionamiento. El tacómetro se marcará y se colocará un letrero de aviso de peligro en el motor y en los mandos del mismo, con objeto de que se evite el funcionamiento continuo dentro de la zona prohibida. La amplitud de tal zona prohibida tendrá en consideración la magnitud e importancia de la crítica y se extenderá por lo menos al 5% por encima y al 5% por debajo de la velocidad de resonancia. No es admisible ninguna zona prohibida en el intervalo desde el 90% al 100% de la velocidad de regimen.

34.57.3 Otros efectos.-

Debido a que las vibraciones torsionales tienen otros defectos perjudiciales además de la fatiga de la línea de ejes, los límites de la Tabla 34.3 no se utilizarán directamente como factores de proyecto; y es deseable que en la zona de servicio por encima del 90% de la velocidad de regimen no existan velocidades críticas si esto

es posible.

34.57.4 Pruebas con torsiógrafo.-

Cuando los cálculos indiquen la presencia de velocidades críticas dentro de la zona de funcionamiento, cuya magnitud se aproxime o exceda de los límites de la Tabla 34.3, pueden exigirse pruebas de torsiógrafo para comprobar los cálculos y para ayudar a la determinación de las zonas de funcionamiento restringido.

34.57.5 Amortiguadores de vibraciones.-

Cuando las tensiones por vibraciones torsionales excedan de los límites de la Tabla 34.3 y no sea admisible una zona prohibida, el sistema de propulsión se proyectará de nuevo o se instalarán amortiguadores de vibraciones para reducir tales tensiones.

34.57.6 Engranajes.-

Cuando la hélice sea accionada a través de reductores de engranajes, o cuando un equipo auxiliar, tal como una soplante, sea movido por medio de engranajes, se establecerá una zona prohibida para la

velocidad crítica, si se originasen trepidaciones en los dientes de los engranajes durante el funcionamiento continuo a esa velocidad".



BIBLIOTECA

34.57 DISTRIBUCION DE LAS VELOCIDADES CRITICAS TORSIONALES Y LIMITES DE LAS TENSIONES

34.57.1 Tensiones admisibles

Cuando la distribución de las velocidades críticas torsionales difiera en forma importante de la de instalaciones anteriores, las tensiones adicionales por vibraciones de torsión en los ejes de cola y en los cigüeñales de los motores de propulsión, debidas a un solo factor de excitación armónico en el pico de resonancia, no excederán de los límites indicados en la Tabla 34.3. La tensión total por vibración en el intervalo desde el 90 % hasta el 105 % de la velocidad de régimen, debida al armónico en resonancia y a las partes amplificadas dinámicamente de otros armónicos importantes no en resonancia no excederá del 150 % de la tensión admisible para un solo factor de excitación armónico.

34.57.2 Zonas prohibidas

Cuando las tensiones debidas a las vibraciones torsionales excedan de los límites precedentes a un número de r.p.m. comprendido dentro de la zona de funcionamiento, pero menor del 90 % de la velocidad de régimen, se determinará una zona prohibida de funcionamiento. El tacómetro se marcará y se colocará un letrero de aviso de peligro en el motor y en los mandos del mismo, con objeto de que se evite el funcionamiento continuo dentro de la zona prohibida. La amplitud de tal zona prohibida tendrá en consideración la magnitud e importancia de la crítica y se extenderá por lo menos al 5 % por encima y al 5 % por debajo de la velocidad de resonancia. No es admisible ninguna zona prohibida en el intervalo desde el 90% al 100% de la velocidad de régimen.

34.57.3 Otros efectos

Debido a que las vibraciones torsionales tienen otros efectos perjudiciales además de la fatiga de la línea de ejes, los límites de la Tabla 34.3 no se utilizarán directamente como factores de proyecto; y es deseable que en la zona de servicio por encima del 90 % de la velocidad de régimen no existan velocidades críticas si esto es posible.

34.57.4 Pruebas con torsiógrafo

Cuando las cálculos indiquen la presencia de velocidades críticas dentro de la zona de funcionamiento, cuya magnitud se aproxime o exceda de los límites de la Tabla 34.3, pueden exigirse pruebas de torsiógrafo para comprobar los cálculos y para ayudar a la determinación de las zonas de funcionamiento restringido.

34.57.5 Amortiguadores de vibraciones

Cuando las tensiones por vibraciones torsionales excedan de los límites de la Tabla 34.3 y no sea admisible una zona prohibida, el sistema de propulsión se proyectará de nuevo o se instalarán amortiguadores de vibraciones para reducir tales tensiones.

34.57.6 Engranajes

Cuando la hélice sea accionada a través de reductores de engranajes, o cuando un equipo auxiliar, tal como una soplante, sea movido por medio de engranajes, se establecerá una zona prohibida para la velocidad crítica, si se originasen trepidaciones en los dientes de los engranajes durante el funcionamiento continuo a esa velocidad.

Y en la ref. (1) A.B.S. nos dice:

El diámetro mínimo para ejes intermedios y de empuje contruídos con acero grado 2:

$$D = c \sqrt[3]{k \cdot \text{BHP}/n}$$

donde:

D = diámetro mínimo del eje el mm

c = constante de la tabla IV

k = factor servicio

n = revoluciones del eje a velocidad
del regimen

TIPO DE EJE	VALOR DE c	
	K < 84	K ≥ 84
EJE INTERMEDIO	24.23	20.32
EJE DE BOCINA	25.40	24.13
EJE DE COLA	25.40	25.40

Tabla IV

VALORES DE LA CONSTANTE c

Para ejes de cola la misma ref. (1) es-
pecífica:

$$T = 1.236 D$$

T = diámetro eje de cola

D = diámetro eje intermedio

Y en caso de que el eje no esté provisto de una camisa continua ó equivalente, se aumentará su diámetro en un 25%.

La Bureau Veritas en la ref. (5) recomienda lo siguiente:

$$D_1 = a k f (F/n)$$

F = potencia al freno

n = velocidad de rotación del eje

f = factor del metal

a = coeficiente: 1.00 para buques alta mar.

0.95 para otros buques

k = coeficiente para motores eléctricos o de engranajes acoplamientos elásticos, k = 89

R	41	45	50	55	60	65	70	75	80
f	1.00	.98	.945	.915	.89	.865	.845	.825	.805

Tabla 11

VALORES DEL FACTOR DEL METAL f

El eje de empuje tendrá un diámetro 15% mayor que el eje intermedio.

Y el eje portahélice, no será inferior a:

$$D2 = (1.14 D1 + D/K)$$

donde:

D = diámetro de la hélice

k = coeficiente: 144 para un eje protegido contra la corrosión.

100 en los demás casos

Para los espesores de las camisas del eje la ref. específica:

$$e = 75 D2 / (D2 + 1000)$$

1.4.3. Normas y recomendaciones dadas por fabricantes de motores marinos.-

Motores Caterpillar.-

Caterpillar en la ref. (6) nos recomienda en las secciones 1 y 2 lo siguiente:

Alineación entre la línea de ejes y la transmisión marina:

a. Para alineación angular

La diferencia entre las aberturas mayor y menor de las bridas debe ser inferior a 0.0005" por pulgada de diámetro exterior de la brida.

b. En alineamiento Paralelo o Concentricidad.

Entre la transmisión marina y su brida y entre el eje de la hélice y su brida no deben exceder de 0.002" y deben comprobarse antes de empezar la alineación entre la transmisión marina y el eje de la hélice.

c. Para no producir tensiones innecesarias en el cojinete de empuje de la transmisión marina, el cojinete del eje de empuje debe estar colocado por lo menos a 12 veces, y de preferencia a 20 o más veces el diámetro del eje, desde la brida

del reductor.

- d. Antes de comenzar la alineación, el peso del eje que está sin soporte se debe apoyar para justificar la desviación o inclinación del eje de transmisión. La inclinación se debe eliminar para evitar carga innecesaria sobre el cojinete de la transmisión marina. y recomienda como método apropiado para esto, el del Dinamómetro.

En la misma, Caterpillar nos enuncia las figuras donde se dan el tamaño de los ejes y longitud entre cojinetes.

Motores Perkins.-

Los motores Perkins en la ref. (25) especifica:

Para evitar desajustes en el motor por vibraciones recomienda:

- a. La bancada debe ser capaz de resistir la vibración del motor, el par motor, el empuje de la hélice y las fuerzas de aceleración en condiciones adversas de la mar, las cuales pueden alcanzar valores de hasta 9.8. Es decir las bancadas del motor deben ser lo suficientemente fuertes para soportar 8 veces el peso del motor.

- b. Las bancadas deben extenderse a lo largo (longitudinalmente) del casco, con el objeto de tener una mejor distribución de carga.

Sobre alineación esta ref. nos indica:

- a. Tomando en cuenta la desviación en ambas bridas, la desviación angular no debe ser mayor a 0.005mm por cada centímetro de diámetro exterior de la brida (0.0127mm por cada pulgada).

El diámetro del eje, y la separación entre cojinetes puede determinarse por las figuras 3.3. 3.4 de la ref. (25), respectivamente según esta misma referencia.

CAPITULO II

ANALISIS VIBRATORIO DEL SISTEMA PROPULSOR

2.1. INTRODUCCION

Para realizar el análisis del sistema propulsor es necesario contemplar un capítulo de vibraciones, ya que el propulsor provoca la acción de fuerzas vibratorias. Las cuales pueden tener frecuencias de excitación que entren en resonancia con las del sistema. Sin duda alguna esto perjudica la eficiencia de la nave.

A continuación se explicará en qué consiste el análisis vibratorio que se hará al sistema propulsor.

Para el cálculo de vibración torsional, se simplificará el conjunto motor-hélice, representándolo como un sistema de dos inercias (hélice y motor principal) y un resorte (eje) ver figura 2.1.

De esta forma se calcularán las frecuencias naturales con una sencilla ecuación, fórmula.

En vibración lateral se estimará la primera frecuencia natural del sistema. El proceso a utilizarse es el presentado por Hayama, ref. (16). Para esto se modelará el sistema con una gran masa concentrada, hélice, debido a su gran peso e inercia diametral y el último tramo del eje (eje de cola), como una viga de sección constante.

Para el cálculo de vibración longitudinal el sistema propulsor se representará como un sistema de dos grados de libertad: la hélice y su masa añadida, y la máquina principal y engranaje reductor.

En el presente análisis sólo se contemplará el cálculo de las frecuencias naturales del sistema, y la determinación de las posibles condiciones resonantes.

2.2. VIBRACION TORSIONAL

En general los buques pesqueros del país son propulsados por motores diesel de combustión interna. Siendo el torque vibratorio generado por dicho motor la causa principal para que el sistema propulsor presente vibración torsional. A continuación se modelará el conjunto motor principal - hélice, como un sistema de dos inercias unidas por un resorte. Fig. 2.1.

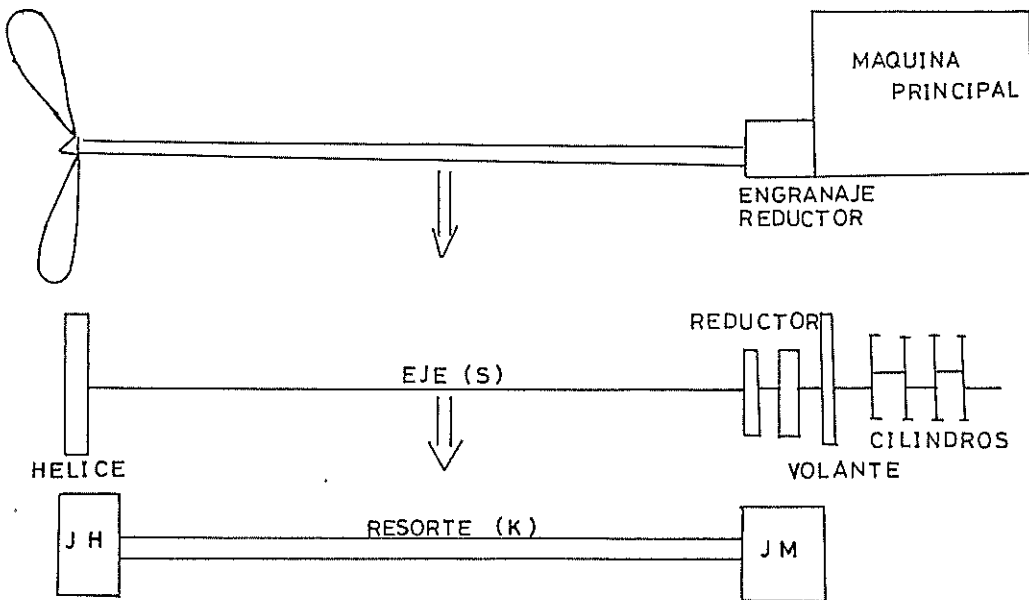


Fig. 2.1.

MODELACION DE UN SISTEMA PROPULSOR TIPICO
EN DOS INERCIAS UNIDAS POR UN RESORTE

La finalidad de esta simplificación es poder encontrar la primera frecuencia natural del sistema con lo cual, podremos conocer si el sistema entra en resonancia con una crítica mayor del motor.

Esto podría llevar a la rotura del eje.

Tratando al motor principal + reductor como un gran cuerpo con su respectiva inercia: esta será la suma de las inercias de los embolos, volante, y engranajes, la otra gran inercia sería la de la hélice, y el resorte que las une es el eje, ver fig. 2.1.

A continuación se darán fórmulas para el cálculo de las inercias de la máquina principal.

Inercia de cada estación de cigueñal.-

En un motor diesel el embolo, anillos y bulón tienen movimiento netamente alternativo, y la manivela y el muñón de biela presentan movimiento puramente rotativo; la biela tiene un movimiento compuesto.

En el caso de la biela para simplificar el movimiento compuesto que efectúa, la partiremos en dos, manteniendo el centro de gravedad y la masa sin alteraciones. Podemos decir que la parte superior tiene movimiento alternativo y la inferior movimiento rotativo. Obteniendo una masa concentrada en el bulón, que posee movimiento puramente alternativo y en el extremo de la manivela una masa concentrada con movimiento puramente rotativo, ver fig. 2.2.

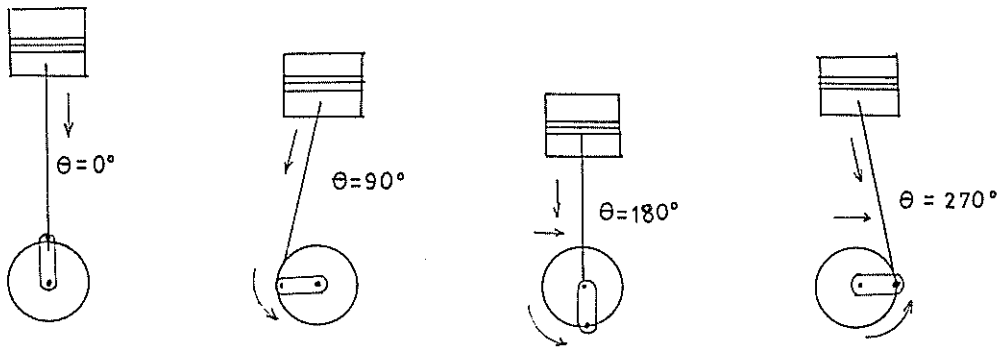


Fig. 2.2.

MOVIMIENTO ALTERNATIVO ROTATIVO

MASA MUÑON BIELA

Según ref. (17) la masa del embolo y de la biela se pueden aproximar por las siguientes relaciones empíricas:

Material del embolo	Me/Fe (gr/cm)	Mb/Fe (gr/cm)
Alineación ligera	20 a 25	30 a 40
Fundición gris	25 a 40	30 a 40

$$M_{rec}/M_b = 0.40 \quad 2.2.1$$

$$M_{rot}/M_b = 0.60 \quad 2.2.2$$

en donde

Fe es el área del embolo

Me: masa del embolo

Mb: masa de la biela

Mrec: masa de la parte de la biela con movimiento recíproco.

Mrot: masa de la parte de la biela con movimiento rotacional.

Considerando la inercia de las partes con movimiento rotacional es:

$$I_{rot} = M_{mb} * R^{**2} + 2 M_m * (R/2)^{**2} + M_{rot} * R^{**2} \quad 2.2.3$$

Entonces la inercia de la estación es:

$$J_{est} = I_{rot} + 1/2 M_{rec} * R^{**2} \quad 2.2.4$$

Para el cálculo de inercias en motores en "V" se halla la inercia de cada una de las estaciones con la fórmula anterior, luego se suman las inercias de las estaciones que están unidas a un mismo muñón, graficándose como un sólo disco. Es decir que si tenemos un motor o cilindros en "V" graficaremos 4 discos.

Inercia del volante.-

De acuerdo con la referencia (17), la inercia del volante se puede calcular de la siguiente manera:

$$J_{vol} = (PD^{**2} / 4g) * 1.03 \quad 2.2.5$$

$$PD^{**2} = K * N_e / (n^{**3}) * \mu \quad 2.2.6$$

En el valor de J_v se considera la inercia de los discos de embrague, los valores de K se dan en la tabla, ref. (17).

No. cilindros	motores 4 T	motores 2T
5	$4.5 \cdot 10^6$	$0.5 \cdot 10^6$
6	$1.5 \cdot 10^6$	$0.3 \cdot 10^6$
7	$2.0 \cdot 10^6$	-
8	$1.2 \cdot 10^6$	-

Tabla III
VALORES CONSTANTE K

Inercia de los engranajes del reductor.-

En los barcos pesqueros lo más usual es encontrar doble reducción, ver fig. 2.3

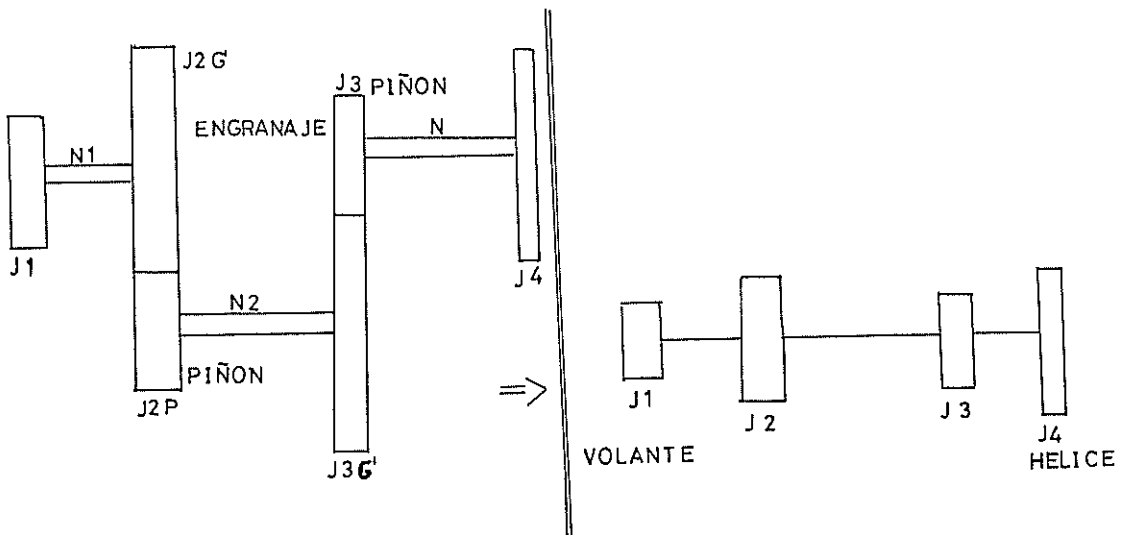


Fig. 2.3

ENGRANAJE DOBLE REDUCCION

$$J_2 = J_{2P}' + J_{2G}'' / N_1^{**2} \quad 2.2.7$$

$$J_3 = J_{3P}' / N_1^{**2} + J_{3G}' / (N_1^{**2} * N_2^{**2}) \quad 2.2.8$$

$J_4 = J_4'' / (N_1^{**2} + N_2^{**2})$ Siendo N la reducción total de manera que:

$$N = N_1 * N_2 \quad 2.2.9$$

JP = Inercia del piñón

JG = Inercia de la rueda

Ro = Peso específico del material

Segun (ref. (17).

$$J_P = 3.1416 * (d_p^{**4}) * Ro / 32 \quad 2.2.10$$

$$J_G = 3.1416 * (d_g^{**4}) / 32 * Ro (0.6 + 0.005 * d_r) \quad 2.2.11$$

En caso de simple reducción por las ref (17) tenemos que:

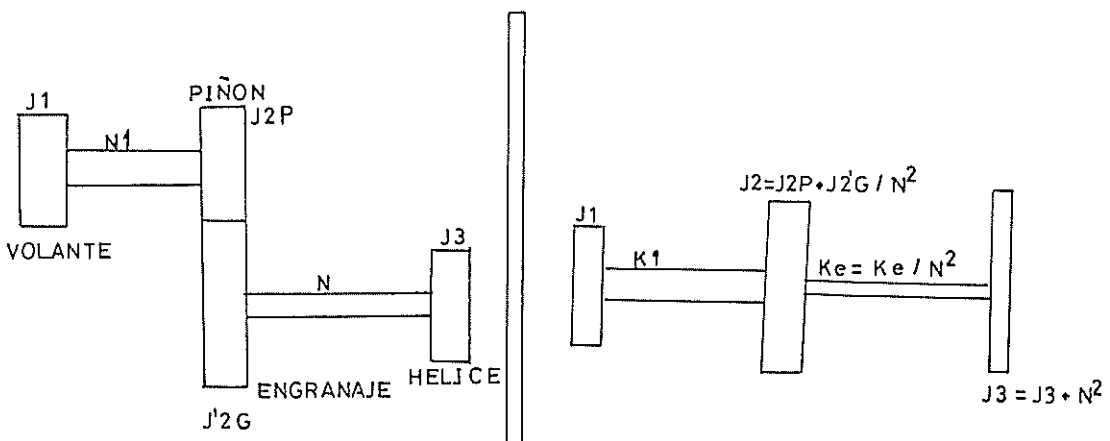


Fig. 2.4

ENGRANAJES SIMPLES

Rigidez torsional de los ejes.-

Si tenemos una barra circular elástica, a la cual le aplicamos un torque, obtendremos que la rigidez torsional de dicho eje (resorte) es:

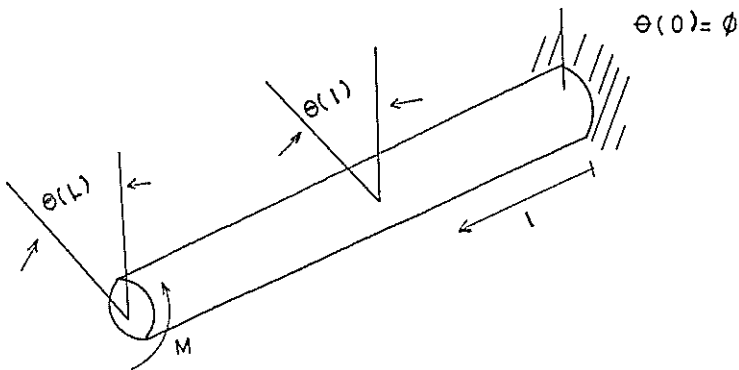


Fig. 2.5

RIGIDEZ TORSIONAL DE UN EJE

Por la fig.

$$K = m / \Theta (L) \quad (a)$$

2.2.11

donde:

m = torque

G = módulo de esfuerzo tangencial

J_a = momento polar de inercia del área seccional

$$\Theta (L) = \int \frac{m}{G * J_a} dL + c$$

Para una barra circular uniforme

$$J_a = \pi d^4 / 32 \quad 2.2.13$$

$$\Theta(L) = m * 1 / (G * J_a) + c$$

tomando las condiciones de borde $L = 0$ entonces

$$\Theta = 0$$

$$c = 0 \quad \text{y} \quad \Theta(L) = m * 1 / G * J_a$$

$$\text{entonces de (a)} \quad K = G * J_a / 1 \quad 2.2.14$$

Inercia del eje.-

Conociendo que el momento de inercia polar de una barra circular es J_a , y observando la fig. 2.6 tenemos que:

den = densidad del material

J - momento de inercia de la masa

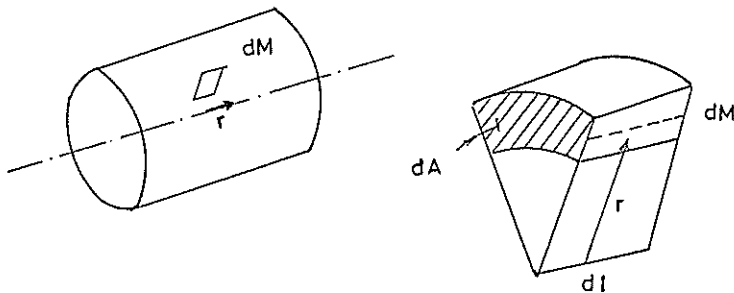


Fig. 2.6

INERCIA DE UN EJE

$$J = \iiint_V r^2 \, dm$$

$$dm = da * dl * den$$

$$= den * \iiint_{l=0}^1 r^2 \, da \, dl$$

$$J_e = den * J_a L$$

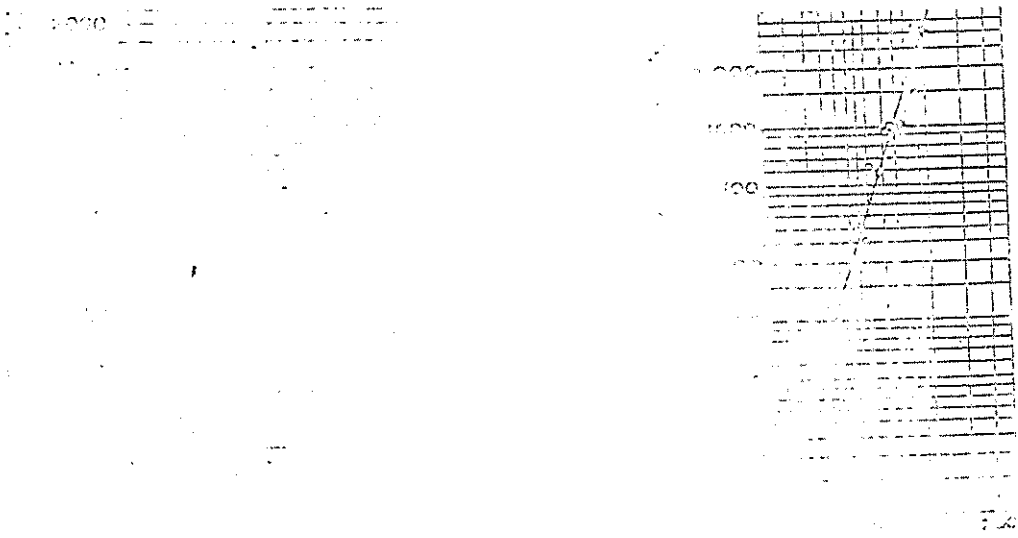
2.2.15

Inercia de la hélice.-

En la figura 2.7 presentada por la ref. (17) nos da el valor de la inercia y el peso de la hélice en función del diámetro de esta.

Fig. 2.7

INERCIA POLAR Y PESO DE LA HELICE VS DIAMETRO



Cálculo de la frecuencia natural.-

Simplificando el conjunto motor-hélice tenemos la fig. 2.8.

donde

$$J_m = J_{cil} + J_v + J_r + 1/3J_e \quad 2.2.16$$

J_m = inercia del cuerpo motor-reductor

J_{cil} = suma de las inercias de los cilindros

J_v = inercia del volante

J_r = inercia del reductor

K_e = rigidez del eje o ejes que unen al motor con la hélice.

J_e = inercia del eje

J_h = inercia de la hélice

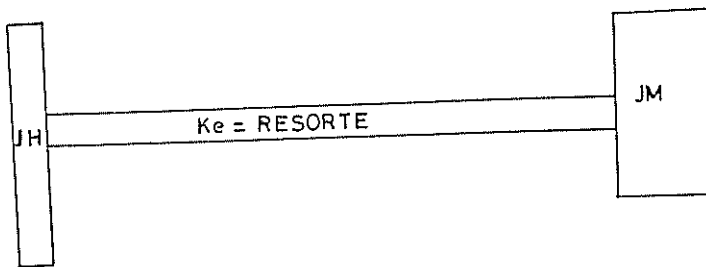


Fig. 2.8

REPRESENTACION DEL SISTEMA PROPULSOR PARA
EL CALCULO DE VIBRACION TORSIONAL

$$J_h \ddot{\theta}_1 = -K_e (\theta_1 - \theta_2)$$

$$J_m \ddot{\theta}_2 = -K_e (\theta_2 - \theta_1)$$

$$\begin{bmatrix} J_h & 0 \\ 0 & J_m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_e & -K_e \\ -K_e & K_e \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Asumiendo que las soluciones son:

$$\theta_1 = A_1 e^{st}$$

$$\theta_2 = A_2 e^{st}$$

con lo que llegamos a:

$$\omega^2 \left[\omega^2 - (K_e/J_h) + (K_e/J_m) \right] = 0$$

$$\omega^2 = 0 \quad \text{y} \quad \omega^2 = K_e (J_h + J_m) / J_h J_m \quad 2.2.17$$

Conociendo la frecuencia natural del sistema, podemos saber en que rango de las RPM del motor el sistema entraría en resonancia para lo cual usamos las fórmulas presentadas en la ref. (17).

$$\omega_{\text{motor}} = 2 (\omega_{\text{nat}}) / \text{RPM} \quad \text{Para motores de 4T} \quad 2.2.18$$

$$\omega_{\text{motor}} = (\omega_{\text{nat}}) / \text{RPM} \quad \text{Para motores de 2T} \quad 2.2.19$$

$\text{RPM motor} = (\text{Wnat} * 60) / K$ en críticas mayores 2.2.20

2.3. VIBRACION LATERAL

Las fuentes de excitación más comunes que hacen vibrar lateralmente un sistema propulsor son:

- a. El momento externo sobre el eje propulsor, originado por la excentricidad del vector Empuje que es generado por la hélice, ver fig. 2.9.a.
- b. La fuerza centrífuga lateral de excitación sobre el sistema propulsor, la cual es el resultado del desbalance que la hélice generalmente presenta, ver fig. 2.9.b.

Además de las causas anteriores debe tener en cuenta la deformación estable que el sistema presenta al soportar el peso del eje y la hélice, ver fig. 2.9.c.

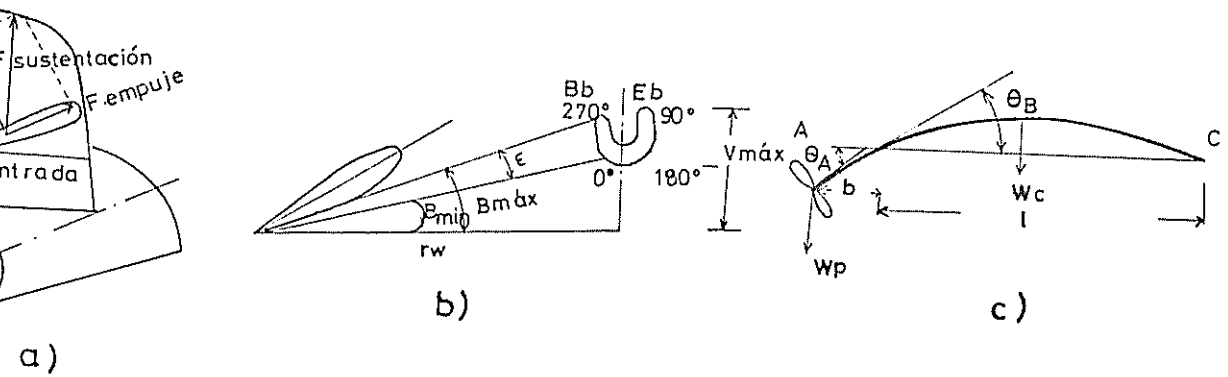


Fig. 2.9.

CAUSAS DE LA VIBRACION LATERAL DEL PROPULSOR

Estimación de la frecuencia fundamental.-

Para poder realizar el análisis de vibración lateral del sistema propulsor es necesario estimar la primera frecuencia natural del conjunto.

El proceso que se empleará es el presentado por Hayama, que es conocida como la fórmula de Panagopulos corregida, ref. (23).

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{CE * I (B + L/3 (B_1 + B_2 + B_3))}{2.3.1}}$$

$$B1 = Jd \quad (B + L/3) **2$$

$$B2 = Mp * B**2 * \quad (B/2 + L/3) **2$$

$$B3 = Mm \quad (B**5) / 20 \quad + \quad (L * B**4) / 12 + \\ + \quad (L**2 * B**3) / 27 \quad + \quad (2L**5) / \\ / 945$$

donde

E = módulo de young

I = momento de inercia de la sección del eje

B = Cantilibrio del propulsor, ver fig. 2.11

L = Longitud entre cojinetes del túnel del eje

Jd = momento másico diametral de inercia de la
hélice incluyendo momento de masa añadida.

Mm = Masa por unidad de longitud del eje

Mp = Masa del propulsor, incluyendo la masa añadida por el agua.

$$Jd = (Jpolar / 2) * 1.60, \text{ ref.} \quad 2.3.2$$

$$Mp = (\text{masa hélice}) * 1.30, \text{ ref.} \quad 2.3.3$$

Para la aplicación de estas fórmulas solo se considera los dos últimos tramos del eje, esto es debido a la gran masa e inercia que nos da la hélice la cual se ubica a un extremo del eje. Lo que consecuentemente influye fuertemente en las formas modales, esto da como resull

tado que el tramo que más influencia presenta en este tipo de vibración es el de la cola.

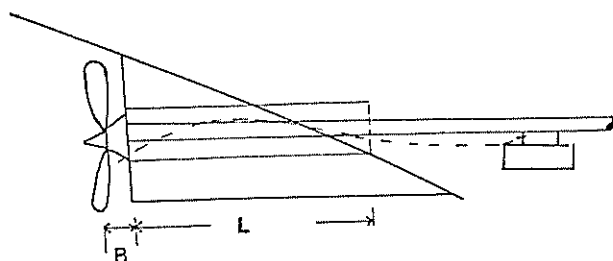


Fig. 2.10

TRAMO DEL EJE QUE INTERVIENE EN VIBRACION LATERAL

La fórmula presentada por Hayama dá como resultado frecuencias fundamentales menores que las reales, y siguiendo las exigencias de algunas sociedades clasificadoras que determinan que no debe existir velocidades críticas bajo 110% de la velocidad máxima del motor principal, y si el resultado de la ecuación es alrededor de dicho porcentaje se obtendrá automáticamente un coeficien-

te de seguridad.

Conociendo que:

$$\text{Frecuencia exc. hélice} = Z \text{ RPM}/r$$

$$\text{Frecuencia desbalance} = \text{RPM}/r$$

Habr  resonancia cuando la frecuencia natural del sistema este en el rango de estas frecuencias.

$$W_{nat} = W \text{ exc. } \text{hélice} \quad 2.3.3$$

$$W_{nat} = W \text{ desbalance} \quad 2.3.4$$

$$\text{RPM} = W_{nat} * r/Z \quad 2.3.5$$

donde:

RPM = velocidad de rotación de la máquina principal

r = razón de reducción

W_{nat} = frecuencia natural de vibración lateral del sistema.

Z = número de palas de la hélice

En el caso que la frecuencia de excitación de la hélice entre en resonancia con la frecuencia natural del sistema podrá traer

como consecuencia roturas del eje, o cuando la frecuencia de desbalance entre en resonancia, probablemente se deforme el eje mas allá de la condición admisible, lo que dará un incremento en el esfuerzo que puede soportar.

Dicho esfuerzo significará en el cojinete del túnel de popa un aumento considerable en la reacción, lo que consecuentemente disminuirá la vida útil del cojinete y la posibilidad de una falla en el eje.

2.4. VIBRACION LONGITUDINAL

Una de las principales causa para que haya vibración longitudinal es la variación con respecto al tiempo del empuje producido por la hélice. Esta, se superpone a la ya existente deformación estática debida al empuje estable generado por la hélice.

Para encontrar la frecuencia natural de vibración longitudinal del sistema propulsor es necesario modelar dicho sistema, represen-

tándolo con un sistema de dos grados de libertad, ref. (14), ver fig. 2.11.

Esto simplificará los cálculos para encontrar las frecuencias naturales.

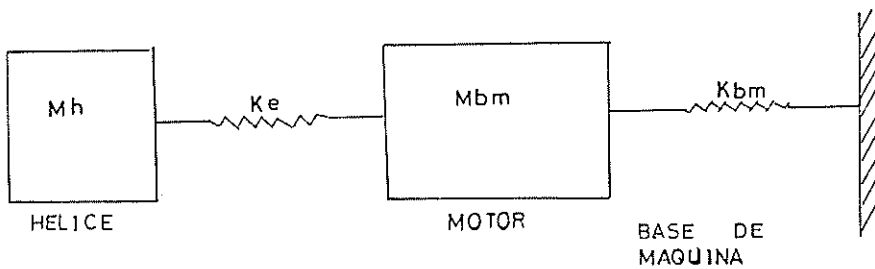


Fig. 2.11

MODELACION DEL STM PRO. EN DOS GRADOS DE LIBERTAD

Siendo el factor de rigidez de la base de la máquina, el término que mayor problema presenta en la aplicación de la fórmula, se utilizará para su cálculo la metodología presentada por SNAME en la ref. (23) Esta nos dice que la rigidez se puede calcular como el inverso de la flexibilidad longitudinal de la ba-

se de la máquina.

Cálculo de la rigidez de la base de la máquina principal.-

Aplicando una carga unitaria en dirección longitudinal sobre el centro del eje, esta producirá una deformación axial, cuyas componentes son deflexión rotacional de la estructura del fondo de la base (1), deflexión por flexión de la base (2), y deflexión por corte de la misma (3).

En nuestro análisis sólo se tomará en cuenta la deflexión rotacional de la base. Ya que tanto la deflexión por flexión, como la deflexión por corte son de valores insignificantes, y sólo se introducirá un error despreciable en los resultados al no calcularlas.

La deflexión rotacional de la base, se puede calcular haciendo que el fondo, la base de la máquina, y los soportes de esta, se representen por una viga, que está apoyada simplemente en los extremos, siendo estos los mam-

paros que limitan el cuarto de máquinas.

No es necesario considerar el efecto de las cuadernas y la extensión de las bases de la máquina, ya que según la ref. (17) basta, con incrementar ligeramente el ancho efectivo del fondo.

Dividiendo la base en secciones podemos llegar fácilmente a calcular el eje neutro y los momentos de inercia de cada uno de ellas.

Para nuestros cálculos es necesario encontrar la pendiente resultante en el punto sobre el cual se ejerce el empuje, que se localiza en el reductor (para sistemas que poseen el reductor unido al motor).

Aplicando en la vida un momento compuesto por una carga axial unitaria y la distancia entre el eje neutro de la sección del cojinete de empuje y la línea del centro del eje.

Si multiplicamos la pendiente por la distancia desde el eje neutro a la línea de acción del empuje, podemos calcular la deformación rota-

cional del fondo.

Para el cálculo de la pendiente de la viga se utilizará el teorema del área de momentos.

Según ref. (26); los teoremas necesarios se basan en la geometría de la elástica y del diagrama $M/(E*I)$; si

$$\frac{d^2 v}{dx^2} = \frac{M}{E*I}$$

$$= \frac{d}{dx} \left[\frac{dv}{dx} \right] = \frac{d}{dx} = \frac{M}{E*I}$$

$$= \frac{dx}{dx} = v' = \text{pendiente de la elástica}$$

v = flexión de la elástica

$$d = \frac{M}{E*I}$$

Observando la figura $M/E*I \, dx$, corresponde a un área infinitesimal, y esta área es igual al ángulo entre dos tangentes consecutivas. Si d lo multiplicamos por su distancia x

obtenemos la distancia vertical dt , y como sólo se consideran deflexiones pequeñas, la diferencia entre AA' y el segmento vertical dt es despreciable, ver fig. 2.12.

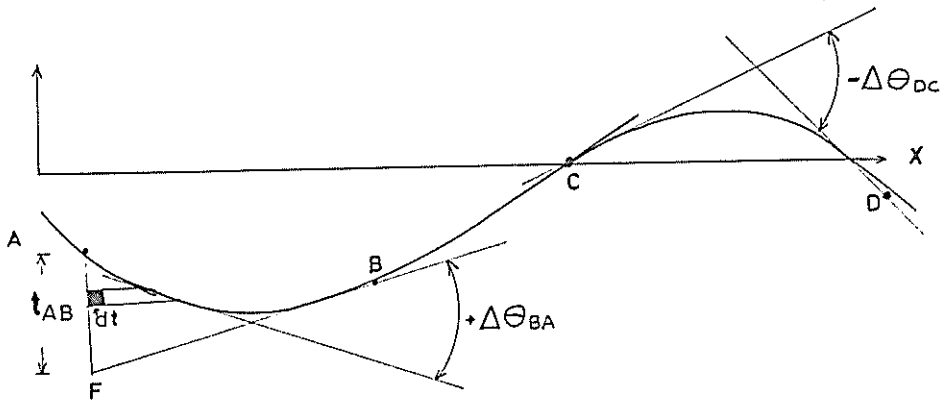


Fig. 2.12.

APLICACION DEL AREA DE MOMENTO

Con lo que llegamos a

$$dt = d\theta = \frac{M}{E \cdot I} dx$$

integrando obtenemos el primer teorema área momento.

$$M \int_B^A d\theta = \theta_B - \theta_A = \theta_{BA} = \int_A^B \frac{M}{E \cdot I} dx = \sum \phi_i \quad 2.4.1$$

$$\Theta_B = \Theta_{BA} + \Theta_A$$

$$\Theta_B = \int_A^B \frac{M}{EI} dx + \Theta_A$$

El segundo teorema

$$t_{AB} = \int_A^B d\Theta = \int_A^B \frac{M}{EI} x dx = \sum \phi_i * X_i \quad 2.4.2$$

Con la aplicación de los teoremas anteriores encontramos la rotación de la base en la posición del cojinete de empuje.

Se procede a calcular la deformación axial, que es la flexibilidad del sistema.

Deformación axial = distancia entre el eje neutro y la línea de acción de empuje * rotación.

Y por la ref. (17) la rigidez de la base es:

$$K_{mb} = 1/\text{flexibilidad del sistema}$$

2.4.5

Como lo habíamos dicho en un principio, para el cálculo de las frecuencias naturales es necesario modelar el sistema como un sistema de dos grados de libertad ver fig. 2.9.

Haciendo un análisis de cuerpos libres obtenemos lo siguiente:

$$\begin{bmatrix} M_{bm} & 0 \\ 0 & M_h \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{bm} + K_e & -K_e \\ -K_e & K_e \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Asumiendo una solución del siguiente tipo:

$$X_1 = A_1 e^{st}$$

$$X_2 = A_2 e^{st}$$

Obtenemos una matriz de orden 2. Además como requerimos tener una solución no trivial es necesario que el determinante de la matriz dinámica sea igual a cero, con lo que encontramos una ecuación para w^{*4} .

$$\det = \begin{bmatrix} (K_{bm} + K_e - M_{bm} w^{*2}) & -K_e \\ -K_e & K_e - M_h w^{*2} \end{bmatrix} = 0 \quad 2.4.3$$

$$= \frac{A+B+C+4 \cdot D}{2 M_{bm} + M_h} \quad 2.4.4$$

donde

$$A = M_h \cdot K_{bm}$$

$$B = M_h \cdot K_e$$

$$C = M_{bm} \cdot K_e$$

$$D = (M_{bm} \cdot M_h \cdot K_{bm} \cdot K_e)$$

$$\delta^2 = \omega^4$$

K_e = rigidez longitudinal del eje

$$= E \cdot A / l \quad 2.4.5$$

M_{bm} = masa del motor principal y reductor
mas un 30% de la masa del eje.

M_h = masa hélice mas 60% de la masa de la hélice
por masa añadida y mas el 30% de la masa -
del eje.

Las RPM en las cuales el motor entrará en
resonancia son:

$$\omega_{nat} = RPM \cdot Z / r \quad 2.4.6$$

2.5. RESUMEN DE LOS PROBLEMAS VIBRATORIOS

Los problemas vibratorios más comunes que ocurren en un sistema propulsor son:

- a. Desbalance en el sistema, el cual puede afectar seriamente cojinetes, engranajes, etc.
- b. Rotura de ejes o ejes torcidos
- c. Engranajes dañados o desgastados
- d. Deslineamiento en el sistema. Sea en la línea de ejes o en la conexión reductor-eje, o eje-hélice.
- e. Desajustes mecánicos y golpeado en la máquina principal.
- f. Desgaste excesivo o claros excesivos entre el cojinete y el eje.
- g. Daños o rupturas en el cigüeñal.

CAPITULO III

ANALISIS DEL PROCESO DE ALINEACION

3.1. DESCRIPCION DEL PROCESO USADO EN EL ALINEAMIENTO

GENERALIDADES

Teóricamente la alineación del sistema propulsor no es otra cosa que, ubicar todos los cojinetes que soportan la línea de ejes, en línea recta. Pero esto significa que los cojinetes tendrán diferentes reacciones, lo que traerá como consecuencia que los cojinetes se desgasten unos más que otros, ya que la repartición de carga no sería uniforme.

Para evitar esto, al alinear se debe dejar que el eje tome su "flexión natural", con lo que se produce mínimas cargas en los cojinetes y mínimos esfuerzos por flexión al eje. Lo que se consigue descendiendo los cojinetes intermedios, hasta conseguir la "curva favorable", ver referencia (33).

Un concepto más amplio y técnico sobre alineamiento es el presentado por el Prof. Woodward, ref. (33):

"Un alineamiento de los ejes es el conjunto de coordenadas en los seis grados de libertad, de todos los cojinetes del eje".

Descripción del proceso de alineamiento usado en la instalación de la línea de ejes en los pesqueros ecuatorianos.-

En barcos pesqueros ecuatorianos el proceso de alineamiento es realizado usualmente por mecánicos y carpinteros. En este sub-capítulo se dará una descripción sobre la forma en que se lo hace, elementos y técnicas que se emplean.

En nuestro medio se usan algunos procedimientos pero el más generalizado es aquel que se realiza por medio de la tensión de un alambre de acero de 0.8 mm, desde puntos fijos hasta la brida del reductor.

Se toman como puntos fijos, la línea central del túnel de popa (desde el centro del prensa-



SECRET

estopa hasta el centro del bocín de popa) lo que determina una recta, ya que esta parte del casco se encuentra construída y es inmóvil.

Dicha recta determina la posición de descansos y consecuentemente la ubicación final de la máquina, tratando siempre de colocarla lo más horizontalmente posible.

Es decir que el alineamiento se inicia en popa, hacia la sala de máquinas.

El proceso de alineamiento trata de confrontar apropiadamente la brida del eje de cola ó el eje de popa, con la brida del eje que le sigue, así se continúa hasta llegar a la brida del reductor. A medida que se van acoplando las bridas se colocan cuñas de madera provisionalmente, con la finalidad de ir tomando las alturas convenientes.

Luego de que se han adaptado adecuadamente las bridas se observa y se mide la separación de estas para así eliminar los desalineamientos tanto angulares como paralelos (ver fig. 3.1, 3.2).

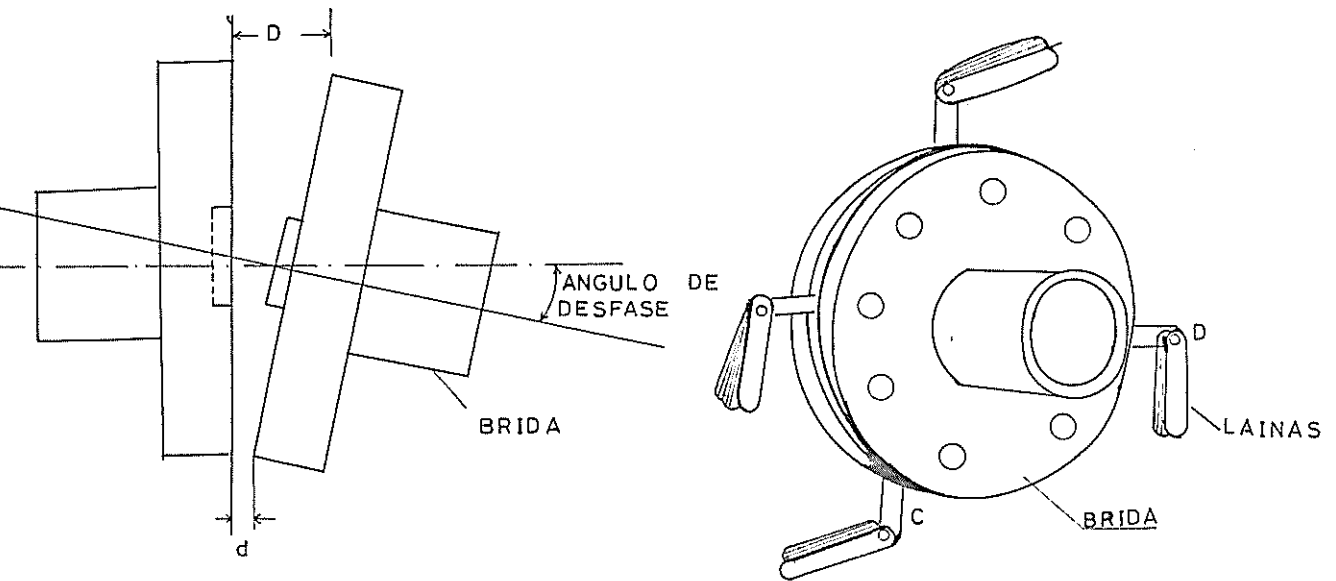


Fig. 3.1

ALINEAMIENTO ANGULAR

El desalineamiento angular se lo determina al medir axialmente la distancia entre bridas. Usando un calibrador de espesores, de agujeros o laines graduadas en milímetros, se toman las medidas de separación entre las caras de las bridas, en cuatro puntos diferentes espaciados por igual en sus diámetros.

Las separaciones axiales permisibles están dadas por los fabricantes de los motores en lo general, y algunos varaderos usan las tablas BUSHIPING.

Se llama desalineamiento paralelo a la altura que se encuentra una brida y la otra al enfrentarse. Se reconoce colocando una regla longitudinalmente encima de las bridas, en cuatro posiciones angulares espaciadas igualmente. Y se lee el descentramiento entre las bridas en cada una de las posiciones previamente marcadas, ver figura 3.2.

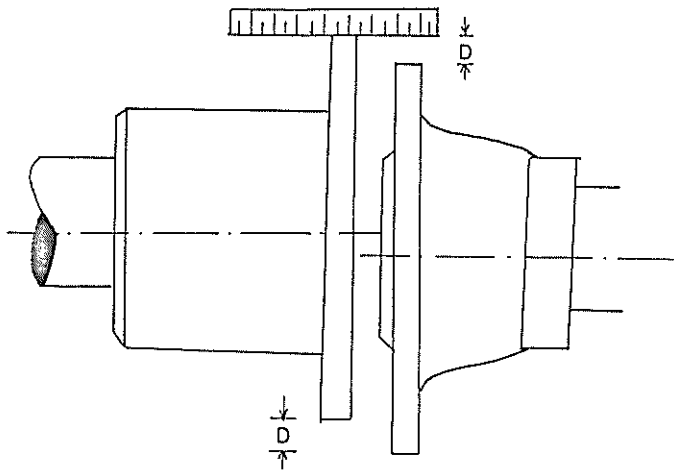


Fig. 3.2.

ALINEAMIENTO PARALELO

Los valores de dicha excentricidad son dados por los fabricantes de los motores principales ó se toman los dados por las tablas BUSHIPING.

3.2. CALCULO DE LAS REACCION Y LOS COEFICIENTES DE INFLUENCIA

Por lo enunciado en la ref. (33), conocemos que no todos los cojinetes soportan la misma carga, en un alineamiento como el presentado en la fig. 3.3. Esta misma referencia no dice que los cojinetes 1 y 4 soportan un 13.3% del peso del eje mientras que los cojinetes 2 y 3, soportan 36.7%, pero si descendemos la cantidad de $0.2916 \frac{W * (L^{**4})}{E * I}$, a los cojinetes intermedios tenemos como resultado una mejor distribución de carga, y las reacciones serán uniformes en cada uno de los cojinetes.

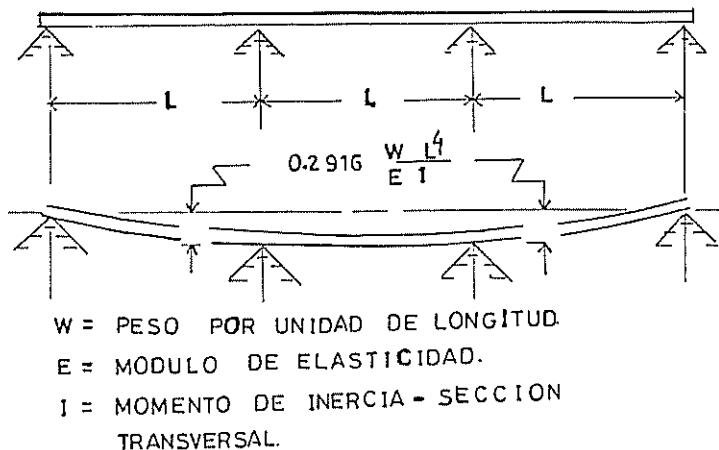


Fig. 3.3

CARGAS SOBRE LOS COJINETES PARA UN BUEN ALINEAMIENTO

Es decir el eje presenta su "curva natural" donde todos los descansos soportan la misma carga.

Por lo tanto es necesario conocer las cargas a las que están sometidos los cojinetes ó descansos. Un buen método para encontrar dichas reacciones es la ecuación de los Tres Momentos.

Ecuaciones de los tres momentos.-

Considerando una viga continua (fig. 3.4) sometida a diferentes cargas (cargas de cualquier tipo), ref. la dividimos en cuatro zonas.

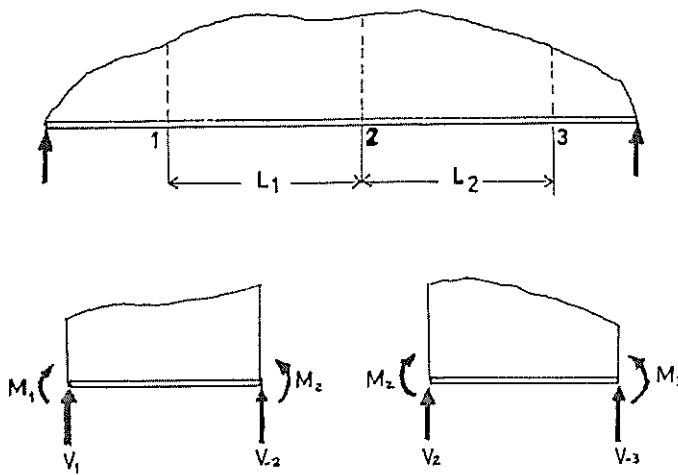


Fig. 3.4

CARGA GENERAL EN UNA VIGA CUALQUIERA

$$t_{1/2} = \frac{1}{EI} (\text{área}) * x_1$$

$$t_{1/2} = \frac{1}{EI} (\text{área})_{3-2} * x_2$$

donde

$$t_{1/2} = 1/EI [A_1a_1 + 1/2 (M_1L_1) * 1/3 (L_1) + \\ + 1/2 (M_2L_1) * 2/3 L_1]$$

$$t_{1/2} = 1/EI [A_2b_2 + 1/2 (M_2L_2) * 2/3 (L_2) + \\ + 1/2 (M_3L_2) * 1/3 L_2]$$

Podemos aplicar una fórmula de recurrencia (ecuación repetitiva), esto da suficientes ecuaciones para determinar los momentos redundantes sobre los apoyos, según la ref.

Obteniendo así la ecuación de los tres momentos.

$$L_1 * M_1 + 2 (L_1 + L_2) M_2 + M_3 L_2 + 6 A_1 a_1 / L_1 + 6 A_2 b / L_2 \\ = 6 EI (h_1 / L_1) + (h_3 / L_2) \quad 2.3.1$$

Esta ecuación es aplicable a vigas continuas que descansan sobre apoyos que no ceden ó se asientan teniendo la viga en cada extremo un I constante.

I = inercia respectiva del área transversal de la viga.

Siendo la razón principal de nuestro estudio el cálculo de las reacciones en los cojinetes, luego de aplicar la ecuación de los tres momentos se procederá a encontrar dichas reacciones.

Cálculo de Reacciones en los cojinetes.-

Existen dos métodos aplicables a nuestro propósito.

- a. Aplicación de la definición de momento flexionante.

Momento flexionante: Es la suma de los momentos de todas las fuerzas que actúan en la porción de viga a la izquierda o derecha de una sección, respecto al eje perpen-

dicular al plano de las fuerzas y que pasa por el centro de gravedad centroide de la sección considerada, ref. (27).

$$M = (\sum M) \text{ izq.} = (\sum M) \text{ der}$$

b. Aplicación de los diagramas de fuerzas cortantes.

Por la figura 3.5., podemos observar que para mantener el equilibrio en la sección del corte a-a deben aparecer fuerzas resistentes, necesarias para satisfacer las condiciones de la estática:

En este caso $\sum Y = 0$, con lo que $V = (\sum Y)$

Coeficientes de influencia.-

Tomando como ejemplo lo sucedido en la fig. 3.1 en el primer caso presenta sus descansos en línea horizontal, con reacciones R_1 , R_2 , R_3 , R_4 , las cuales pueden ser calculadas con la Educación de los Tres Momentos.

Sustituimos el efecto de las cargas y las fuerzas que se producen en los extremos al hacer el corte, por fuerzas cortantes y momentos flexionantes.

Obtendremos los siguientes diagramas de cuerpo libre, ver fig. 3.5.

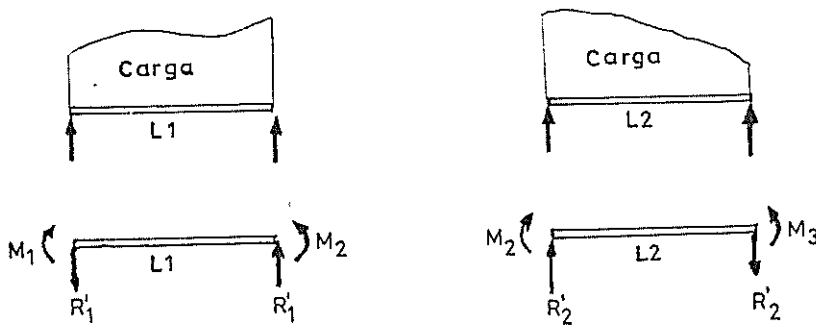


Fig. 3.5

DIAGRAMAS DE CUERPO LIBRE DE UNA VIGA CARGADA

Donde se representa exageradamente la elástica de la viga para poder observar con claridad las relaciones trigonométricas, ref. (27).

En el segundo caso para obtener un buen alineamiento (mejor distribución de las cargas sobre los cojinetes) según ref. (33), ha sido necesario descender cierta cantidad los cojinetes intermedios, con lo que se obtiene un nuevo conjunto de reacciones. Rig.

Donde

R = Reacción que presenta el cojinete por la carga del eje; el subíndice i es el cojinete donde se produce la reacción, j es el cojinete donde se ha ascendido una unidad para que se produzca la nueva condición de carga y por ende la nueva reacción.

La diferencia entre estas reacciones, es el incremento de la carga de los cojinetes, debido al descenso unitario a que fue sometido el cojinete.

$$R_{ij} - R_i$$

3.2.2

Esto corresponde al parámetro denominado Coeficientes de Influencia.

$$C_{ij}$$

3.2.3

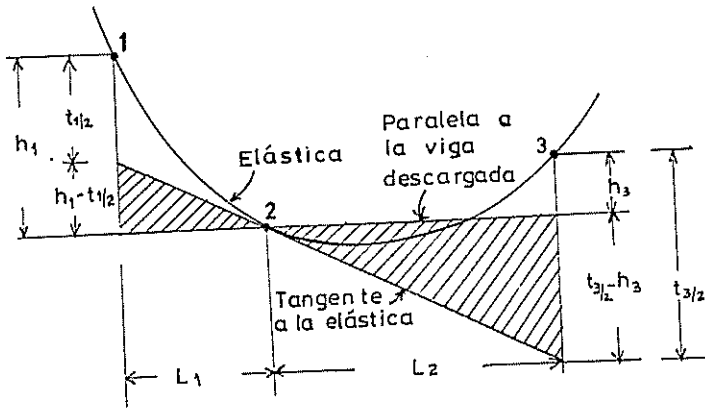


Fig. 3.6

ELASTICA DE UNA VIGA CUALQUIERA

Por similitud de los triángulos rayados resulta obvio decir:

$$\frac{h_1 - t_{1/2}}{L_1} = \frac{t_{1/2} - h_3}{L_2}$$

reduciendo

$$\frac{t_{1/2}}{L_1} + \frac{t_{1/2}}{L_2} = \frac{h_1}{L_1} + \frac{h_3}{L_2}$$

y los valores de las desviaciones tangenciales están dados por:

Como unidad de elevación se toma frecuentemente 1 milésima de pulgada, ref. (33), que comúnmente se denomina 1 mil.

Es decir si tenemos 4 cojinetes habrá 16 coeficientes de influencia.

3.3. ANALISIS DEL PROCESO DE ALINEAMIENTO

Para realizar el análisis empezaremos por ver lo que sucede cuando es alineado el eje de popa sobre los cojinetes del túnel. Este presentará una curva natural y su brida tendrá una deformación angular dada por el flexionamiento de dicho eje. Fig. 3.7.

Para continuar con el alineamiento, la brida del eje contiguo debe tomar la misma posición angular y vertical que el de la brida del eje de cola. Con lo que se originarán las reacciones de los cojinetes intermedios. Y así se continúa hasta enfrentar la brida del último eje con la brida de salida de la transmisión marina.

Es necesario, entonces calcular las reacciones que se van a tener en cada uno de los cojine-

tes, para así poder llegar a saber la distribución de carga a que estarán sometidos los cojinetes, y si es esta razonablemente uniforme en cada uno de los apoyos.

Resumiendo, el análisis consistirá en encontrar las reacciones en los cojinetes y la deformación natural del eje originados por el proceso de alineamiento usado en nuestros pesqueros.

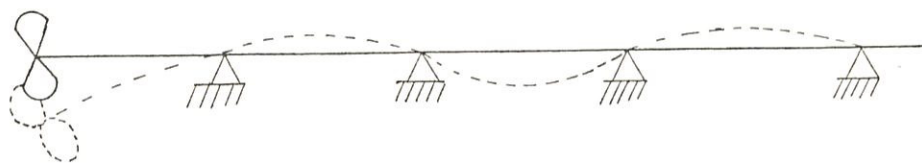


Fig. 3.7.

CURVATURA NORMAL DEL EJE DE COLA

3.4. DISCUSION

Conociendo los coeficientes de influencia se podría llegar a estimar las alteraciones de las reacciones de los cojinetes frente a los desgastes de los cojinetes del túnel. O cuanto se incrementarían las reacciones de los cojinetes cuando el bocín de popa llega a su máximo desgaste permisible.

Una buena medida para saber si los coeficientes de influencia encontramos, en el punto 3.3. son aceptables o no, podría ser comparar el valor de las reacciones que se obtengan cuando el sistema está en línea horizontal y los valores obtenidos al elevar una milésima de pulgada cualquiera de los cojinetes.

CAPITULO IV

EVALUACION DE LA EFICIENCIA PROPULSIVA

4.1. INTRODUCCION

La finalidad del presente capítulo es poder realizar un análisis teórico, referente a la eficiencia con que está operando el conjunto motor diesel + hélice.

Para realizar este, es necesario estudiar:

- a. La resistencia total que presenta el barco pesquero al avance.
- b. Los parámetros K_T , y K_D
- c. Desarrollando los puntos a) y b), se determinará la eficiencia en agua abierta de la hélice.

En el cálculo de la resistencia total se usarán los análisis de regresión presentados en las referencias (9), (11), (12). Dichos estudios se basaron en los resultados obtenidos de las pruebas hechas a 334 modelos de barcos, con 64 formas de cascos.

Para estimar los parámetros K_t , K_q y la eficiencia en agua abierta se usarán también ecuaciones de regresión, fundamentadas en las serie propulsores B-Wageningen, presentadas en las referencias (11), (12).

De esta forma se automatizará el cálculo de RPM, empuje, torque y SHP.

4.2. CALCULO DE LA RESISTENCIA TOTAL EN BUQUES PESQUEROS

En el cálculo de la resistencia total de buques aplicando los análisis de regresión, según referencias (9), (11), (12), y adaptándolos a nuestros pesqueros, descompondremos la resistencia total en la sumatoria de diferentes resistencias.

$$R_t = R_f (1+K_1) + R_{app} + R_w + R_{tr} + R_a \quad (4.2.1)$$

R_t = resistencia total

R_f = resistencia friccional, fórmula según ITTC

R_{app} = resistencia de los apéndices

R_{tr} = resistencia de la presión adicional debido a la parte sumergida del espejo.

R_a = corrección de la resistencia por los modelos de barcos usados en las pruebas.

R_w = resistencia por la formación de olas

Factor $(1+K1)$

Por la ref. (11), conocemos que el factor $(1+K1)$, es un parámetro que no solamente va a depender de la forma del casco del pesquero, sino que en su ecuación intervienen los valores tales como:

- a. El coeficiente C_{STERN} , el cual es dado según las líneas que presenta la popa del barco.
- b. Dimensiones principales del pesquero, como eslora de la línea de carga (L_w), manga (B), calado (T).
- c. Y Coeficiente de formas

$$(1+K1) = 0.93 + 0.487118 C_{14} (B/L_w)^{**1.06806} (T/L_w)$$

B = manga

T = calado

L_w = eslora de la línea de carga

vol = volumen de desplazamiento

C_p = coeficiente prismático basado en la línea de carga.

$$L_r = L_w (1 - C_p + 0.06 C_p * t_{cb} / (4 C_p - 1)) \quad (4.2.3.)$$

t_{cb} = posición del centro longitudinal de boyantez medido en porcentaje de L_w .

$$\frac{1/2 LD - FB}{LD} \quad 100\% \quad (4.2.4.)$$

$$LD = 1/2 (L_{pp} + L_w) \quad (4.2.5.)$$

FB = distancia en metros desde la perpendicular de proa al centro de boyantez.

TABLA DE VALORES C_{ster}

POPA	C_{ster}
Sección en V	-10
Forma normal	0

TABLA IV

Resistencia Friccional.-

La resistencia friccional que presenta el casco al contacto con el agua se calcula según la fórmula ITTC de 1957.

$$R_f = \frac{0.075}{(0.43429 \lg(R_n) - 2)^2}^{1/2} \text{ den} * V^2 * S \quad (4.2.6)$$

donde

V = velocidad en metros / seg.

La superficie mojada del casco se aproxima usando la fórmula siguiente dada en la ref. (12).

$$S = L_w(2T/B) \quad (C_m) \quad (0.543 + 0.4425C_b - 0.286C_m - 0.00346B/T + 0.3696 C_{wp}) \quad (4.2.7.)$$

C_m = coeficiente de la sección media

C_b = coeficiente de bloque

C_{wp} = coeficiente del plano de la línea de carga.

Resistencia de los Apéndices.-

La resistencia de los apéndices se puede calcular según ref. (12) por la siguiente fórmula:

$$R_{app} = 0.5 \text{ den } V^2 S_{app} (1 + K_2) \text{ eq} \quad (4.2.8)$$

donde

S_{app} = área de los apéndices

C_f = coeficiente de fricción según ITTC 1957

y el parámetro $(1+K_2)$ es un coeficiente que dependerá de los apéndices que tenga el casco. En la tabla VIII se dan los valores, para los apéndices más usados en los barcos pesqueros de nuestro medio.

$$(1 + K_2)_{eq} = \frac{\sum (1 + K_2) S_{app}}{\sum S_{app}} \quad (4.2.9)$$

TABLA DE VALORES $(1+K_2)$

pala - una hélice	1.1 - 1.5
pala detrás de un apén dice.	1.5 - 2.0
pala detrás del codas- te.	1.3 - 1.5
zapata	1.5 - 2.0
protuberancias	3.0

TABLA V

Resistencia de la presión adicional debido a la parte sumergida del espejo.-

Al estar cargado el barco pesquero parte de su espejo se sumerge, originando una presión adi-

cional sobre el casco, lo que implica un aumento en la resistencia total al avance; dicho aumento se conoce como la resistencia de la presión adicional debido a la parte sumergida del casco. Y la podemos calcular por la siguiente fórmula:

$$R_{tr} = 0.5 \text{ den} * V^2 * A_t * C_6 \quad (4.2.10)$$

donde:

A_t = área transversal sumergida del espejo

F_{nt} = número de Froude debido a la inmersión

$$\sqrt{2 V_g A_t / (B + B C_{wp})} \quad (4.2.11)$$

Resistencia de corrección del modelo.-

Como se dijo en la introducción de este capítulo, para realizar el análisis de la resistencia total, se usaron 334 modelos, con 64 formas de casco diferentes, por lo tanto se hizo una corrección de la resistencia total dada en las pruebas con los modelos. En esta, también se tomaron en cuenta los efectos que presentan tanto las rugosidades a todo lo

largo del casco, como las del aire en calma.

La resistencia de la corrección del modelo la podemos evaluar por la siguiente fórmula:

$$R_a = 1/2 \text{ den} * v^2 * S * C_a \quad (4.2.12)$$

donde:

$$C_a = 0.006 (L+100)^{-0.16} - 0.00205 + 0.003 (LW/7.5) C_b^{**4} C_2(0.04-C_4) \quad (4.2.13)$$

Resistencia por la formación de olas.-

La fórmula para encontrar el valor de esta resistencia es en función del número Froude. Si el número de Froude es mayor o igual a 0.55 (velocidades de alto rango) podemos usar la fórmula (1.2.19) pero si por lo contrario este es menor o igual a 0.40, emplearemos la fórmula (4.2.20). Si este se encuentra entre el inventario de 0.4 a 0.55 se usará la fórmula (4.2.22) según la ref. (12).

La fórmula (4.2.22), es la combinación de las fórmulas.

Para lo cual se dan los siguientes valores:

$$iE = 1 + 89 \exp \left[\left[- (B/L_w) ** 0.80856 \right] \left[(1 - C_{wp}) ** 0.30484 \right] \right. \\ \left. \left[(1 - C_p - 0.002251 c_b) ** 0.6367 \right] \left[(L_r/B) ** 0.34574 \right] \right. \\ \left. \left[(100 * vol/L_w ** 3) ** 0.16302 \right] \right] \quad (4.2.14)$$

$$m1 = 0.00140407 L_w/T - 1.75254 (vol ** 1/3)/L_w - \\ - 4.79323B/L - C16 \quad (4.2.15)$$

$$m2 = C15 C_p^2 \exp (-0.1 F_n^2) \quad (4.2.16)$$

$$m3 = 7.2035 \left[(B/L_w) ** 0.326869 \right] * \left[(T/B) ** \right. \\ \left. ** 0.605375 \right] \quad (4.2.17)$$

$$m4 = C15 \{ 0.4 \exp [-0.034 (F_n ** -3.29)] \} \quad (4.2.18)$$

Para $0.4 < F_n < 0.55$

$$R_w = R_{w-A} + \left[10 F_n - 4 \right] \left[R_{w-B} - R_{w-A} \right] / 1.5 \quad (4.2.19) \\ (0.4) \quad (0.55) \quad (0.4)$$

Para $F_n \leq 0.4$

$$R_{w-A} = C1 * C2 * C5 * vol * den * g * \exp \{ m1 * F_n + m4 \cos(\delta * F_n^2) \} \quad (4.2.20)$$

Para $F_n \geq 0.55$

$$R_{w-B} = C17 * C2 * C5 * vol * den * g * \exp \{ m3 * (F_n ** d) + \\ + m4 * \cos(\delta * F_n^2) \} \quad (4.2.21)$$

A la resistencia total debemos agregarle la resistencia que presenta el arte de pesca, en el caso de los arrastreros ó camaroneros. Ya que estos al realizar su faena, arrastran a una velocidad de 1 a 3 nudos, las redes desde tangones que se encuentran a los costados de la nave. Las redes con sus portalones y cables ejercen una resistencia hidrodinámica, la cual influye en el empuje y la potencia.

Para lo cual tenemos que:

$$R_{red} / R_{tp} = R_{redi} / R_{todi} \quad (4.2.22)$$

donde:

R_{red} = resistencia de la red prototipo

= 755.5 kgs.

R_{tp} = resistencia total del arte prototipo

= 2410.26 Kgs.

R_{redi} = resistencia de la red buscada

$$191 * (d/a) * ((C' w_1)/(C' w)) F v^2 \text{ sen} \beta \quad (4.2.23)$$

d = diámetro del hilo del paño de la red en mm, usualmente nuestros barcos pesqueros usan un hilo de 1.43mm.

a = la mitad de la longitud de la malla en milí-

metros por lo general $a = 25.41\text{mts.}$

$$(d/a) = 0.05663$$

F = ángulo de atraque de la red y el flujo comúnmente es 14 grados entonces $\sin 14^\circ = 0.24192$

V = velocidad de arrastre en mtr/seg.

$$(C'_{w1}) = 23.7 \quad (HP/V^{**3}) \quad (4.2.24)$$

$$(C'_{w}) = 294$$

entonces

$$R_{todi} = (R_{redi} * R_{tp}) / R_{red} \quad (4.2.25)$$

4.3. EVALUACION DE LA EFICIENCIA PROPULSIVA

Para la evaluación de la eficiencia propulsiva, se usarán los polinomios K_T y K_Q basados en las Series de Wageningen B-Screw, los cuales a continuación se expondrán:

- a. Polinomio K_T , el cual se define en función de las siguientes variables:

$$K_T = (f_t J, P/D, AE/A_0, Z, R_n, t/c) \quad (4.3.1)$$

donde:

J = coeficiente de avance varía en un rango de 0-2.

P/D = razón paso-diámetro

AE/AO = relación de área desarrollada al área del disco.

Z = número de palas

Rn = número de Reynolds

t/c = relación del espesor de la hélice

b. Y el polinomio KQ , que depende de:

$$KQ = f_q \{ J, P/D, AE/AO, Z, Rn, t/c \} \quad (4.3.2.)$$

En las tablas IX se dan los valores de los coeficientes f_t y f_q y los exponentes a los cuales estarán elevadas las variables que intervienen en las fórmulas.

Para números Reynolds iguales a 2.0×10^6 los KT y KQ se evalúan por las siguientes fórmulas:

$$KT = f_t [(J^{**s}) * (P/D^{**x}) * (AE/AO^{**u}) * (Z^{**y})] \quad (4.3.4.)$$

$$KQ = f_q [(J^{**s}) * (P/D^{**x}) * (AE/AO^{**u}) * (Z^{**y})] \quad (4.3.5.)$$

Si Rn es cercano a 2.0×10^6 las fórmulas se transforman en:

$$K_T = K_T + \Delta K_T \quad (4.3.6.)$$

$$K_Q = K_Q + \Delta K_Q \quad (4.3.7.)$$

ΔK_T y ΔK_Q son dados en la tabla X

entonces

$$T = K_T * \rho * n^2 * (D^{**4}) \quad (4.3.8.)$$

$$Q = K_Q * \rho * n^2 * (D^{**5}) \quad (4.3.9.)$$

donde:

T = Empuje de la hélice

Q = Torque de la hélice

n = Número de revoluciones por seg. de la hélice

D = Diámetro de la hélice

Va = Velocidad de avance

Eficiencia de la hélice.-

La eficiencia de la hélice en agua abierta está dada por la fórmula. Donde K_T , K_Q , van a variar para cada J. Recuerde que J varía de 0 a 2, aproximadamente.

$$\eta_0 = \frac{J}{2\pi} \frac{K_T}{K_Q} \quad (4.3.10.)$$

Si al aplicar el programa ESPROP, ver capítulo V, obtenemos valores η alrededor 0.40 A 0.50 podemos decir que la eficiencia propulsiva del barco pesquero es aceptable.

4.4. OBSERVACIONES

La evaluación de la Eficiencia Propulsiva es netamente teórica ya que no se cuenta con el equipo apropiado para tomar mediciones como son el torque, la velocidad de avance y el empuje.

Se ha escogido el método presentado por las ref. (11) (12) para el cálculo de la resistencia ya que es de fácil aplicación y su uso se extiende no solamente a pesqueros sino a cualquier tipo de embarcación.

Con datos de entrada tales como Eslora, Manga, Calado, Desplazamiento, Coeficiente de Block, Coeficiente Prismático, Coeficiente de la Sección Media y otros datos de fácil obtención, se pueden aplicar las fórmulas presentadas en las anteriores ref. (12).

Comparando los resultados obtenidos, al aplicar otros métodos presentados en la ref. (12) con las respuestas logradas con el método anteriormente expuesto se tuvo una variación de muy poco significado. Lo que nos conlleva a afirmar una vez más la precisión de dicha metodología.

El uso del método de WAGENINGEN B-SCREW SERIES, presentado en la ref. es únicamente aplicable para hélices de 2 a 7 palas, y con una razón de área de 0.30 a 1.05 con una razón P/D de 0.5 a 1.40. Pero en nuestro medio los pesqueros usan hélices de 3 a 5 palas con A_e/A_o de 0.40 a 0.60, siendo la más usada 0.50, y una razón P/D de 0.5 a 0.8 como máximo, con lo que no hay problema al utilizar este método.

Con el cálculo del torque podemos llegar a conocer cuanto DHP en realidad está entregando el motor, y si su valor coincide o es cercano al dicho por el fabricante.

CAPITULO V

APLICACION DEL PROCESO

5.1. DESARROLLO DEL PROGRAMA ESPROP

El programa ESPROP, permite realizar todos los cálculos expuestos en los anteriores capítulos, proporcionándole, datos de fácil obtención para el usuario. Este dará como resultado una evaluación del sistema propulsor, comprendiendo los 3 aspectos principales como son el análisis vibratorio, proceso de alineación, y eficiencia.

ESPROP está compuesto por varias Subrutinas, las cuales corresponden a cada uno de los análisis expuestos en los capítulos II, III y IV. Se ha tratado de simplificar en lo posible su uso con la finalidad de que el usuario no necesite tener mayores conocimientos de Ingeniería naval.

Conformación de ESPROP.-

Programa Principal.-

El programa principal haciendo uso de las diferentes subrutinas, tales como RESISP, KTPROP, KQPROP, COEFIN y DATING, calcula la EFICIENCIA con que está trabajando el barco, además realiza el cálculo del Torque, Empuje, Cavitación, DHP y BHP, con lo que analiza si realmente la hélice está recibiendo los HP, que asegura el fabricante en las especificaciones dadas en su motor-reductor.

Utilizando un análisis regresivo es posible conocer las RPM óptimas en las que el sistema obtendrá su más alta eficiencia, a una condición de trabajo dada.

Subrutinas:

Introdato.-

En esta subrutina el usuario debe introducir todos los datos que necesita el programa, el cual se los va pidiendo tarjeta por tarjeta, a continuación se da una lista de las variables a utilizarse:

L = Eslora del barco

B = Manga del barco

T = Calado del barco

PT = Puntal del barco

LW = Eslora de la línea de carga

LPP = Eslora entre perpendiculares

TPP = Calado a popa

DES = Desplazamiento del barco

AT = Area transversal de la parte sumergida del
espejo.

AW = Area longitudinal de la línea de carga

D = Diámetro de la hélice

PD = Razón paso diámetro

Z = Número de palas de la hélice

K = Tipo de motor usado (2 o 4 tiempos)

RED = Número de reducciones

C = Número de cilindros

MMB = Masa muñón biela

MM = Masa muñón

DE = Diámetro del eje propulsor

LE = Longitud del eje propulsor

DENE = Densidad del material del eje

El programa, además de las anteriores variables necesita datos de los coeficientes de forma, densidad del agua, superficie del área mojada, viscosidad cinemática, y el rango de velocidades a las que se quiere conocer el com-

portamiento del sistema propulsor. Conociendo que tales datos pueden ser conocidos o no por el usuario se ha previsto esto, para lo cual la subrutina, tiene una serie de preguntas, donde si el usuario no conoce los anteriores, la subrutina los calcule, pidiéndole previamente otras variables de fácil obtención para este.

Es de anotar que las variables deben proporcionárseles en el sistema internacional.

Vibrap.-

Esta calcula las frecuencia naturales del sistema propulsor para vibración torsional, lateral, y longitudinal.

Usando, el método descrito en el capítulo II encuentra las RPM en las que el sistema entraría en resonancia, en un intervalo comprendido entre 95 a 110% del valor de la frecuencia natural del conjunto motor-hélice, para el caso torsional y longitudinal.

En vibración lateral, halla la frecuencia natural para el eje de popa y la hélice. Con lo que

contempla los tres tópicos de vibración.

Coefin.-

En esta subrutina se calculan las reacciones que se originan en los cojinetes, y los coeficientes de influencia por medio de la metodología presentada en el capítulo III.

Resist y KTKQPROP.-

Tanto en la primera como en la segunda se utilizan análisis regresivos como ha sido explicado en el capítulo IV.

La subrutina RESIST calcula la resistencia ya sea de un camaronero o un cerquero. Y KTKQPROP analiza los valores de KT y KQ dependiendo del Número de Reynolds.

Resul.-

Esta nos presenta los resultados en una forma ordenada y clara para cada una de las condiciones requeridas por el usuario.

En primera instancia RESULT, toma los resultados obtenidos en VIBRAP, con lo que el usuario podrá saber las zonas de posible en que el sistema entraría en resonancia a una determinada RPM.

La segunda parte de RESUL es los cálculos proporcionados por COEFIN, la tercera parte es el análisis de la eficiencia del conjunto motor hélice, y como complemento el porcentaje de cavitación de la hélice.

5.2. APLICACION PRACTICA

Para la aplicación práctica del programa ESPROP, nos hemos valido de un camaronero, cuya zona de trabajo es en el Cantón de Manabí, con 7 años de servicio.

A continuación se dará la entrada al programa es decir la subrutina Dating y los resultados dados por la subrutina RESUL.

SUBROUTINA DATING

"Características principales del Buque"

Nombre del buque:	B/P Santa Ana
Empresa Pesquera:	Mario Torres C.
Tipo de Buque:	Pesquero
Clase:	Arrastrero
Años de servicio:	7
Zona de pesca:	Manabí
Fecha:	8-9-87

"Características del Buque"

Ingrese todas las variables en el sistema métrico decimal.

Eslora total:	20.8 mts.
Eslora entre perpendiculares:	19.46 mts.
Eslora de la línea de carga:	18.83 mts.
Manga:	6.3 mts.
Calado de la línea de carga:	2.85 mts.
Calado a proa:	2.85 mts.
Calado a popa:	2.85 mts.
Puntal:	3.38 mts.
Desplazamiento:	85 ton.

Si usted conoce los valores que se piden a continuación digítelos de lo contrario ingrese cero.

Coeficiente de block:	0.48
Coeficiente sección media:	0.65
Coeficiente prismático:	0.58
Coeficiente del plano de la línea de carga:	0.53
Superficie mojada:	0
Viscosidad cinemática:	0
Densidad del agua salada:	0
Longitud del centro de Boyantez dado en % L:	0
Dist. perpendic. proa al centro de boyantez:	0

Continúe digitando

Area trans. de la parte sumer. espejo: 1.80

Según forma de popa escoja valores CSTERN

1: forma V 2: forma normal 3: forma U:2

Según apéndices del buque escoja 1+K2

1: Pala-Hélice 2: Zapata 3: Protuberancias:1,2

Area sumergida de los apéndices: 1,30. 2

Características del motor principal

Marca y modelo:	Caterpillar D353
Número de cilindros:	6
Potencia continua:	425 HP
RPM continua:	1225

Peso: 3020 KG

Reducción: 2

peso reductor: 1451 KG

Digite 1 si el motor es de 2 tiempos 0

0.5 si es de 4 tiempos: 05

Leer el valor de la masa biela: 6.95

Radio de la manibela: 52.4

Masa muñón-biela: 0.53

Masa muñón: 0.22

Los valores de velocidad rotacional son:

Velocidad rotacional inicial: 612.5

Velocidad rotacional final: 612.5

Velocidad rotacional promedio: 612.5

Digite 1 si el sistema tiene una sola reducción

ó 2 si tiene 2 reducciones: 2

Características de la línea de ejes

diámetro del eje: 0.102 mts.

Longitud del eje: 8.87 mts.

A continuación se darán especificaciones del material de los ejes, si no hay el material digite 0

Densidad del material eje. 1: acero 2: monel

3: bronce: 1

Módulo de rigidez 1: acero. 2: monel. 3: broce:1

Módulo de Young 1: acero. 2: monel. 3:bronce:1

número de cojinetes: 6

Separación de cojinetes a partir del cojinete
de popa:

0.5,2.41,1.52,2.28,1.52,0.64

Número de bridas: 2

Peso de bridas a partir de popa: 45,45

Peso del eje por unidad de long.: 75.83

Características de la hélice

Diámetro: 1.30

Paso-diámetro: 0.67

Inercia de la hélice: 2.19

Peso de la hélice: 246

Número de palas: 4

Condiciones de trabajo a las que se quiere hacer
el análisis.

De el valor de velocidad en nudos

Velocidad inicial: 3

Velocidad final: 12

Incremento de vel. : 1

Velocidad a condición crítica de trabajo: 3

Si su buque es un camaronero digite 1 sinó 0:1

**Favor espere sus resultados dados por la subru-
tina.

Result**

Gracias

Subrutina RESUL

**Los resultados obtenidos en el programa ESPROP
son los siguientes:**

Análisis vibratorio

Vibración torsional

Las frecuencias naturales buscadas son:

$W1 = 75.72 \text{ RAD/SEG}$

$W2 = 172 \text{ RAD/SEG}$

Los valores de las RPM en que su sistema entraría en resonancia son 71.94 a 79.51 RPM.

Su sistema no está en resonancia sus RPM en la hélice son mayores que las RPM de resonancia

Vibración lateral

La frecuencia natural buscada es:

$WL = 102.41 \text{ RAD/SEG}$

El valor de la RPML en las que el sistema entraría en resonancia es 537.90RPM

Si el rango de trabajo de las RPM de su motor está por debajo del valor RPML su sistema está en peligro

Vibración longitudinal

Las frecuencias naturales buscadas son:

$$W_{11} = 113.8 \text{ RAD/SEG}$$

$$W_{12} = 568.01 \text{ RAD/SEG}$$

**El valor de las RPMLON1 y RPMLON2 en las que el sistema entraría en resonancia son: 543.30.

17040 RPM**

Si el rango de trabajo de las RPM de su motor está por debajo del valor de 597.63 su sistema está en peligro.

Análisis proceso de alineación

Reacciones en los cojinetes de popa a proa

$$RC_1 = 370.01$$

$$RC_2 = 1.5014$$

$$RC_3 = 118.01$$

$$RC_4 = 85.966$$

$$RC_5 = 78.360$$

$$RC_6 = 15.889$$

Coeficiente de influencia

RC1	RC2	RC3
0.56789D+04	-.17564D+05	0.23467D+05
-.78945D+05	0.66587D+05	-.68754D+05
0.45732D+05	-.68874D+05	0.97663D+05
-.95432D+04	0.28976D+05	-.54321D+05
0.12357D+03	-.14224D+05	0.76490D+05
-.44050D+03	0.67543D+04	-.34546D+05

RC4	RC5	RC6
-.87654D+04	0.89073D+05	-.53432D+05
0.74562F+05	-.07643D+05	0.23210D+04
-.22332D+05	0.56727D+05	-.67342D+04
0.86581D+05	-.11248D+06	0.89784D+04
-.32108D+05	-.28675D+06	0.14069D+06

ANALISIS DE LA EFICIENCIA PROPULSIVA

VEL	RF	RW	RT (KGF)
3	37.125	0.0001	392.230
4	64.3677	0.0097	119.665
5	95.308	0.2755	179.115
6	133.483	2.6674	255.374
7	177.647	13.4307	350.899
8	227.526	17.9614	452.050
9	285.126	108.3265	653.520
10	344.199	221.7212	883.107
11	410.834	267.5102	1059.376
12	482.753	303.9014	1237.089

RPM de la Hélice = 612.5

VEL	J	KT	10KQ	EFIC
3	0.09	0.151209	0.029783	0.1616
4	0.12	0.150321	0.028210	0.2035
5	0.15	0.143458	0.027332	0.2506
6	0.18	0.138733	0.026081	0.3048
7	0.21	0.137826	0.025638	0.3427
8	0.24	0.132077	0.024646	0.4207
9	0.27	0.128316	0.023412	0.4792
10	0.30	0.120632	0.023012	0.4922
11	0.33	0.120018	0.023008	0.5481
12	0.36	0.117320	0.022813	0.5732

****Análisis condición crítica de trabajo****

V = 3 nudos arrastre

EMPJE = 466.7 KGF

TOR = 120.52 KGF

DHP = 373

BHP = 401.07

EFIC = 0.1616

Cavitación

CAVT = 0.26 TTC = 0.13

****El nivel de cavitación es aceptable según la
FAO****

Plotee TTC VS CAVT en la figura B Apéndice B Tesis. Met. para la Eval. Stma. Prop. de barcos pesqueros

Revise su sistema: Su eficiencia es baja según la FAO

El motor principal sólo entrega 401HP que sucede con el 23.9 HP restante?

Su buque obtendrá una eficiencia de $\text{efic.} = 0.352$ si $\text{RPM} = 215.94$ razón de reducción 5.67 con $V=3$ Nudos.

5.3. OBSERVACIONES

El programa ESPROP es de fácil uso, y se puede adaptar a cualquier tipo de embarcación.

Los análisis realizados por las diferentes subrutinas son objetivos y realistas.

Los resultados no sólo se ciñen, en mostrar el comportamiento del sistema propulsor, sino que también dan posibles soluciones en caso de que se presente algún problema.

El análisis de los resultados es de fácil comprensión y entendimiento, y los presenta en un



orden lógico.

Refiriéndose al ejemplo propuesto, podemos decir en base a los cálculos dados por RESUL, desde un punto de vista vibratorio el buque no presenta riesgos de entrar en resonancia, ya que las rpm del motor en las cuales habría problemas de resonancia están muy por debajo de las rpm nominales del sistema. Lo que tendría que revisarse es la razón de reducción del reductor para así incrementar su eficiencia, y no desaprovechar el trabajo entregado por el motor principal.

Respecto a la pérdida de 23.9 HP que experimenta el sistema, puede ser debido a que la eficiencia mecánica del conjunto motor-hélice, es baja, podría estar alrededor de los 0.87, la cual puede ser una consecuencia de un alineamiento irregular. Para asegurar esto último tendría que observarse en que condiciones se encuentran los cojinetes, y la curvatura del eje propulsor actualmente, entonces volver a calcular las reacciones en cada uno de los cojinetes, lo cual se puede hacer con ayuda de los coeficientes de influencia.

Ploteando los valores de TTC vs CATV, concluimos que la hélice tendrá un porcentaje de 10% de cavitación en sus palas, el cual se considera aceptable.

ESPROP está orientado a una minicomputadora IBM XT, en lenguaje FORTRAN.

CONCLUSIONES

Siguiendo el orden de la presente tesis, y para un mayor efecto de comprensión se expondrán las conclusiones por capítulos.

CAPITULO II

ANALISIS VIBRATORIO

A pesar que en las visitas efectuadas a las diferentes embarcaciones, no se encontró problemas vibratorios de una emvergadura importante, por estudios anteriores realizados en la ESPOL, (específicamente en la Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar), por profesorado y estudiantes, se podría decir que los problemas más frecuentes en este campo son de vibración torsional, tales como ruptura o torsión de ejes. Ya sea por entrar en resonancia la hélice con el motor o por que algún golpe halla descentrado o torcido alguna de las palas de la hélice, lo que ocasiona un momento torsor en el eje principal, mayor que el que debe soportar.

Otro problema en menor escala es el de vibración lateral, esta puede dar como resultado rotura en el

eje, cuando hay resonancia entre la frecuencia de excitación de la hélice y la frecuencia natural del eje, o que el eje propulsor se deforme debido a la resonancia entre la frecuencia de desbalance y la frecuencia natural del sistema.

Con respecto a los problemas que podrá acarrear la vibración longitudinal por lo general no son significativos para nuestro estudio.

En lo referente a las fórmulas presentadas en este capítulo podemos sacar como conclusión que además de la facilidad que presenta la metodología propuesta, tanto en desarrollo como en comprensión, da como resultados zonas bien delimitadas, en donde se establece los parámetros de las velocidades de rotación en las que el sistema entraría en resonancia.

Los diferentes análisis efectuados demostraron la validez de la aplicación de las fórmulas utilizadas en los cálculos realizados.

Se puede observar que el método propuesto en el punto 2.2 podría tomarse como un planteamiento muy

ligero, pero debido a que uno de los principales objetivos propuestos por la autora de la presente tesis es de facilitar y dar confiabilidad en la presente evaluación se escogió este, para que así el usuario con pocos conocimientos sobre esta rama obtenga los cálculos deseados. No se empleó el método Holzer siendo este uno de los más generalizados ya que esto representaría hacer iteraciones y un grado de dificultad en el uso de ESPRO-PE.

Vale anotar que con lo propuesto 2.2. se obtuvieron resultados muy cercanos a los presentados empleando el programa Holzer dado por el Ingeniero José Marín.

El análisis efectuado en el punto 2.4 aunque este, aún no ha sido aprobado por Sname, esta lo recomienda, debido que es uno de los más idóneos para el cálculo del factor rigidez de la base de máquinas hasta la fecha.

Con lo expuesto anteriormente el usuario podrá estar seguro de la validez, confiabilidad y sencillez al usar los análisis propuestos en el capítulo II.

CAPITULO III

ANALISIS DEL PROCESO DE ALINEACION

Aunque el proceso de alineamiento realizado en nuestros pesqueros es manual, y descomplicado hasta la presente fecha ha dado resultados aceptables no sin querer decir esto, que se puede mejorar efectuando los cálculos presentados en el capítulo III, ya que así se prolongaría más, la vida útil de los bocines, habría menor desgaste en el eje encamisados y este no sufriría mayores esfuerzos que los que pueda soportar por ende mejor funcionabilidad del sistema.

La metodología presentada en dicho capítulo no solo es de fácil manejo sino que es de comprobada exactitud ya que si en vez de emplear el método de los 3 momentos tanto para hallar las reacciones en los cojinetes como los coeficientes de influencia usaremos elementos finitos, los resultados obtenidos no darían mayores diferencias.

ESPROPE en su subrutina COEFIN no solo ayuda a conocer la curva natural que presenta el sistema, sino la uniformidad de las reacciones en los cojinetes y el cálculo de estos, la flexibilidad que le permite

al eje y la carga unitaria para los cojinetes. Todo esto ayuda indudablemente a una buena visión de lo que sucede al conjunto motor principal-hélice desde el punto de vista de alineación permitiendo así poder llegar a observar los claros entre eje y la superficie de cojinetes y si estos son permisibles o no, o si el descentramiento entre la brida del eje y del engranaje reductor es aceptable, por lo tanto llegar a concluir si el sistema está alineando favorablemente o nó.

CAPITULO IV

EVALUACION DE LA EFICIENCIA PROPULSIVA

Los análisis de regresión presentados en este subcapítulo no solo agilitan, sino que automatizan tanto el cálculo de la resistencia total del pesquero como el cálculo de RPM, Empuje, torque y SHP que debe el sistema presentar.

Con estos resultados se puede llegar a concluir si el caballaje que dice proporcionar la máquina principal es el que está dando, o si el reductor recomendado o indicado por el fabricante realmente nos permite una buena o aceptable eficiencia.

Además se podrían utilizar los resultados para estimar con bastante exactitud el consumo de combustible de la embarcación, así mismo se puede estimar la velocidad económica de la nave.

Haciendo un resumen de las anteriores conclusiones podemos decir que:

- a. Facilidad que presenta ESPROPE para el uso y entendimiento.
- b. Confiabilidad en sus cálculos
- c. Resultados útiles para conocer o verificar con cuanta eficiencia y rentabilidad se comporta el sistema propulsor instalado.
- d. Modificaciones o cambios que se le podrían efectuar en dicho sistema para mejorar su eficiencia y servicio.

APENDICES

W. REGISTRO
BRUTO

NOTA: PRACTICAMENTE TODOS LOS VALORES
PLOTEADOS SE ENCUENTRAN DENTRO
DE LOS LIMITES SEÑALADOS.

1.000

900

800

700

600

500

400

300

200

100

0

10

20

30

40

50

60

70

ESLORA,
MTS.

FIG. A.4. ESLORA VS. TONELAJE DE REGISTRO BRUTO DE BUQUES
PESQUEROS

PESO MUERTO,
TON.

NOTA: PRACTICAMENTE TODOS LOS VALORES PLOTEA-
DOS SE ENCUENTRAN DENTRO DE LOS LIMITES
SEÑALADOS.

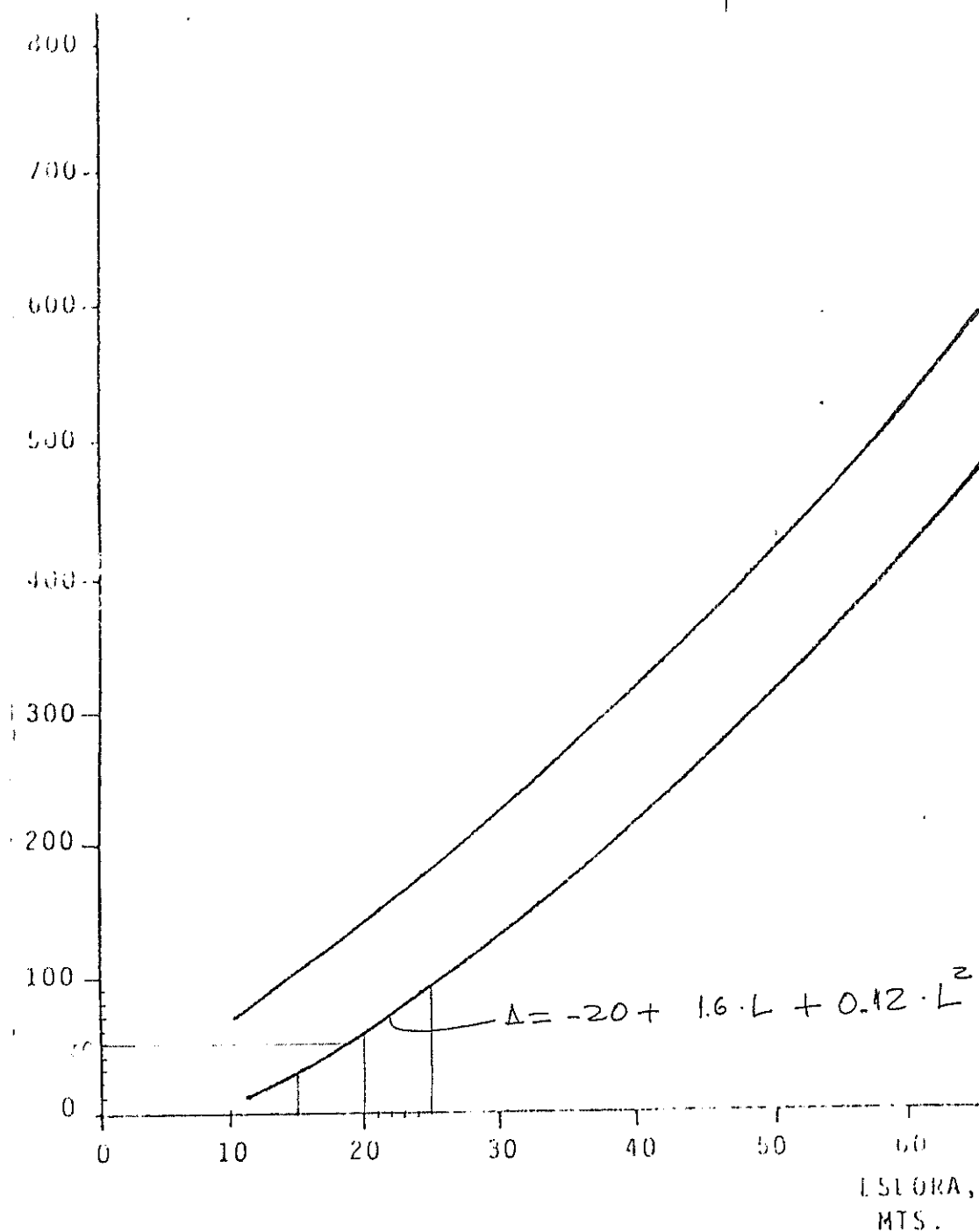


FIG. A.2. ESLORA VS. PESO MUERTO DE BUQUES PLSQUEROS

REGISTRO
NETO

NOTA. PRACTICAMENTE TODOS LOS VALORES PLOTEA-
DOS SE ENCUENTRAN DENTRO DE LOS LIMI-
TES SEÑALADOS.

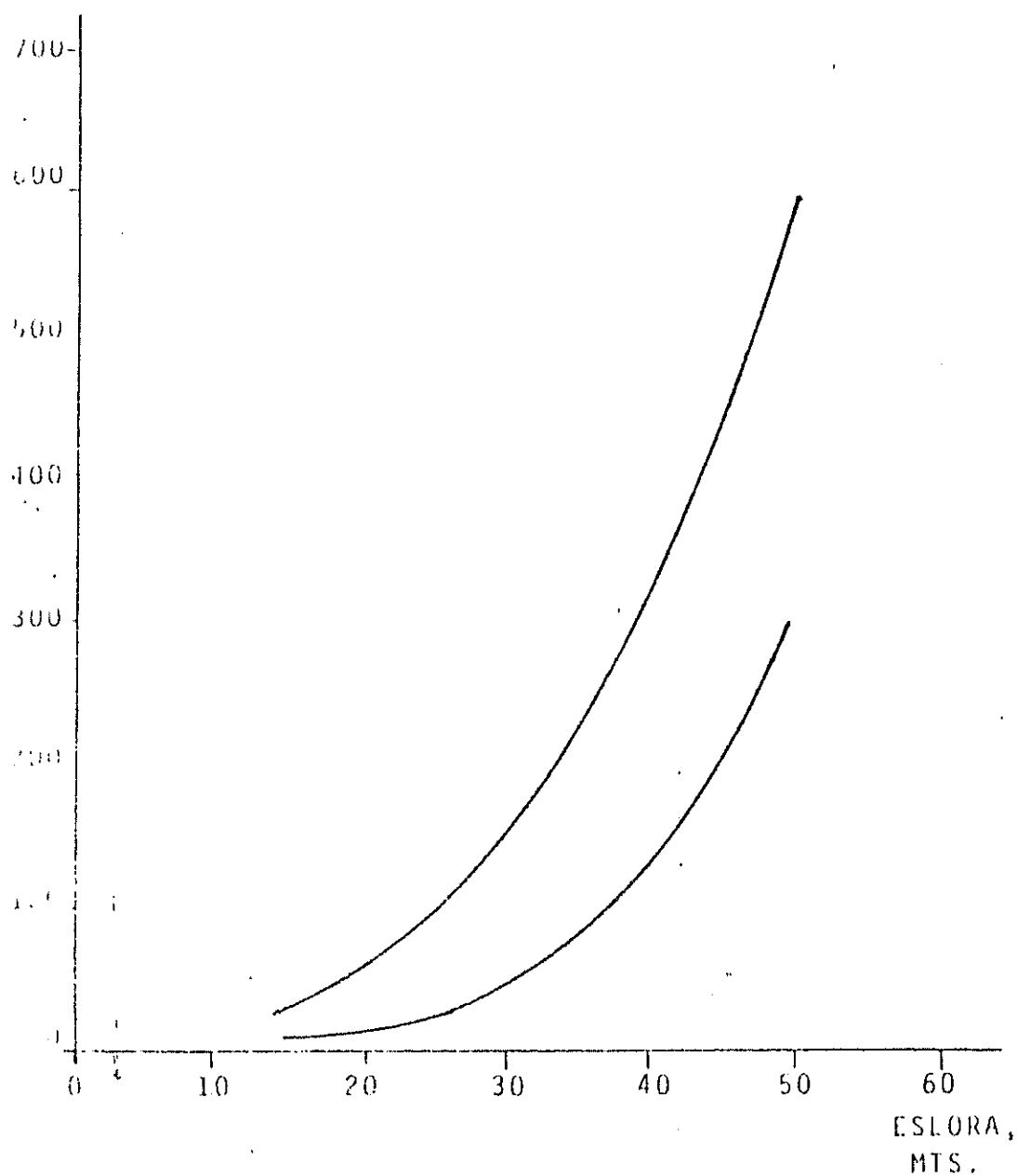
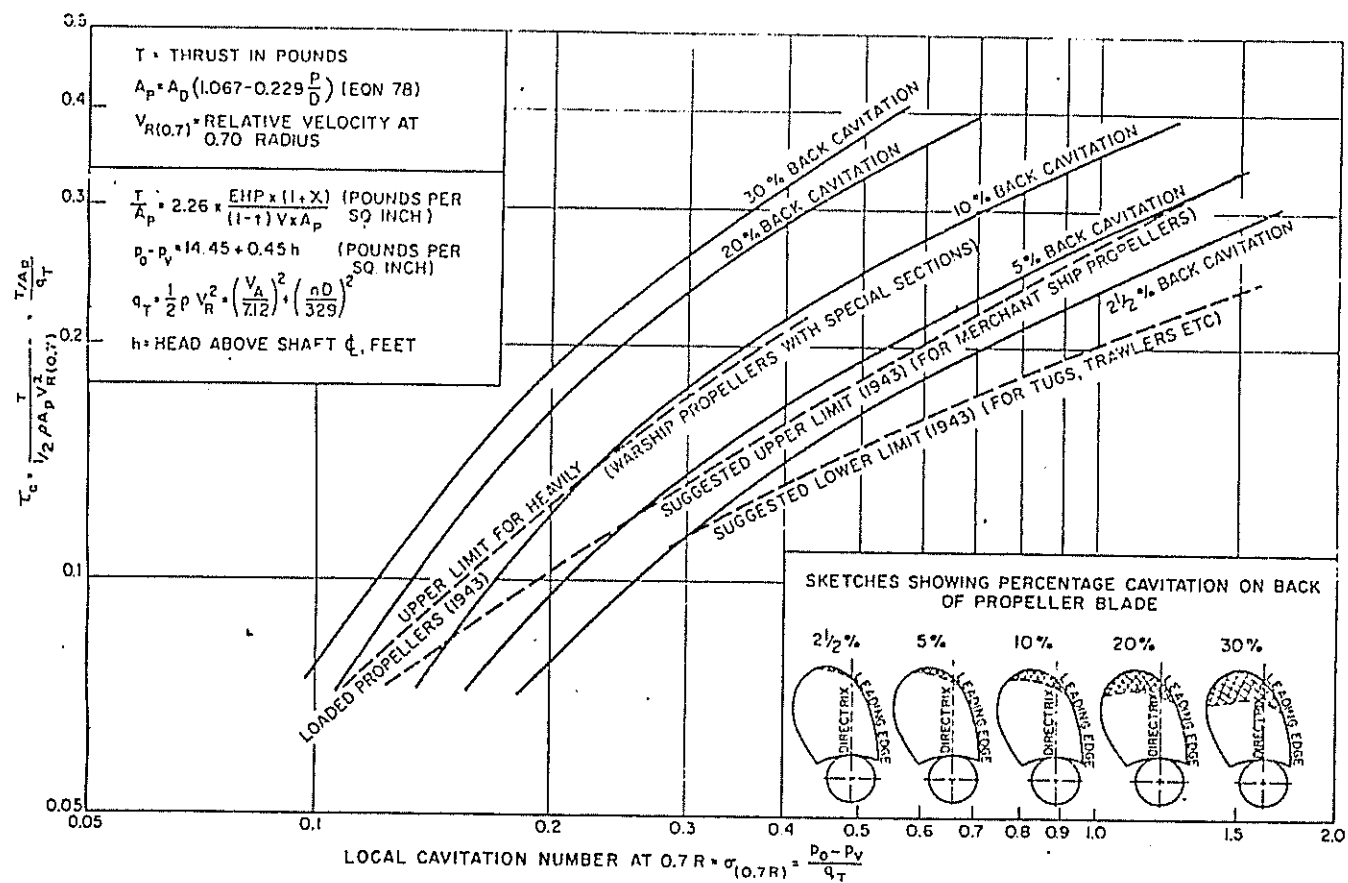


FIG. A.3. ESLORA VS. TONELAJE DE REGISTRO NETO DE BUQUES
PESQUEROS



APENDICE C

PROGRAMA ESPROPE (FLUJO)

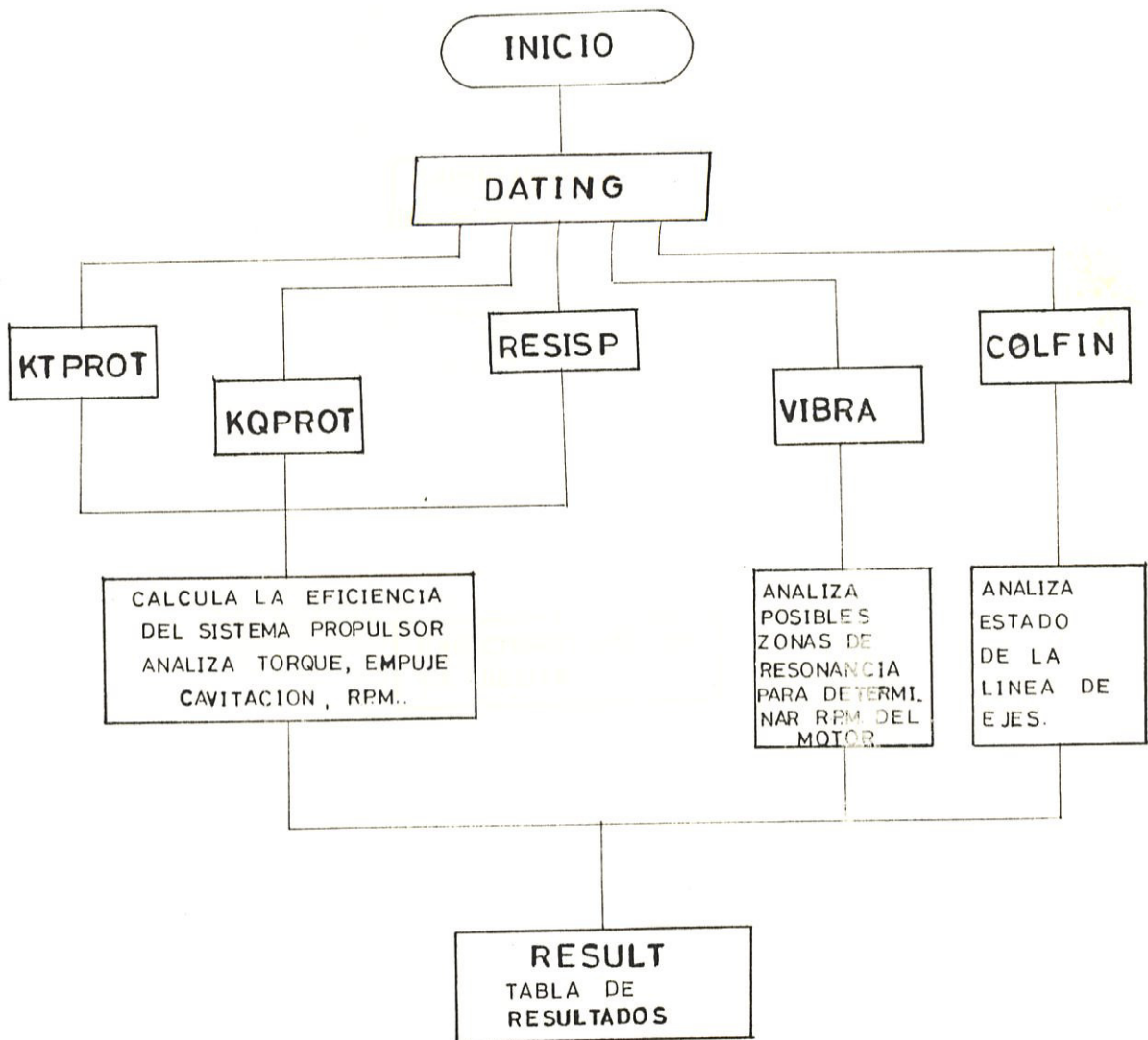


Fig. 1.c

SUB-RUTINA DATING

(FLUJO)

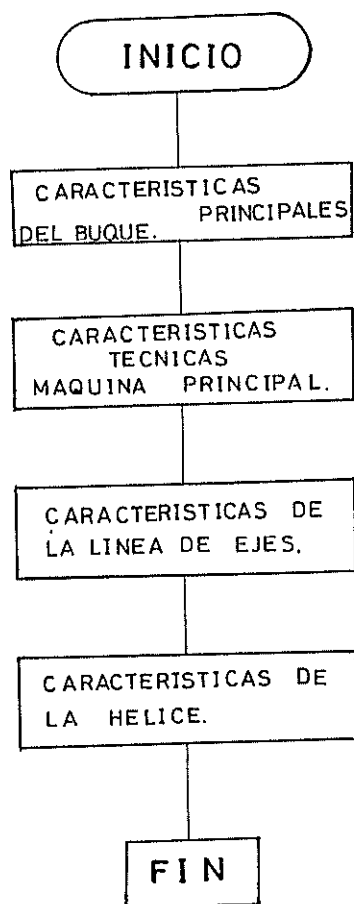


Fig. 2.c

SUB RUTINA VIBRAC
(FLUJO)

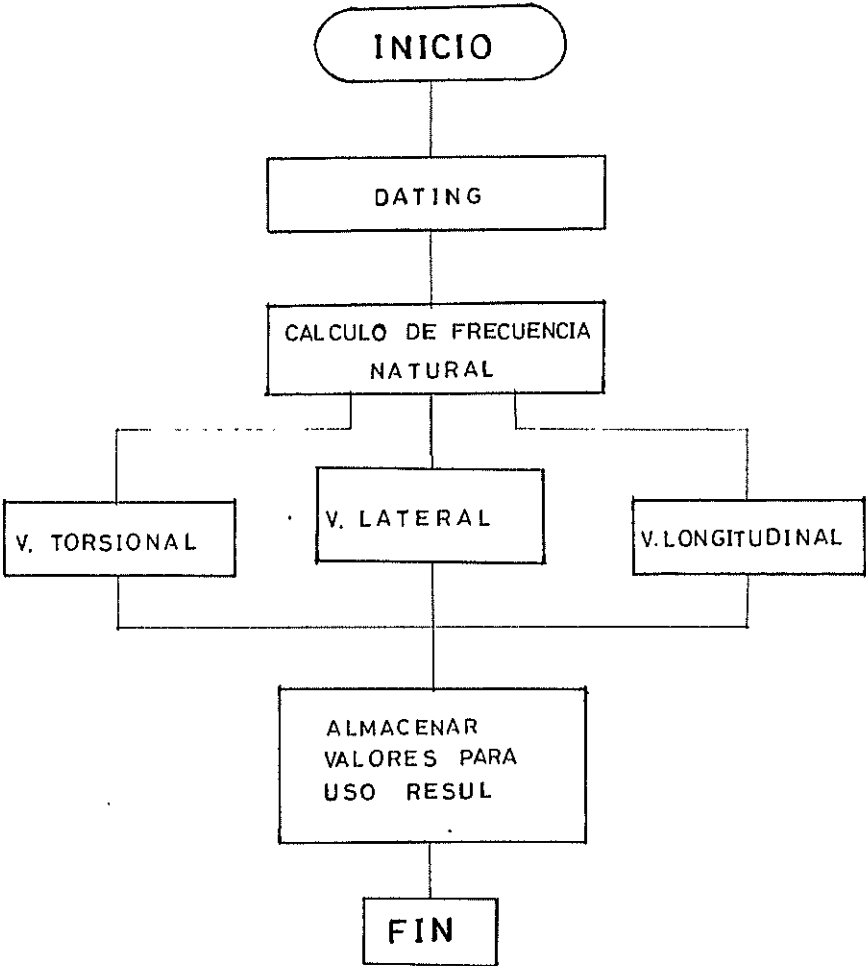


Fig. 3.c

SUB RUTINA RESIST

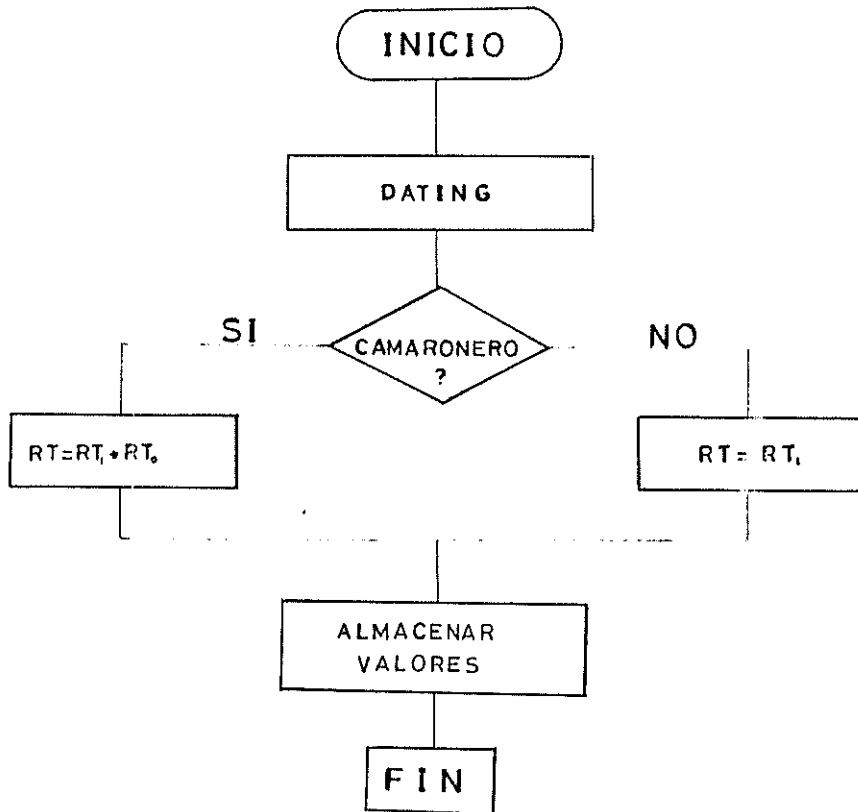


Fig. 4.c

SUB RUTINA COE FIN

(FLUJO)

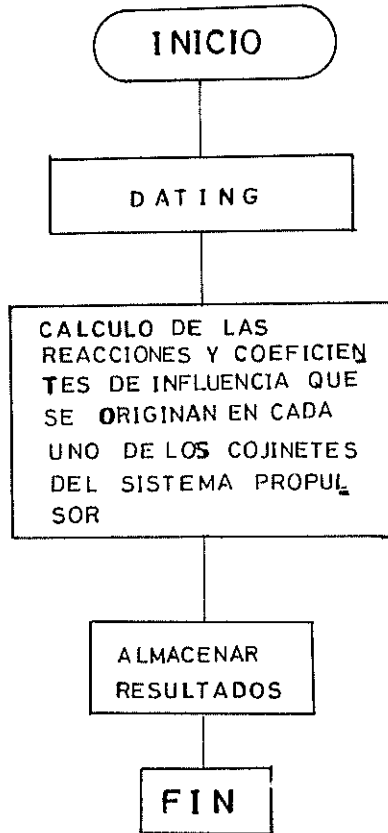


Fig. 5.c

SUB RUTINA KQPROP
(FLUJO)

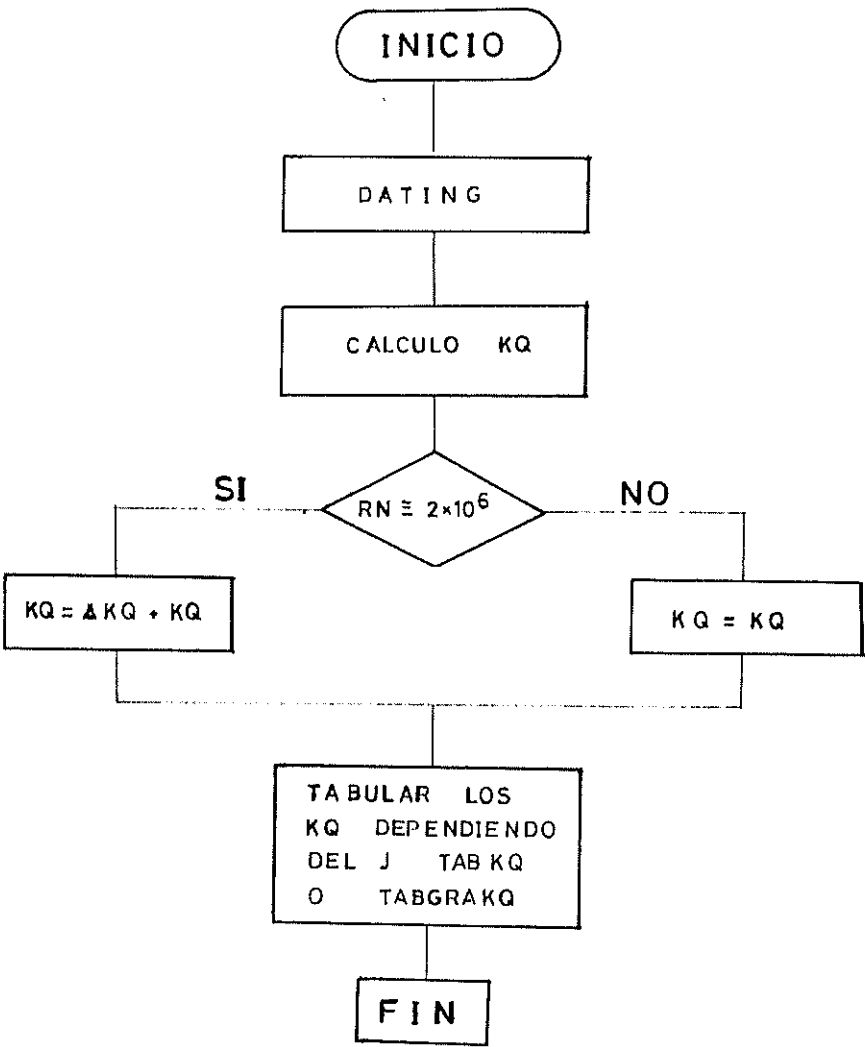


Fig. 6.c

SUB RUTINA KTPROP
(FLUJO)

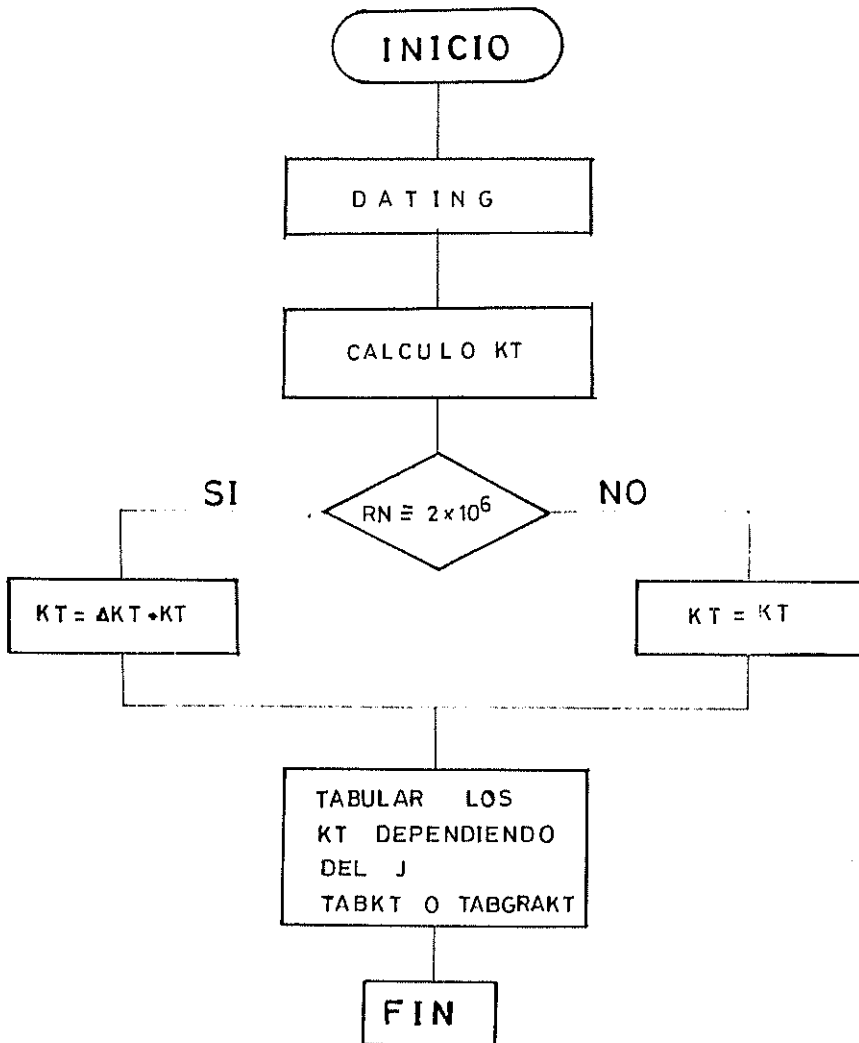
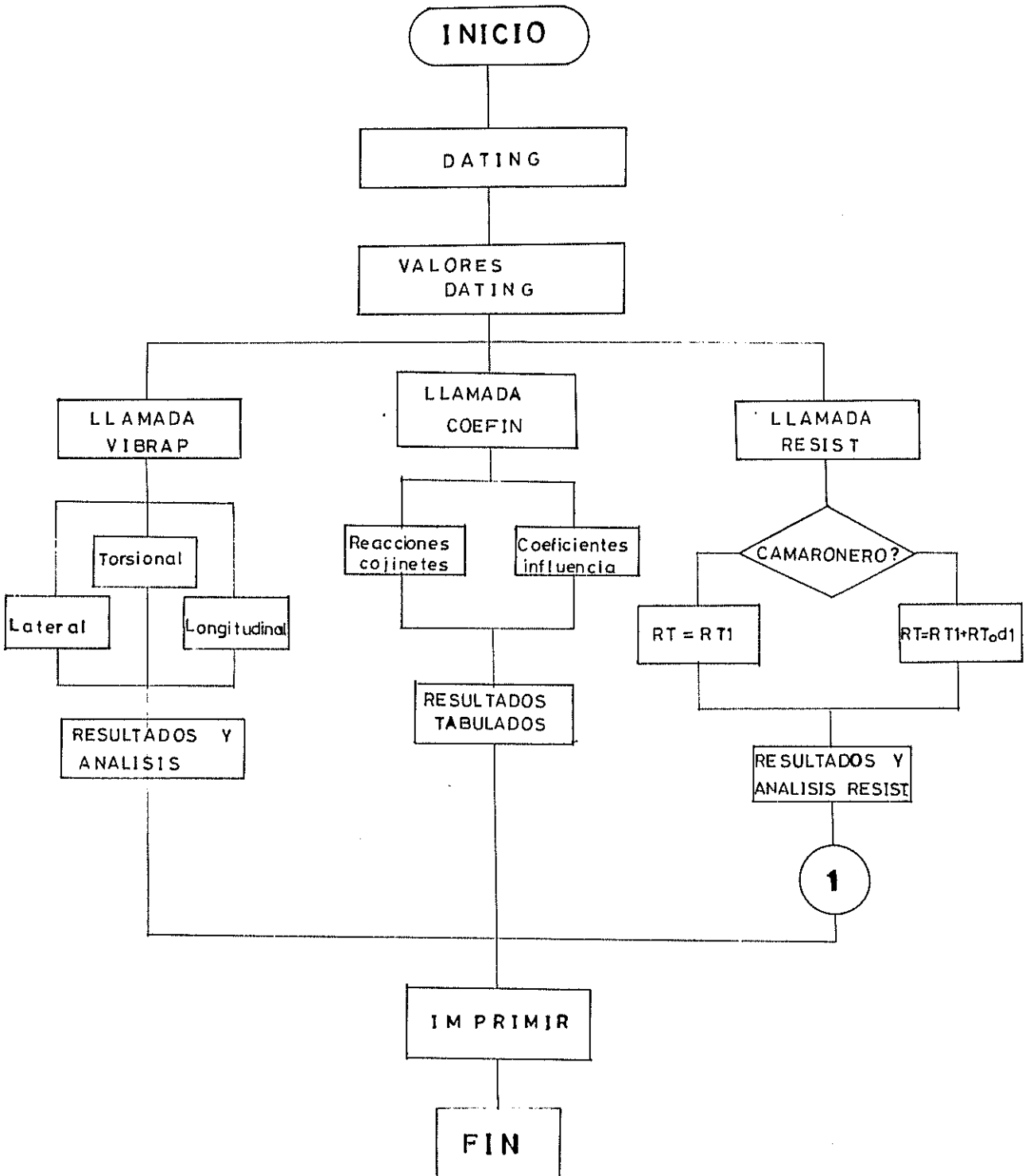
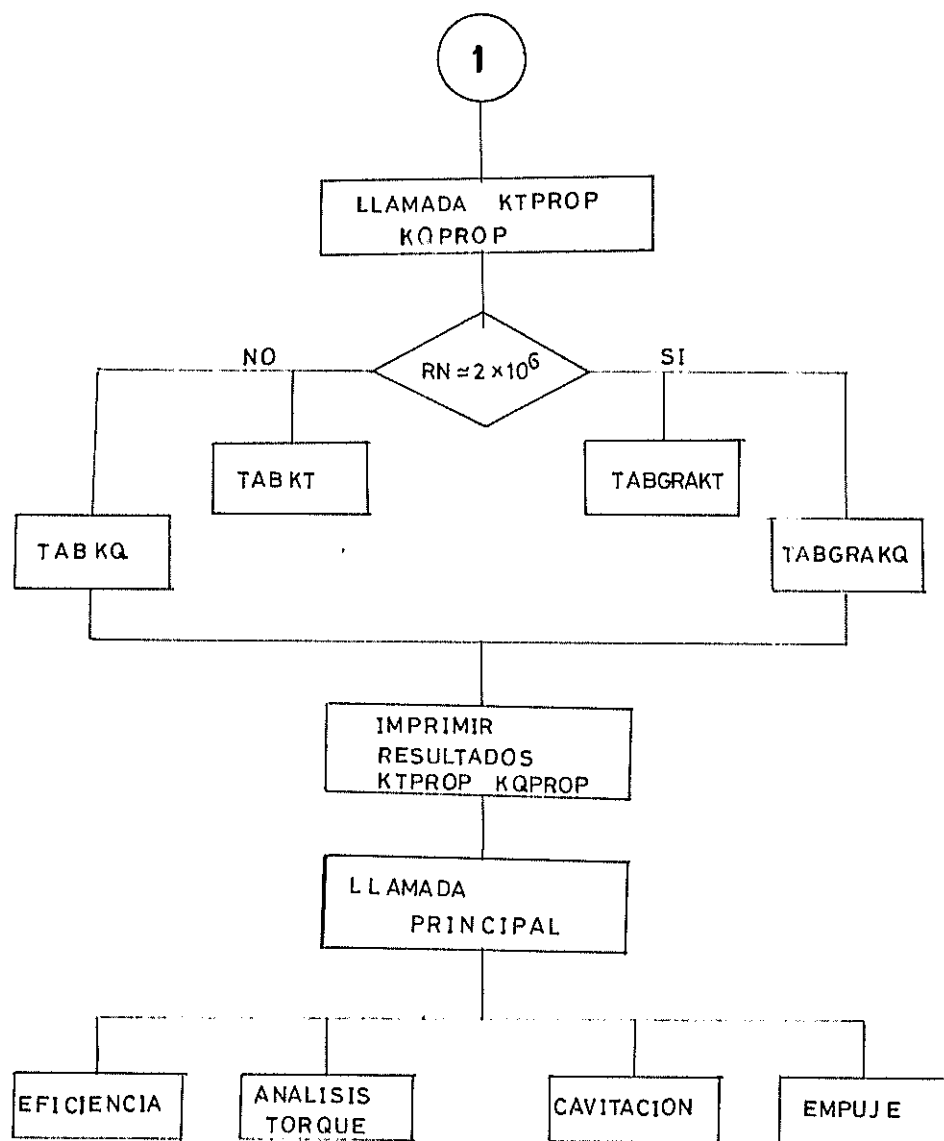


Fig. 7.c

SUB-RUTINA RESUT
(FLUJO)





"SUBROUTINA DATING PROGRAMA ESPROPE "
ANALISIS DEL SISTEMA PROPULSOR

NOMBRE DEL BUQUE : B/P SANTA ANA
EMPRESA PESQUERA : MARIO TORRES C.
TIPO DE BUQUE : PESQUERO
CLASE : ARRASTRERO
AÑOS DE SERVICIO: 7
ZONA DE PESCA : MANABI
FECHA : 8-9-87

"CARACTERISTICAS DEL BUQUE"

INGRESE TODAS LAS VARIABLES EN EL SISTEMA INTERNACIONAL, METRICO
DECIMAL.

ESLORA TOTAL: 20.8
ESLORA ENTRE PERPENDICULARES: 19.46
ESLORA DE LA LINEA DE CARGA: 18.83
MANGA: 6.3
CALADO DE LA LINEA DE CARGA: 2.85
CALADO A PROA: 2.85
CALADO A POPA: 2.85
PUNTAL: 3.38
DESPLAZAMIENTO: 85

"SI USTED CONOCE LOS VALORES QUE SE PIDEN A CONTINUACION
DIGITELOS DE LO CONTRARIO INGRESE CERO."

COEFICIENTE DE BLOCK : 0.48
COEFICIENTE SECCION MEDIA : 0.65
COEFICIENTE PRISMATICO: 0.58
COEFICIENTE DEL PLANO DE LA LINEA DE CARGA: 0.53
SUPERFICIE MOJADA: 0
VISCOSIDAD CINEMATICA: 0
DENSIDAD DEL AGUA: 0
LONGITUD DEL CENTRO DE BOYANTEZ DADO EN % L : 0
DIST6. PERPENDICULAR.PROA AL CENTRO DE BOYTZ: 0

CONTINUE DIGITANDO

AREA TRANSVERSAL DE LA PARTE SUMERGIDA DEL ESPEJO: 1.80
SEGUN FORMA DE POPA ESCOJA VALORES C/STERN
: FORMA V 2:FORMA NORMAL 3:FORMA U :2
SEGUN APAENDICE ESCOJA 1+K2
1:PALA-HELICE 2:ZAPATA 3:PROTUBERANCIAS :1,2
AREA SUMERGIDA DE LOS APENDICES: 1,30 2

"CARACTERISTICAS DEL MOTOR PRINCIPAL"

MARCA Y MODELO :CATERPILLAR D353
NUMERO DE CILINDROS:6

POTENCIA CONTINUA:425
RPM CONTINUA : 1225
PESO: 3020
REDUCCION : 2
PESO DEL REDUCTOR : 1451
DIGITE 1 SI EL MOTOR ES DE 2 TIEMPOS O 0.5 SI ES DE 4 TIEMPOS:
0.5
LEER EL VALOR DE LA MASA DE BIELA : 6.95
RADIO DE LA MANIBELA : 52.4
MASA MUNON-BIELA: 0.53
MASA MUNON:.22
LOS VALORES DE VELOCIDAD ROTACIONAL SON:
VELOCIDAD ROTACIONAL INICIAL:612.5
VELOCIDAD ROTACIONAL FINAL :612.5
VELOCIDAD ROTACIONAL PROMEDIO :612.5

DIGITE 1 SI EL SISTEMA TIENE UNA SOLA REDUCCION O 2 SI TIENE 2
REDUCCIONES : 2

CARACTERISTICAS DE LA LINEA DE EJES

DIAMETRO DEL EJE: 0.102
LONGITUD DEL EJE: 8.87

A CONTINUACION SE DARAN ESPECIFICACIONES DEL MATERIAL DE LOS EJES
SI NO HAY EL MATERIAL DIGITE CERO

DENSIDAD 1:ACERO 2:MONEL 3:BRONCE :1
MODULO DE RIGIDEZ 1:ACERO 2:MONEL 3:BRONCE :1
MODULO DE YOUNG 1:ACERO 2:MONEL 3:BRONCE :1
NUMERO DE COJINETES:6
SEPARACION DE COJINETES A PARTIR DEL COJINETE DE POPA:
0.5,2.41,1.52,2.28,1.52,0.64
NUMERO DE BRIDAS :2
PESO DE BRIDAS A PARTIR DE POPA: 45.45
PESO DEL EJE POR UNIDAD DE LONG: 75.83

CARACTERISTICAS DE LA HELICE:

DIAMETRO :1.30
PASO-DIAMETRO:0.6
INERCIA DE LA HELICE:2.19
PESO DE LA HELICE:246
NUMERO DE PALAS:4

CONDICIONES DE TRABAJO A LAS QUE SE QUIERE HACER EL ANALISIS

DE EL VALOR DE VELOCIDAD EN NUDOS
VELOCIDAD INICIAL:3
VELOCIDAD FINAL :12

INCREMENTO DE VEL.:1

VELOCIDAD A CONDICION CRITICA DE TRABAJO:3

SI SU BUQUE ES UN CAMARONERO DIGITE 1 SI NO 0 :1

FAVOR ESPERE SUS RESULTADOS DADOS POR LA SUBROUTINA RESULT

GRACIAS

SUBROUTINA RESUL PROGRAMA ESPROP

LOS RESULTADOS OBTENIDOS EN EL PROGRAMA ESPROP SON LOS SIGUIENTES

ANALISIS VIBRATORIO

VIBRACION TORSIONAL

LAS FRECUENCIAS NATURALES BUSCADAS SON:

W1= 75.72 RAD/SEG

W2= 172 RAD/SEG

LOS VALORES DE LAS RPM EN QUE SU SISTEMA ENTRARIA EN RESONANCIA SON 71.94 A 79.51 RPM

SU SISTEMA NO ESTA EN RESONANCIA SUS RPM EN LA HELICE SON MAYORES QUE LAS RPM DE RESONANCIA

VIBRACION LATERAL

LA FRECUENCIA NATURAL BUSCADA ES:

WL: 102.41 RAD/SEG

EL VALOR DE LA RPML EN LAS QUE EL SISTEMA ENTRARIA EN RESONANCIA ES 537.90 RPML

SI EL RANGO DE TRABAJO DE LAS RPML DE SU MOTYOR ESTA POR DEBAJO DEL VALOR RPML SU SISTEMA ESTA EN PELIGRO

VIBRACION LONGITUDINAL

LAS FRECUENCIAS NATURALES BUSCADAS SON:

W11: 113.8 RAD/SEG

W12: 568.01RAD/SEG

EL VALOR DE LAS RPMLON1 Y RPMLON2 EN LAS QUE EL SISTEMA ENTRARIA EN RESONANCIA SON:543.30 17040RPM

SI EL RANGO DE TRABAJO DE LAS RPM DE SU MOTOR ESTA POR DEBAJO DE 597.63 SU SISTEMA ESTA EN PELIGRO

ANALISIS DEL PROCESO DE ALINEACION

REACCIONES EN LOS COJINETES DE POPA A PROA

RC1 = 370.01	RC2=1.5014	RC3= 118.01
RC4 = 85.966	RC5=78.966	RC6= 15.889

COEFICIENTE DE INFLUENCIA

RC1	RC2	RC3
0.56789D+04	-.17564D+05	0.23467D+05
-.78945D+05	0.66587D+05	-.68754D+05
0.45732D+04	-.68874D+05	0.97663D+05
-.95432D+04	0.28976D+05	-.54321D+05
0.12357D+03	-.14254D+05	0.76490D+05
-.44050D+03	0.67543D+04	-.34546D+05

RC4	RC5	RC6
- .87654D+04	0.89073D+05	- .53432D+05
0.74562D+05	- .07643D+05	0.23210D+04
- .22332D+05	0.56727D+05	- .67342D+04
0.86581D+05	- .11248D+04	0.89784D+04
- .32108D+05	- .28675D+06	0.14069D+06

ANALISIS DE LA EFICIENCIA PROPULSIVA

VELA	RT	J	KT	10KG	EFIC
1.545	392.230	0.09	0.151209	0.029783	0.1616
2.060	119.665	0.12	0.150321	0.028210	0.2035
2.575	179.115	0.15	0.143458	0.027332	0.2506
3.090	255.374	0.18	0.138733	0.026081	0.3048
3.605	350.899	0.21	0.137826	0.025638	0.3427
4.120	452.050	0.24	0.132077	0.024646	0.4207
4.635	653.520	0.27	0.128316	0.023412	0.4792
5.150	883.107	0.30	0.120632	0.023012	0.4922
5.665	1059.376	0.33	0.120018	0.023008	0.5481
6.180	1237.089	0.36	0.117320	0.022813	0.5732

ANALISIS CONDICION CRITICA DE TRABAJO

VELOCIDAD DE ARRASTRE 3 NUDOS

EMPJE= 466.7
TOR = 120.52
DHP = 373
BHP= 401.07
EFIC = 0.1616

CAVITACION

CAVT = 0.26
TTC = 0.13

EL NIVEL DE CAVITACION ES ACEPTABLE SEGUN LA FAO

PLOTEE TTC VS CAVT EN LA FIGURA A APENDICE B TESIS MET. PARA EVAL. STMA PROPULSOR DE BARCOS PESQUEROS

REVISE SU SISTEMA SU EFICIENCIA ES BAJA SEGUN LA FAO

EL MOTOR PRINCIPAL SOLO ENTREGA 401HP QUE SUCEDE CON 23.9HP RESTANTE

**SU BUQUE OBTENDRA UNA EFICIENCIA DE
0.352 , RAZON DE RED.=5.97 A 215.94RPM , VEL=3 **

TERMINADA LA EJECUCION

BIBLIOGRAFIA

1. AMERICAN BUREAU OF SHIPPING. "Reglas para la construcción y clasificación para buques de acero de eslora inferior a 61 metros 1973, Barqueño-Bordadores, Madrid, 1975.
2. ANANIEV, D. Teoría y selección de propulsores. Seminario, ESPOL 1980.
3. Apuntes del Curso: Diseño de embarcaciones pesqueras, FAO. ESPOL 1980.
4. BRADSHAW, R. The optimum Alignment of Marine, Marine Technology, EEUU. 1973.
5. BUREAU OF SHIPS. Propulsion Shafting, Department of the Navy, U.S.A. 1960.
6. Cat Marine Engine Application and Installation Guide, Caterpillar Tractor Co. 1977.
7. CATLIN, J. Vibration Signature Analysis as a Preventive Maintenance Tool Aboard Ship, SNAME, Ship Vibration Symposium, 1978.
8. COMSTOCK. Principles of Naval Architecture, SNAME, 1967.
9. HARRINGTON ROY. Marine Engineering. Sociedad de Arquitectos Navales e Ingenieros Marítimos, New York, 1971.

10. HARTOG, DEN. Mechanical Vibrations. Mc Graw Hill, U.S.A. 1956.
1. J. HOLTROP and G.G.J. MENNEN. An Approximate Power Prediction Method. Vol. 29. 1982.
12. J. HOLTROP. A Statistical Re-Analysis of Resistance and Propulsion Data. Vol. 31, # 363 Internacional.
13. JUVINALL, ROBERT. Fundamentals of Machine Component Design. John Wiley & Sons, U.S.A. 1983.
14. LIANG y BOTTING. Design and Vibration Analysis of Ship Propulsion System. NSRDCV Washington, 1969.
15. MANN. Shipyard Alignment of Propulsion Shafting Using Fair Curve Alignment Theory.
16. MARIN L., JOSE. Análisis vibratorio del sistema propulsor de un barco arrastrero. Proyecto de Optimización de Embarcaciones Pesqueras. Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar, ESPOL. guayaquil, 1985.
17. MARIN L., JOSE. Metodología para determinar problemas vibracionales en buques pesqueros. Tesis de grado. ESPOL. Guayaquil, 1982.