

ESCUELA SUPERIOR  
POLITECNICA DEL LITORAL

T  
623.84  
N763  
e.2

FACULTAD DE INGENIERIA MARITIMA  
Y CIENCIAS DEL MAR

ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA INFLUENCIA DE LA SUPERESTRUCTURA  
SOBRE LA VIBRACION VERTICAL DEL CASCO DE UN BUQUE  
PESQUERO

TESIS DE GRADO

Previa la obtención del Título de  
INGENIERO NAVAL

PRESENTADA POR

OSCAR JOSE LNOE VARGAS

## DEDICATORIA



**BIBLIOTECA**

Aquel que en todos los  
instante de mi vida esta  
conmigo:

**D I O S.**

A esa persona que sin la cual  
ninguna meta hubiera podido  
alcanzar, su apoyo ha sido  
invalorable y mi gratitud será  
eterna para ella:

**M I M A D R E.**

## AGRADECIMIENTO

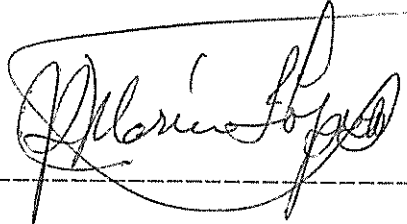
Al ING. JOSE MARIN LOPEZ

Director de Tesis, por su sincera, entusiasta, desinteresada e invaluable ayuda brindada a la realización de este trabajo.

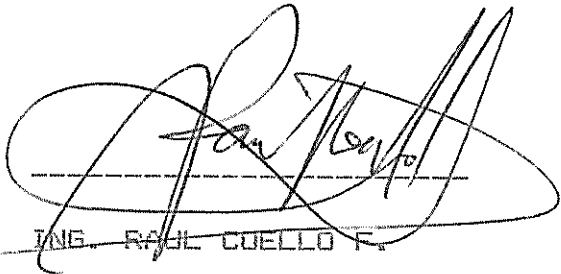
A los profesores y compañeros que en el transcurso de esta etapa estudiantil me brindaron su amistad.



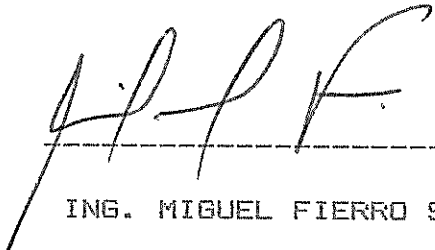
ING. CRISTOBAL MARISCAL D.  
DECANO DE LA FACULTAD DE INGENIERIA  
MARITIMA Y CIENCIAS DEL MAR



ING. JOSE MARIN L.  
DIRECTOR DE TESIS



ING. RAUL COELLO F.  
MIEMBRO PRINCIPAL DEL TRIBUNAL



ING. MIGUEL FIERRO S.  
MIEMBRO PRINCIPAL DEL TRIBUNAL

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos 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 1a ESPOL)

.....

OSCAR JOSE NOE VARGAS



BIBLIOTECA

## RESUMEN

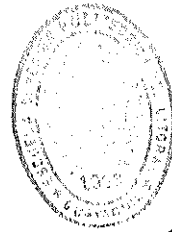
La presente tesis de tipo experimental, estudia la influencia de la superestructura sobre la vibración vertical del casco de un buque pesquero. Comienza describiendo los tipos de vibraciones que existen, el porque de la elección de las vibraciones verticales en esta tesis, los tipos y construcción típica de una superestructura, así como un análisis teórico y resumido de la influencia de la superestructura sobre la vibración vertical del casco.

En el capítulo dos se muestra la secuencia de construcción de un modelo de Acrílico, previo a lo cual realiza una presentación y selección del material a utilizarse. Así como de las medidas requeridas del mismo, en función de las dimensiones del prototipo escogido, y del tanque en el cual se van a realizar las pruebas.

En el capítulo tres se realiza una presentación de los instrumentos utilizados, secuencias experimentales realizadas y forma de determinar la mencionada influencia, además de la forma de determinar experimentalmente sus frecuencias naturales de vibración

vertical del casco del modelo.

Luego se realiza el cálculo teórico las frecuencias antes mencionadas, para lo cual nos auxiliamos de un programa de computación elaborado para este propósito ( VIBRUNI ). Finalmente presentamos los resultados obtenidos en función de diferencia de porcentajes, acompañándolos de los valores de las frecuencias naturales para el prototipo escogido BRINCADEIRA.



BIBLIOTECA

INDICE GENERAL

	pág.
RESUMEN.....	V
INDICE GENERAL.....	VII
INDICE DE FIGURAS.....	XI
INTRODUCCION.....	13
 <u>CAPITULO I</u>	
VIBRACION VERTICAL DEL CASCO Y SUPERESTRUCTURA.....	
1.1 Vibraciones del Casco.....	15
1.2 Descripción de las Superestructuras de Embarcaciones Pesqueras.....	21
1.3 Efecto de las Superestructuras sobre el Casco de un Buque.....	28
1.4 Influencia de la Superestructura sobre la Vibración Vertical del Casco.....	34



## CAPITULO II

### CONSTRUCCION DEL MODELO DE UN BUQUE PESQUERO.....

2.1	Requerimientos Ideales y Selección del Material...	40
2.2	Dimensionamiento del Modelo.....	44
2.3	Determinación de las Características Generales de Vibración.....	52
2.4	Detalles Generales de Construcción.....	54

## CAPITULO III

### SECUENCIA EXPERIMENTAL.....

3.1	Descripción de los Instrumentos.....	65
3.2	Rangos de Trabajo y Especificaciones Generales.....	68
3.3	Descripción de las Pruebas Experimentales.....	70
3.4	Resultados Experimentales.....	75

CAPITULO IV

CALCULO DE LAS FRECUENCIAS NATURALES DE VIBRACION DEL CASCO.....

4.1 Cálculo de la Masa Añadida..... 77

4.2 Cálculo de las Frecuencias Naturales y Modos de Vibración..... 82

4.3 Resultados Teoricos..... 83

CAPITULO V

RESUMEN DE RESULTADOS.....

5.1 Resumen de los Resultados: Experimentales y Teoricos..... 87

5.2 Interpretación de los Resultados Teoricos y Experimentales..... 93

5.3 Determinación de las Relaciones Empiricas..... 97

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

pág.

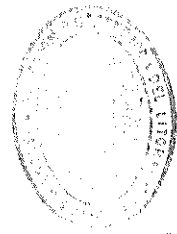
100

APENDICES

107

BIBLIOGRAFIA

116



BIBLIOTECA

## INDICE DE FIGURAS

	pág.
Fig. 1.1 Sección del Casco Típica a la altura de la Helice	16
Fig. 1.2 Tipos de Superestructuras.	21
Fig. 1.3 Embarcación Pesquera "Camaronera"	23
Fig. 1.4 Porcentajes de Longitud y Ancho de la Superestructura	26
Fig. 1.5 Estructura Típica de la Superestructura	27
Fig. 1.6 Distribución de los Esf. Longitudinales en la zona de los extremos de la Superestructura	30
Fig. 1.7 Efecto de la Flexibilidad de la Cubierta	31
Fig. 1.8 Funtal Efectivo según la Lloyd's Register of Shipping	37

Fig. 1.9	Puntal Efectivo según Todd	38
Fig. 2.1	Sección Maestra - Elementos Considerados	53
Fig. 2.2	Influencia de la Superestructura	56
Fig. 2.3	Distribución de masa bajo las condiciones consideradas	57
Fig. 2.4	Vista de los Estructurales del Modelo	60
Fig. 2.5	Vista del Casco del Modelo	62
Fig. 2.6	Modelo del Buque Pesquero Brincadeira	63
Fig. 3.1	Aparatos utilizados en las pruebas Experimentales	66
Fig. 3.2	Respuesta versus Frecuencias	72
Fig. 4.1	Vista Frontal del Brincadeira	80
Fig. 4.2	Modos de Vibración Vertical	85

## INTRODUCCION

En los buques de la Flota Pesquera Ecuatoriana, se presentan problemas vibratorios debido a los efectos resonantes en vibración vertical del casco. En estos casos la frecuencia de excitación de la helice se aproxima a la frecuencia natural de Vibración Vertical del casco. Los resultados son molestias a la tripulación, daños a sus equipos, y en el extremo el buque resulta inoperable.

Conociendo que la superestructura tiene algún efecto sobre estas características vibratorias, y dado que los buques pesqueros tipo Camaronero, son los que poseen una superestructura de mayor longitud dentro de los de su clase; se ha planteado la investigación experimental de dicha influencia en las frecuencias naturales y modos de vibración vertical del casco, en el presente trabajo.

La Vibración del Casco excitada por la helice puede ser de tipo Vertical, Transversal y Torsional. Considerando que los buques pesqueros de nuestro medio poseen una sola helice y que la forma del casco es bastante plana sobre ella, luego esto hace que el efecto de resonancia predomine en el

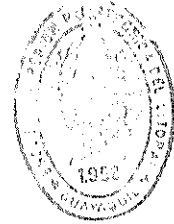
sentido vertical, motivo por el cual fijaremos nuestro estudio en las vibraciones de este tipo con el efecto de la superestructura.

El modelo matemático usado en este estudio es el de una viga continua, de sección variable y con extremos libres. Dentro de los resultados a obtenerse en el presente estudio tendremos que:

a) Nos permitirán obtener gráficos de tipo lineal de las frecuencias naturales versus el parámetro  $( B * D ** 3 / M * L ** 3 ) ** 0.5$

b) Determinaremos relaciones empíricas para cuantificar la mencionada influencia, y finalmente nos permitirá realizar comparaciones con otros estudios analíticos realizados en este campo, sin incluir el efecto de la superestructura.

## CAPITULO I



### VIBRACION VERTICAL DEL CASCO Y SUPERESTRUCTURA

#### 1.1. VIBRACIONES DEL CASCO.

El casco de un buque es una estructura complicada, pero desde el punto de vista de vibraciones este puede ser considerado como una viga de sección variable, con extremos libres, y esta a su vez puede vibrar en todas las diferentes formas comunes y posibles que existen. Un tratamiento matemático y exacto es extremadamente complicado desarrollar.

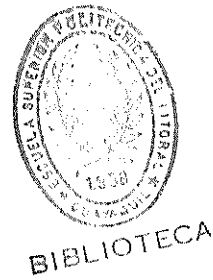
Pueden distinguirse tres principales formas de vibración del casco:

- a) Vibraciones Verticales.
- b) Vibraciones Horizontales.
- c) Vibraciones Torsionales.

Los nombres de las mismas nos indican claramente a que



se refiere cada una de ellas.



En la presente tesis se presta especial atención a las vibraciones verticales del casco, puesto que por la forma propia del casco de un buque pesquero monohelice, tipo camaronero es bastante plana en la zona de popa. Esto va a dar lugar a que predominen las vibraciones verticales, cuyas frecuencias naturales pueden entrar en resonancia con la frecuencia de excitación de la helice.

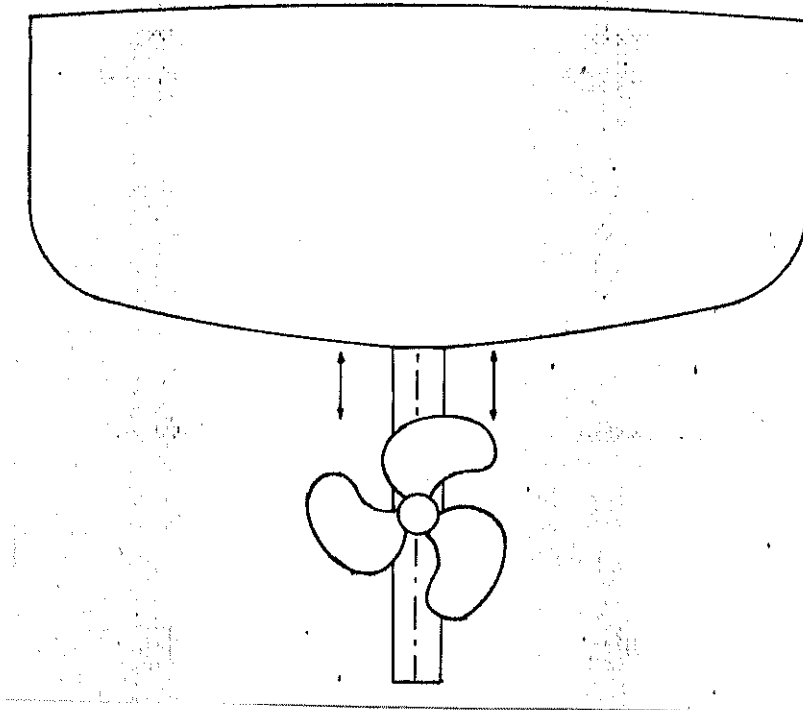


FIG. 1.1

Sección del casco típica a la altura de la helice

Nos referiremos a los modos de vibración tercero, cuarto y quinto con 4, 5 y 6 nodos, y procuraremos determinar las frecuencias propias de la estructura. Los modos de vibración primario y secundario no se consideran debido a la baja magnitud de frecuencia que estos poseen en relación con las frecuencias típicas de excitación de la helice, referencia (17).

Una vez seleccionado el tipo y los modos de vibración a considerar en la presente tesis, pasamos al estudio en forma simplificada del problema. A continuación presentamos la ecuación básica de vibración lateral de una viga de sección constante, expresada en función de sus derivadas parciales, (16):

$$E I y'''' + m \ddot{y} = 0 \quad 1.1$$

donde : E = Módulo de Young.

I = Momento de Inercia de la viga.

$y''''$  = Cuarta derivada parcial respecto de x.

m = Masa / longitud.

$\ddot{y}$  = Segunda derivada respecto del tiempo.

Assumiendo que se trata de una viga de un solo material, tenemos que :

$$A^2 = E I / m \quad 1.2$$

Luego :

$$\ddot{y} + A^{**2} y^{****} = 0 \quad 1.3$$

La solución se expresa usualmente pensando en el método de separación de variables. Cuando dicha solución es de tipo armónico :

$$y(x,t) = FI(x) Q(t) \quad 1.4$$

en la cual :

$$FI(x) = A1 \cos(Bx) + A2 \sin(Bx) + A3 \cosh(Bx) + A4 \sinh(Bx)$$

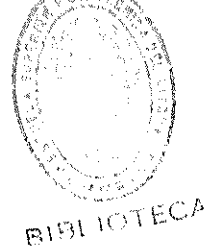
Q(t), asumiendo que se trata de un movimiento modal, será de tipo armónico y estará representada por una función seno o coseno!

$$Q(t) = A5 \cos(w t) + A6 \sin(w t)$$

Luego :

$$y^{****}(x,t) = B^{**4} FI(x) Q(t) = B^{**4} y(x,t) \quad 1.5$$

$$\ddot{y}(x,t) = FI(x) (-w^{**2} Q(t)) = -w^{**2} y(x,t) \quad 1.6$$



Reemplazando estas expresiones en (1.4), obtenemos la siguiente solución general:

$$y(x,t) ( B^{**4} - w^{**2} m / ( E I ) ) = 0 \quad 1.7$$

Si requerimos que la solución sea no-trivial, entonces:

$$w^{**2} = E I B^{**4} / m \quad 1.8$$

Luego tenemos que :

$$w = (B*L)^{**2} \sqrt{( E I / ( m * L^{**4} ) } \quad 1.9$$

donde:  $m = \text{Desp.} / L$

$L = \text{Eslora}$

El valor de  $BL$  dependerá de las condiciones de contorno de la viga - buque considerada.

Para aplicar esta fórmula al buque, se podrá suponer que las variables serán las mismas que en la viga homogénea y siguiendo a varios autores, (14), (23), (30), podríamos decir que:

$$w = K \sqrt{( I / ( \text{Desp.} L^{**3} ) } \quad 1.10$$

en la cual  $K$  es un factor que dependerá de la forma del buque y de la disposición de las masas.

Todos estos valores son para la frecuencia propia o primaria del casco.

Según Otto Schlick, (16), el valor de  $K$  es:

Buques de Líneas muy finas .....	226.150
Buques de Pasaje rápidos .....	207.000
Buques de Carga lentos .....	184.450

Según Todd, (16):

Grandes Petroleros .....	187.450
Pequeños Petroleros .....	144.200
Cargueros al 60% de la carga .....	161.500

Estas fórmulas se refieren a buques con estructuras muy antiguas, por lo cual recomendamos que la aplicación de las mismas sea precedida de la determinación del coeficiente de forma  $K$ , deduciéndolo de un buque existente, y del que conozcamos los datos precisos.

### 1.2. DESCRIPCION DE LAS SUPERESTRUCTURAS DE EMBARCACIONES PESQUERAS.

Las construcciones por encima de la cubierta y que encierran determinados espacios, reciben el nombre generico de Superestructuras. Dentro de la denominación general vamos a distinguir las Superestructuras y las Casetas, (14).

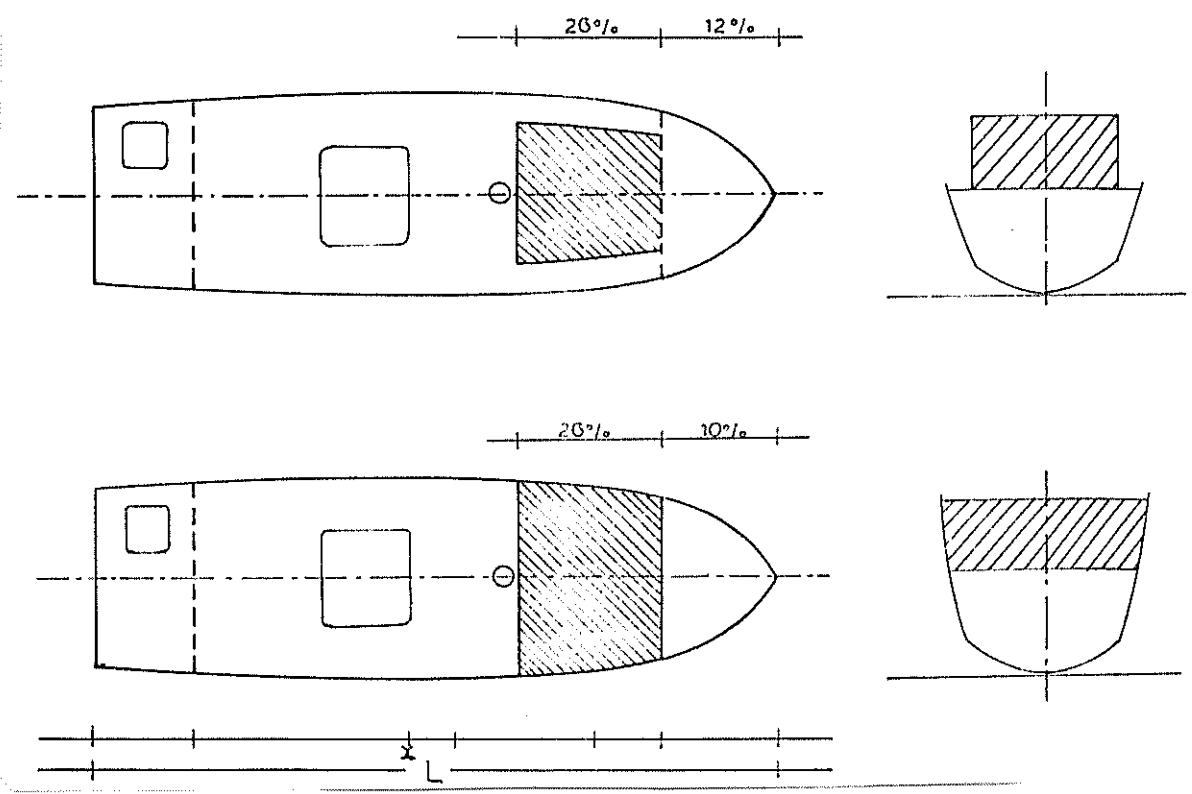


FIG. 1.2

Tipos de Superestructuras

Las primeras son estructuras que se extienden de banda a banda del buque, de forma que sus mamparos exteriores a babor y estribor son en realidad, una prolongación de las planchas del forro. Mientras que las Casetas son consideradas como estructuras independientes del planchaje del casco.

Desde el punto de vista de Resistencia Longitudinal, las superestructuras se clasifican en Efectivas y No-Efectivas. Las primeras son aquellas cuya longitud sobrepasa un determinado porcentaje de la eslora del buque, y que colaboran con la Resistencia de la Viga-Buque. Para el Lloyd's Register of Shipping, una Superestructura Central es efectiva cuando tiene una longitud mayor del 15% de la Eslora, y 10% para el American Bureau of Shipping, A.B.S., (14).

En las Embarcaciones Pesqueras de tipo camaronero que son las que se consideran en este estudio, las superestructuras se encuentran situadas a proa de la Sección Media de la embarcación, y normalmente comprenden la altura de un solo entrepuente!



FIG. 1.3

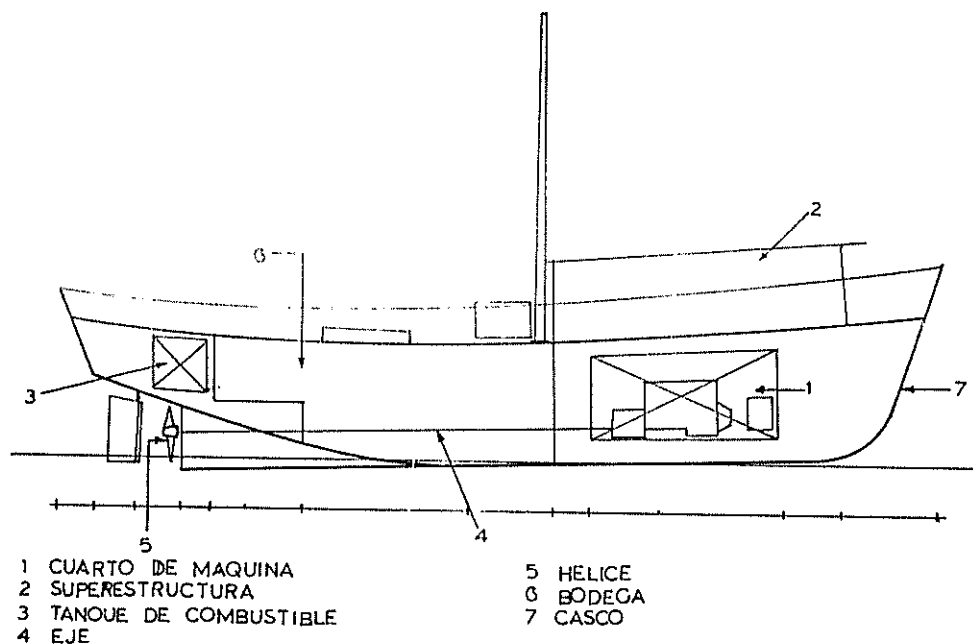


FIG. 1.3

#### Embarcación Pesquera Camaronera

A continuación se presenta una lista de las dimensiones principales del casco, como de las superestructuras de varias embarcaciones pesqueras de tipo camaronero que navegan en nuestro medio. Fueron tomadas de las Estadísticas de la Marina Mercante del Litoral, referencia (20):



Nombre del Buque	L mts	B mts	D mts	Dim. Sup mts	Año Const
JUAN EDUARDO	11.70	2.85	1.60	2.82*1.35*1.90	1980
MARIA ESTER	14.03	4.80	2.11	3.35*3.30*2.00	1979
SANTA MARIA	15.16	4.75	2.54	4.14*3.40*2.10	1979
SANTA MARTHITA	17.28	5.40	2.26	4.85*4.11*2.10	1975
MARIA PIA	19.43	5.71	2.82	5.22*4.24*2.10	1973
PHILLIP G.	20.90	5.94	2.76	5.33*4.34*2.10	1971
SAN IGNACIO	20.27	5.84	3.10	5.20*4.22*2.10	1971
BRINCADEIRA	22.90	6.67	3.60	6.00*4.90*2.10	1984
CARMEN DEL R	24.80	6.45	3.15	6.65*4.85*2.10	1982
TONITO	21.33	6.20	2.87	5.47*4.60*2.10	1967

Tabla I

Las embarcaciones tomadas en consideración poseen un tiempo de construcción menor de 15 años, demostrando que estos datos pueden ser utilizados para el desarrollo de la presente tesis.

En el siguiente gráfico observamos como varía la longitud de la superestructura (expresada en porcentaje de la Eslora de la embarcación), con la eslora del buque. De igual manera presentamos un

gráfico del cociente del ancho de la superestructura para la manga del buque, con respecto a la eslora del mismo:

## DIMENSIONES DE SUPERESTRUCTURAS

BUQUES PESQUEROS CAMARONEROS

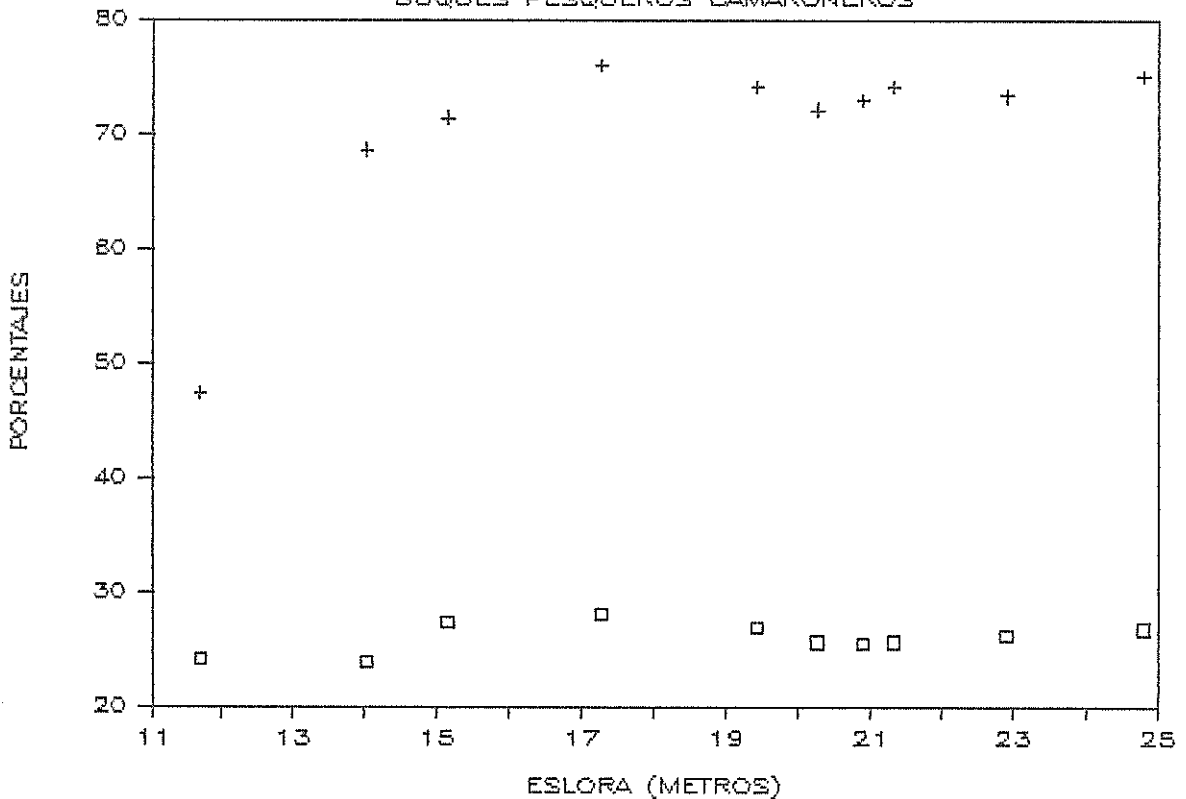


FIG. 1.4

Porcentajes de longitud y ancho de la superestructura

De la figura anterior podemos determinar que las dimensiones promedio de la superestructura de los pesqueros de tipo camaronero que navegan en nuestro medio son :

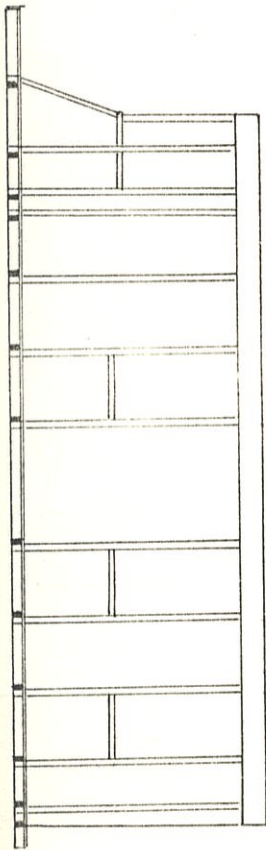
Longitud           = 26 % L  
Ancho               = 70 % B  
Altura prom       = 2.10 mts.

Estimando conveniente que la embarcación del grupo antes mencionado que más se apega a las dimensiones promedio es el buque llamado BRINCADEIRA, por lo que fue seleccionado como nuestro buque prototipo, además de que poseemos información concreta de su diseño.

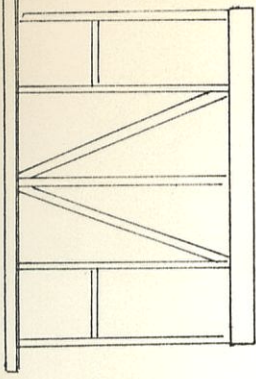
Cabe anotar que el 26% L considera solamente la longitud de la superestructura, es decir que no incluye el 13% que debe existir entre la parte más externa de la roda y la pared más próxima de la superestructura a ella.

En lo que respecta a la construcción típica de la superestructura. En la figura 1.5 presentamos en forma general tres vistas de una superestructura, la cual nos permite apreciar como se encuentra construida :

VISTA DE PERFIL



VISTA FRONTAL



VISTA DE PLANTA

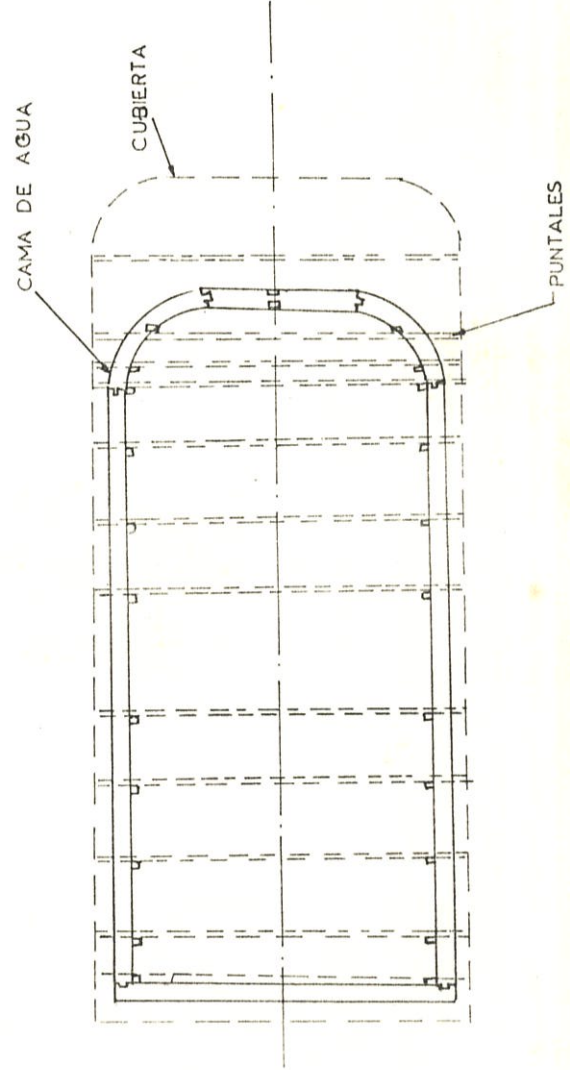


FIG. 1.5

Estructura típica de la superestructura

Cabe anotar que según Todd, las superestructuras tienen influencia sobre todo cuando se encuentran ubicadas sobre uno de los nodos del perfil de vibración, (30). Siendo este nuestro caso, procederemos a determinar en forma experimental esta influencia.

### 1.3. EFECTO DE LA SUPERESTRUCTURA SOBRE EL CASCO DE UN BUQUE.



BIBLIOTECA

Dentro de los aspectos que afectan, ya sea en la forma geométrica, como estructural al casco de un buque tenemos que se encuentra la superestructura del mismo. Existen varios factores que se encuentran influenciados por la presencia de la superestructura. En nuestro caso debido al objetivo experimental de esta tesis, nos limitaremos a la descripción del efecto producido sobre los esfuerzos longitudinales del casco debidos a la influencia de la superestructura.

Con respecto a los mencionados efectos existen varias teorías de como afecta la superestructura al casco de una embarcación, por ejemplo la desarrollada por

Muckle, (22). Estudios similares han sido presentados por Johnson en un artículo conocido como Esfuerzos en Casetas y Superestructuras, (10), los mismos que nos ayudarán en la presente sección.

La Teoría Convencional del Momento Flector determina los Esfuerzos Longitudinales de Flexión en un buque bajo ciertas asunciones. La más importante es que su deformación longitudinal varía linealmente con la distancia desde el eje neutro de flexión del buque-viga.

En el casco esto se cumple, lo que ha sido comprobado con numerosos experimentos, pero en lo que a la superestructura se refiere, las deformaciones longitudinales pueden como no variar linealmente según lo anteriormente asumido. Existen tres posibles razones para que esto suceda :

1) Efecto Libre de los extremos de la superestructura.- Si en la zona de los extremos de la superestructura, en contacto con la cubierta superior no existen esfuerzos longitudinales, consecuentemente no existirá deformación longitudinal en dicha zona. Es por esto que se considera que los esfuerzos

longitudinales en los alrededores de los extremos de la superestructura son menores que los obtenidos en forma usual por medio de las ecuaciones de la Teoría de la Flexión.

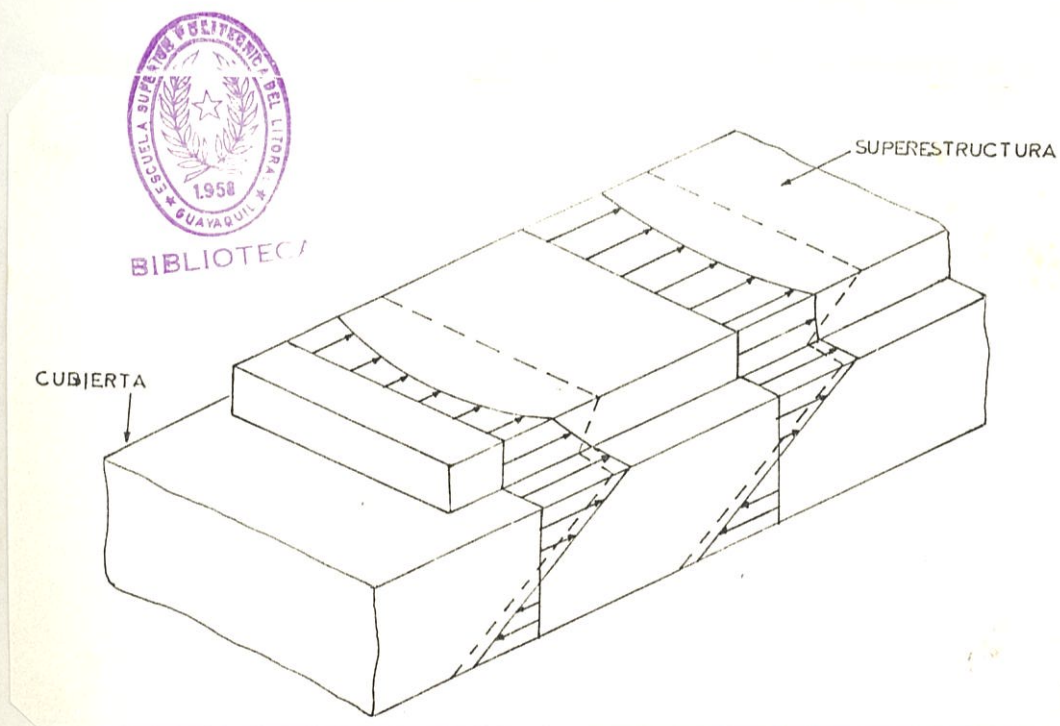


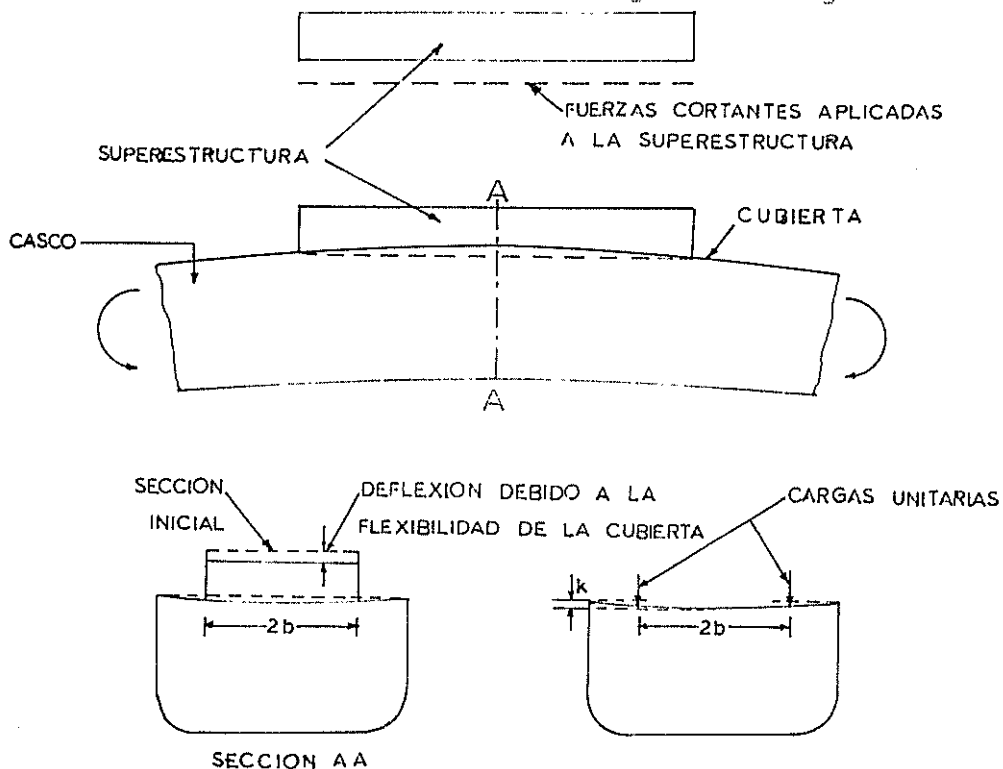
FIG. 1.6

Distribución de los Esf. Longitudinales en la zona de los extremos de la Superestructura.

En estas regiones se considera que la contribución de la superestructura a los esfuerzos longitudinales es menos efectiva. Este efecto influye mas cuando la razón  $l'/b'$  de la superestructura es pequeña, (5),

donde  $l'$  y  $b'$  son la longitud y el ancho de la superestructura.

2) Efecto de la Flexibilidad de la Cubierta.- En un análisis convencional de los Esfuerzos Longitudinales se asume que cuando un buque está sujeto a momentos de flexión externos, las curvaturas del casco y superestructura son iguales, pero no siempre puede ser así, (6), como se ilustra en la siguiente figura.



Efecto de la flexibilidad de la cubierta.

Las fuerzas de deformación longitudinal transmitidas desde el casco a la superestructura en las uniones son



aplicadas excentricamente con respecto al eje de flexión de la superestructura, y existe así una tendencia a deflectarse con una curvatura en sentido opuesto a la del casco.

Esta tendencia es evidentemente resistida por la Rigidez de la Cubierta Superior en contacto con la superestructura y es ayudado por la flexibilidad de la cubierta superior que se encuentra bajo cargas verticales, siendo este factor importante que afecta a la conducción de esfuerzos.

Luego si una superestructura se extiende de banda a banda del casco de un buque en la cubierta superior, o si sus lados se encuentran a continuación de mamparos longitudinales tendremos que la flexibilidad de la cubierta es virtualmente cero.

En tales casos la curvatura es forzada a tener la misma curvatura que la del casco. Si por otro lado la cubierta superior en contacto con la superestructura es muy flexible, la curvatura puede ser menor o de signo opuesto a la del casco, (7). Pruebas con modelos y buques a escala completa han confirmado que la flexibilidad de la cubierta superior puede tener un

efecto muy importante sobre la distribución de los esfuerzos longitudinales y desde luego sobre la contribución de estos a los esfuerzos totales del buque, (7).

3) Efecto de la Deformación por Compresión en la Conexión con la Cubierta Principal.- Existen casos demostrados por Bleich y Crawford en sus artículos referentes a superestructuras, (6), en los cuales indican que una deformación por compresión en la conexión con la Cubierta Principal, suele producir efectos sobre las deformaciones longitudinales de la superestructura.

Luego si se asumiera que existe una completa rigidez a la compresión y no existieran pérdidas de eficiencia en las uniones entre la superestructura y la cubierta principal del casco del buque, el efecto de la superestructura sobre las deformaciones longitudinales sería mínima.

Cabe mencionar que todas las asunciones y consideraciones mencionadas en el presente subcapítulo sirven para calcular esfuerzos transmitidos solamente bajo la CONDICION ESTATICA.

#### 1.4. INFLUENCIA DE LA SUPERESTRUCTURA SOBRE LA VIBRACION VERTICAL DEL CASCO.

Como se estableció en el subcapítulo 1.1 existen diferentes tipos de vibraciones, siendo de nuestro interés las verticales. Determinaremos las frecuencias naturales del casco y estudiaremos la manera en que estas se ven influenciadas por la superposición de la superestructura en el casco de una embarcación, considerada como una viga de sección variable con extremos libres.

Como es conocido, los movimientos vibracionales se encuentran caracterizados por sus frecuencias naturales, las mismas que pueden ser calculadas en forma aproximada de la siguiente manera:

$$w = \text{cte}^{\circ} \sqrt{I / (m * L^{**4})} \quad 1.11$$

donde:  $\text{cte}^{\circ}$  = valor adimensional que depende del tipo de viga-buque considerada.

Para embarcaciones del mismo material de construcción y tipo tenemos que, (16):

$$I = \text{cte}^{\circ\circ} B D^{**3} \quad 1.12$$



$$I = cte'' B D^{*3} \quad 1.12$$

donde :

B= Manga de la embarcación.

D= Puntal de la embarcación.

Luego :

$$w = cte \sqrt{( B D^{*3} / ( Desp.*L^{*3} ) } \quad 1.13$$

¿Que sucede en el caso en que se incluye la superestructura al casco de una embarcación considerada?

En el caso de embarcaciones con superestructura es notorio que ciertos parámetros van a variar, siendo el principal de ellos el Puntal Efectivo. En este trabajo consideraremos como Puntal Efectivo a aquel que por efecto de la adición de una o más superestructuras al casco de un buque sufre una variación en el mismo.

Al respecto existen varios metodos empíricos que nos permiten realizar el cálculo del Puntal Efectivo por el efecto de la superestructura, dentro de los cuales cabe mencionar los siguientes!

La Lloyd's Register of Shipping, (14), indica que para el cálculo de frecuencias naturales en vibración vertical, se considera que el Puntal Efectivo para un buque que posea la forma de la sección transversal del casco bastante uniforme y con superestructura central, sea igual a:

$$DE = \sqrt[3]{( D^3 * 0.3 + ( D + H )^3 * 0.7 )} \quad 1.14$$

donde: H = Altura de la superestructura.

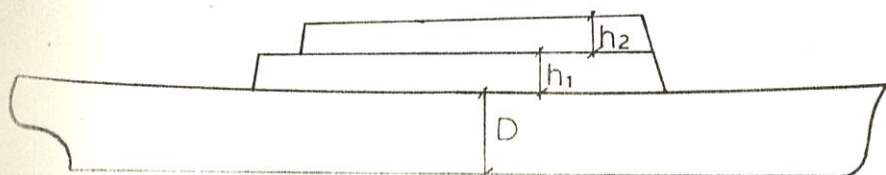
Esto en el caso de considerar una sola superestructura. Si se desea considerar mas superestructuras, se determinará el valor de DE paso a paso, considerando cada vez una cubierta. Por ejemplo, en el caso de dos cubiertas:

$$D1E = \sqrt[3]{( DE^3 * 0.3 + ( DE + H2 )^3 * 0.7 )} \quad 1.15$$

donde: H2 = altura de la segunda superestructura.



BIBLIOTECA



BIBLIOTECA/

FIG. 1.8

Puntal Efectivo según la Lloyd's Register of Shipping  
 Existe otra referencia acerca del cálculo del Puntal Efectivo de una embarcación es la presentada por Todd, (30), la cual incluye un nuevo parámetro, que es la longitud de la superestructura :

$$DE = \sqrt[3]{( D^{*3} (1-X1) + D1^{*3} (X1-X3) + D2^{*3} X2 )} \quad 1.16$$

La cual es aplicable en el caso de una embarcación de Eslora  $L$ , con dos superestructuras de longitudes  $L_1$  y  $L_2$  respectivamente. Con puntales a cada Cubierta de Superestructura y Cubierta Superior Continua  $D_1$ ,  $D_2$  y  $D$ , como se puede observar en la figura a continuación!

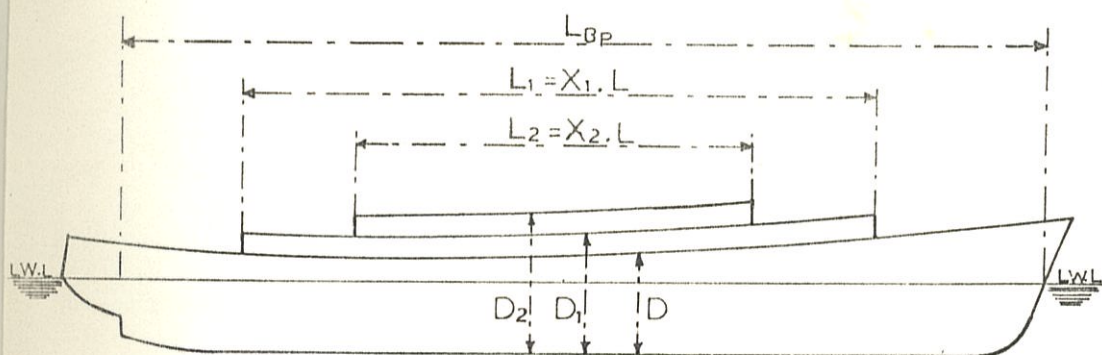


FIG. 1.9

Puntal Efectivo según Todd.

donde :  $X_1 = L_1 / L$

y

$X_2 = L_2 / L$



BIBLIOTECA

Entonces para el cálculo de las frecuencias naturales de vibración vertical del casco de una embarcación con superestructuras tenemos que:

$$w = cte \sqrt{\left( \frac{B DE^{**3}}{( \text{ Desp. } L^{**3} )} \right)} \quad 1.17$$

siendo DE igual al Puntal Efectivo por efecto de la superestructura.

Debe mencionarse que todas las fórmulas antes presentadas son para embarcaciones mayores y de sección bastante uniforme a lo largo de la Eslora. De aquí surge el interés del Estudio de la Influencia de la Superestructura sobre las frecuencias naturales de la Vibración Vertical de Embarcaciones Pesqueras. Este estudio servirá también de referencia para investigaciones de este tipo en embarcaciones menores ( 10- 25 mts. ), que posean una sección transversal variable (tipo pesquero ).





## CAPITULO II



### CONSTRUCCION DEL MODELO DE UN BUQUE PESQUERO

#### 1. REQUERIMIENTOS IDEALES Y SELECCION DEL MATERIAL.

El material a ser utilizado para la construcción del modelo y la predicción de las características vibratorias de un buque pesquero, tipo camaronero deberá ser tal que permita estudiar en forma clara y resumida el comportamiento del mismo. De tal manera que los resultados obtenidos puedan ser aplicados a un buque de características y propiedades dinámicamente similares.

En el siguiente cuadro presentaremos los requerimientos generales que deberá poseer el material para el presente estudio, (2):

- Que sea isotrópico (propiedades elásticas).
- Que soporte grandes cambios de Temperatura ambiente.

- No se produzcan deformaciones locales.
- Que obedezca a la ley de Hooke dentro del rango de deformaciones de trabajo.
- Que no sufra cambios por efecto de cargas.
- No se produzcan deflexiones en las zonas curvas por efecto de la Histeresis.
- Posea holgura y facilidad para trabajar.
- Que se posea experiencia en trabajos similares con este material.

Dentro de la predicción de las características de vibración del modelo, puede decirse que el único requerimiento necesario es que el material obedezca a la Ley de Hooke, sobre el rango de deformaciones de trabajo. Además de ser posible el material deberá poseer una densidad constante bajo todas las condiciones, y su Módulo de Elasticidad deberá ser idealmente el mismo para las diferentes variaciones de temperatura ambiente.

En el siguiente cuadro presentamos una lista de los materiales más comúnmente utilizados, con sus propiedades principales requeridas para este tipo de trabajo.

Mat.	Metales	Celuloides	Polivinil	Acrílico	Madera
	Ferrosos	Plásticos	Cloruro		
Prop.	No Ferr.				
Módulo	Alto	Bajo	Medio	Medio	Bajo
Elást.					
Comp.	Normal	Varía	Normal	Normal	Varía
por					
var. de					
temp.					
Exp.	Bastante	Regular	Regular	Regular	Poca
trab.					
siml.					
Límite	Alto	Bajo	Mediano	Mediano	Bajo
Esf.					
Rangos					
Módulo	0-960	0-65	0-960	0-960	Bajo
Elást.	cps.	cps.	cps.	cps.	cps.
frec.					

Tabla II



Entre los factores considerados como los más importantes en la selección del material tenemos los siguientes:

- Propósitos para los cuales el modelo es requerido.
- Costo.

Propósitos para los cuales el modelo es requerido.- Se tendrán en cuenta los resultados obtenidos, con modelos que han sido trabajados con este material, y para condiciones similares a las deseadas. Mencionado esto puede establecerse que los más favorables, para la determinación de las frecuencias naturales de vibración vertical son:

El Polivinil Cloruro (P.V.C.)

El Acrílico.

Dentro del campo de la construcción de modelos tenemos que el Acrílico es más maleable para el trabajo a pequeñas escalas, sin la necesidad de requerir el uso de herramientas especiales para la construcción.

El Polivinil Cloruro Rígido por ser relativamente

desconocido en este tipo de trabajos en nuestro medio, requiere un estudio más detallado, el mismo que va más allá de los objetivos de esta tesis, cosa que no sucede con el Acrílico.

Costo.- Es uno de los factores que predominan en los trabajos de tipo experimental, puesto que un elevado costo del mismo muchas veces representa la paralización de la construcción de los modelos deseados. Siendo este uno de los aspectos más importantes que influyó en la selección del Acrílico, como material de trabajo.

## 2. DIMENSIONES DEL MODELO.

Existen varias consideraciones que se deben hacer antes de realizar el dimensionamiento del modelo, siendo una de ellas establecer las dimensiones del Tanque de Pruebas en el cual se va a realizar la determinación de las frecuencias naturales.

El Tanque a utilizarse y que se dispone en la Facultad de Ingeniería Marítima posee las dimensiones

siguientes: 200 X 110 X 80 cm. Según estudios realizados, (26), el modelo deberá ser de Manga por lo menos 4 veces más pequeña que el ancho del tanque para que de esta manera la masa añadida no se vea influenciada por las paredes del tanque, y los resultados no afecten a los requerimientos de esta tesis.

En lo que respecta a su longitud tendrá que considerarse que la distancia entre los extremos más cercanos al borde frontal del tanque no deberá ser menor de 15 cm, (31). En base a esas consideraciones se puede establecer que nuestro modelo a construirse deberá poseer una Manga aproximada de 27.5 cmts, y una Eslora no mayor a los 160 cm.

En lo que al dimensionamiento del modelo se refiere, basaremos su diseño en la Teoría del Análisis Dimensional, para lo cual nos auxiliaremos del Teorema Pi de Buckingham, (9), el mismo que dice:

Dada la relación de forma  
 $g(Q_1, Q_2, Q_3, \dots, Q_N) = 0$

entre N parámetros, estos se pueden agrupar en N-M parámetros adimensionales independi-

entes, generalmente representados con el símbolo  $PI$ . Dicha relación tiene la forma funcional :

$$g (PI_1, PI_2, \dots, PI_{N-M}) = 0$$

donde  $M$  = Número de dimensiones básicas.

Luego presentaremos una lista de los parámetros que intervienen en la predicción de las frecuencias naturales de Vibración del Casco de un Buque!

Módulo de Elasticidad :	$E$	( $F / L^{**2}$ )
Inercia de la Sección :	$I$	( $L^{**4}$ )
Masa / Longitud :	$m$	( $F*T^{**2} / L$ )
Longitud del modelo :	$L$	( $L$ )
Frecuencia :	$w$	( $1 / T$ )

Cada uno de los parámetros antes mencionados se expresan en terminos de ciertas dimensiones básicas. Para propósitos de este análisis usaremos los parámetros: Longitud ( $L$ ), Tiempo ( $T$ ), y Fuerza ( $F$ ), que son los recomendados en trabajos de tipo dinámico, (28).

En la determinación de los números  $PI$ , existen dos

tipos de parámetros: repetitivos y no repetitivos. Definiéndose como parámetros repetitivos " aquellos que no poseen las mismas dimensiones netas, es decir, no deberán ser diferentes únicamente por un exponente", (9); en nuestro caso hemos considerado como los repetitivos:  $L$ ,  $E$ ,  $m$ , mientras que los otros dos no lo son.

Para nuestro caso según Buckingham tenemos que:

$$N = 5 \quad \text{y} \quad M = 3$$

Luego el número de parámetros  $PI$  a considerarse será dos, en base a lo cual se va a establecer la siguiente relación:

$$w = f ( I, E, m, L )$$

Realizando las operaciones respectivas del Análisis Dimensional, (Apendice), obtenemos que:

$$PI1 = ( I ) / ( L^4 )$$

$$PI2 = E / ( m \cdot w^{** 2} )$$



BIBLIOTECA



El teorema de Buckingham utilizado aquí para obtener los parámetros adimensionales  $PI$ , nos permite asegurar que para alcanzar la semejanza dinámica entre configuraciones geoméricamente semejantes se deben duplicar todos excepto uno de los parámetros adimensionales, (9).

De lo dicho anteriormente podemos concluir que si el modelo es geoméricamente semejante al prototipo, y se cumple que  $PI_1$  del modelo y del prototipo son iguales, entonces  $PI_2$  va a ser el mismo para ambos. Esto nos permitirá realizar comparaciones entre el modelo y el prototipo.

Por último, la relación funcional resultante es:

$$PI_2 = f ( PI_1 )$$

O lo que es lo mismo :

$$w^{**} 2^* m / E = f ( I / L^{**} 4 ) \quad 2.1$$

Y según lo concluído anteriormente tenemos que:

$$w = \text{Const.} \sqrt{\frac{(B * D ** 3 * E)}{(L ** 3 * m)}} \quad 2.2$$

Donde  $I = B * D ** 3$ , referencia (17)

Cuya relación funcional puede ser determinada experimentalmente.

El Factor de Escala a establecerse fue determinado en función de la manga del modelo, la misma que depende según lo antes mencionado de las dimensiones del tanque, luego tendremos que:

$$\frac{\text{Manga del protipo}}{\text{Manga del modelo}} = \text{Lambda}$$

Recordando las dimensiones principales de nuestro prototipo:

$$L = 22.90 \text{ mts.}$$

$$B = 6.67 \text{ mts.}$$

$$D = 3.67 \text{ mts.}$$



BIBLIOTECA

Y en función de la Manga deseada del modelo = 0.287 mts

el mismo que se encuentra dentro del rango permisible establecido anteriormente, tendremos que:

$$\text{Lambda} = 24$$

Donde nuestro valores de Eslora, Puntal e inclusive las dimensiones de los escantillones van a ser determinadas en función del factor de escala Lambda.

Eslora del modelo = 95.00 cmts.

Manga del modelo = 27.80 cmts.

Puntal del modelo = 15.40 cmts.

Una vez establecidas las dimensiones principales de nuestro modelo, presentaremos una tabla con las dimensiones de los escantillones y estructurales del mismo, las cuales han sido determinadas en función de los valores reales del prototipo considerado.

El número de cuadernas a considerarse ha sido consultado con constructores de embarcaciones pesqueras de este tipo. Ellos recomiendan que el espaciamiento entre cuadernas debe ser 4.75 cmts., cuando más, el mismo que se eligió debido a que un

espaciamiento más pequeño R provocaría problemas de construcción. Partiendo de esto y en relación a la eslora del modelo tenemos que el número de cuadernas estimadas para el modelo será de 20.

### DIMENSIONES DE LOS ESCANTILLONES CONSIDERADOS.

Nº	Elemento	Dimensiones cmts.	Posición. desde - hasta
CASCO			
1	Quilla, Sobre quilla, Zapata	2.71*1.15	2----- 9
2	Bases de Maq.	1.05*1.26	2 ----- 7
3	Palmejares	0.30*0.40	1 ----- 10
4	Durmientes	0.40*0.60	1 ----- 10
5	Esloras	0.50*0.30	1 ----- 10
6	Roda+Amarre Quilla-Roda	2.30*1.15	1 ----- 2
7	Arrimado al codaste	0.60*1.05	7 ----- 10
8	Mamparos de Maq.	(76)cmts**2	4 ----- 5
9	Espejo y Refuerzos	(2.7)cmts**2	10 ----- 10
10	Baos	0.50*0.40	1 ----- 10
11	Rudón	0.40*0.60	1 ----- 10
SUPERESTRUCTURA			
1	Refuerzos verticales	0.30*0.30	2 ----- 5
2	Pared ext.	0.30	2 ----- 5
3	Transversales	0.30*0.30	2 ----- 5
4	Techo	0.30	2 ----- 5
5	Cama de agua	0.90*0.50	2 ----- 5

Tabla III

### 3. DETERMINACION DE LAS CARACTERISTICAS GENERALES DE VIBRACION.

Presentaremos en forma resumida las características principales, consideradas en el modelo, como de importancia para la estimación de los cálculos deseados en la presente tesis y que se encuentran involucradas en la ecuación dimensional que gobierna el problema.

Partiremos con la determinación de las Inercias seccionales de nuestro modelo para lo cual hemos considerado diez secciones, estimando que estas nos permitirán apreciar como varían las Inercias a lo largo de la Eslora. Las secciones han sido tomadas en función del número de estaciones consideradas en el plano de Líneas de Forma del prototipo.

Los elementos considerados para el cálculo de las Inercias Seccionales son: Quilla, Sobrequilla, Rudón, Palmejares, Grumentos, Cubierta, Forro, Arrimado de popa, Base de Máquinas, Tacos de popa y Esloras ( figura 2.1 ).

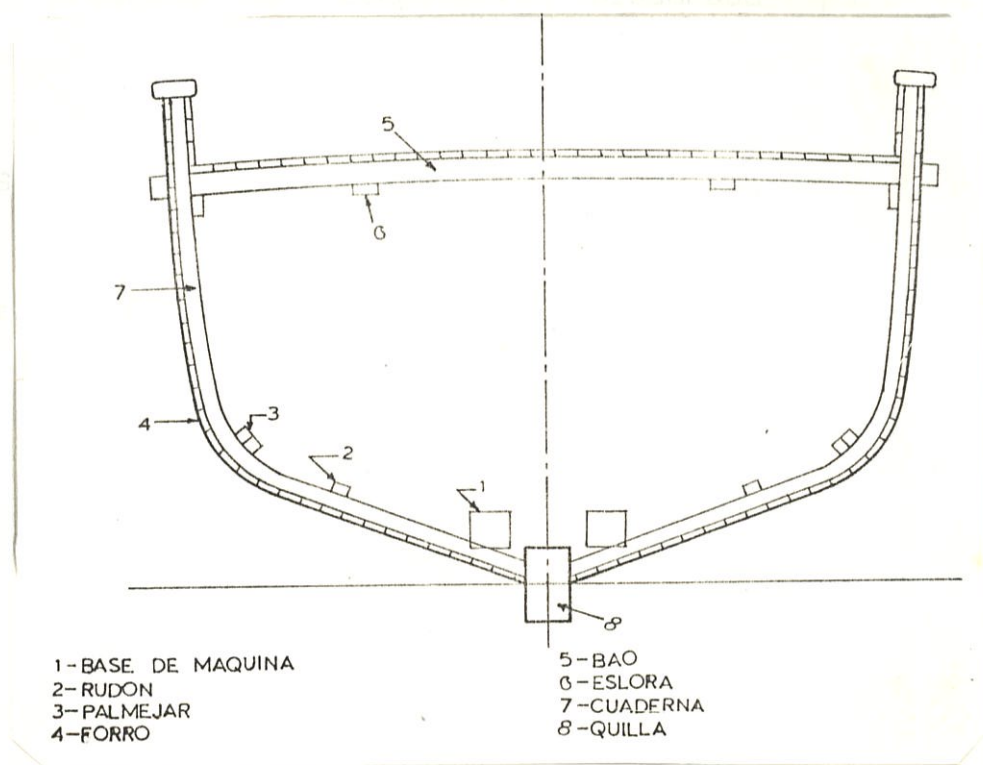


FIG. 2.1

Sección maestra - Elementos considerados

Procederemos al cálculo de las Inercias, Centro de gravedad de cada sección considerada y del Area seccional del modelo, primero considerando la superestructura del modelo y luego sin considerar la misma.

Cabe anotar que para estos cálculos nos auxiliamos de un programa de computación elaborado para este propósito. Los resultados son los siguientes:

#### RESULTADOS DEL PROGRAMA DEL CALCULO DE INERCIAS

Est. No	Area Secc. (cm**2)	y medio (cm)	Inercia (cm**4)
1	20.42	11.82	412.420
2	21.47	11.02	717.795
3	23.20	10.02	733.944
4	23.79	9.81	800.730
5	28.53	10.69	964.482
6	24.82	10.94	933.949
7	24.10	10.38	910.232
8	21.37	12.28	524.396
9	19.09	13.70	249.643
10	16.64	14.98	131.323

Cálculos de las inercias considerando la superestructura

Tabla IV

Est. Nº	Area Secc. ( cm**2 )	Y Medio ( cm )	Inercia ( cm**4 )
1	20.42	11.82	412.420
2	20.86	10.84	695.009
3	22.59	9.83	703.023
4	23.18	9.62	768.887
5	27.92	10.55	940.377
6	24.82	10.94	933.949
7	24.01	10.38	910.232
8	21.37	12.28	524.396
9	19.09	13.70	249.643
10	16.64	14.98	131.323

Tabla V

Cálculo de las Inercias sin considerar la superestructura.

El siguiente gráfico permite observar la influencia de la superestructura en los cálculos de las Inercias Seccionales.



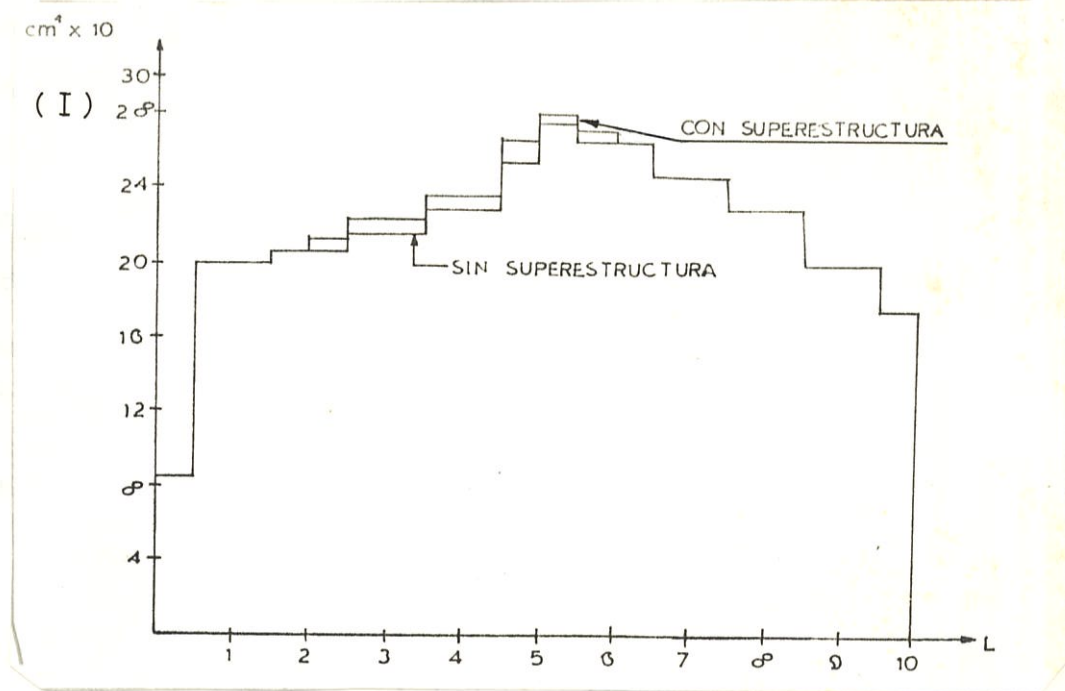


FIG. 2.2

Influencia de la superestructura

Otras de las características consideradas en la determinación de las frecuencias de las vibraciones verticales es masa/longitud. Para lo cual hemos creído conveniente considerar 2 condiciones: Condición Vacía y Condición Cargada.



Condición Vacía.- En esta condición se incluyen todos los elementos estructurales, maquinarias y accesorios que intervienen en una embarcación y con el 20% del combustible y agua necesaria para una faena completa y un 25% de carga.

Condición Cargada.- En esta se incluye todo lo considerado en la Condición Vacía pero con su combustible, agua y carga en su totalidad.

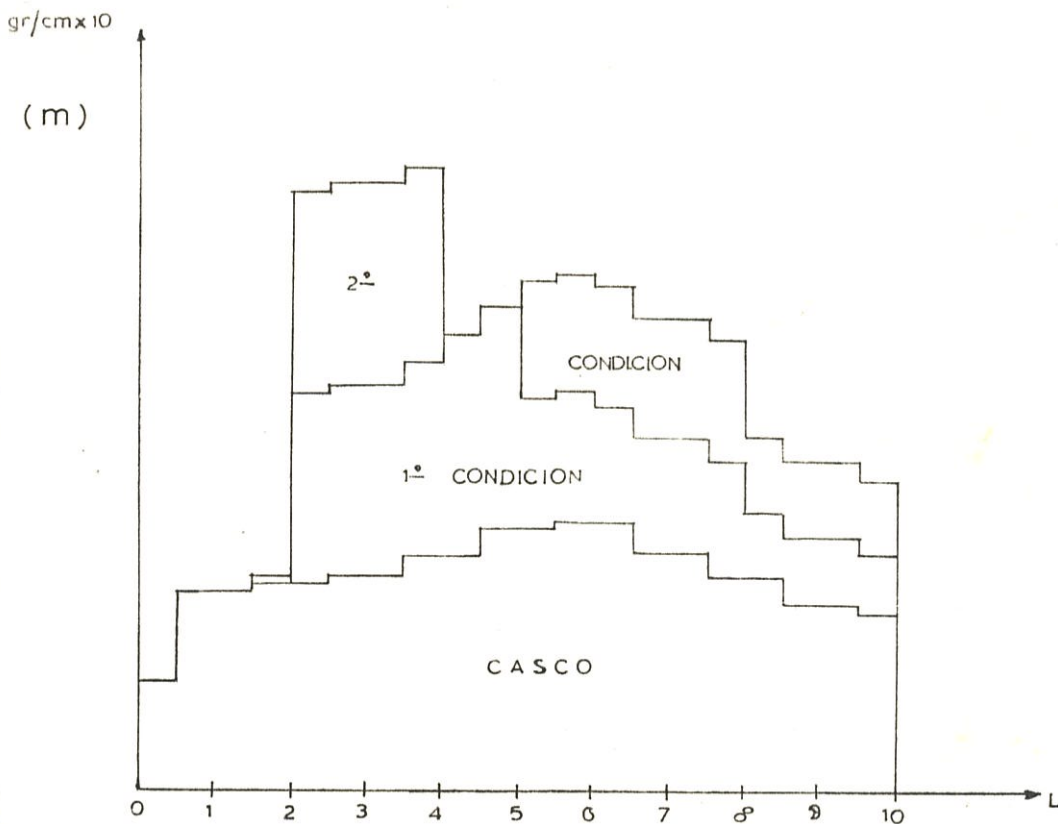


FIG. 2.3

Distribución de masa bajo las condiciones consideradas

El desplazamiento total de nuestro prototipo es igual :

$$\text{Desp. (buque)} / \text{Lambda}^{**3} = \text{Desp. (modelo)}$$

Y dado que Lambda es igual a 24 tenemos que :

$$\text{Desp. (buque)} / 24^{**3} = \text{Desp. (modelo)}$$

Luego las masas requeridas para las 2 condiciones tanto del modelo como del prototipo son :

MODELO	PROTOTIPO
Masa1 = 14.12 lbs.	Masa2 = 88.72 Tons.
Masa2 = 19.34 lbs.	Masa2 = 121.52 Tons.

Lo cual complementa el diseño del modelo. Detalles referente a su construcción serán mostrados en el próximo supcapítulo.

#### 4. DETALLES GENERALES DE LA CONSTRUCCION.

Los detalles de la construcción del modelo es una parte dentro de toda tesis de tipo experimental, que nos permitirá en lo posterior identificar alguna fuente de posible error en las pruebas experimentales.

A continuación se presenta en forma ilustrativa las principales secuencias encontradas durante la construcción del modelo así como los inconvenientes - presentados dentro de la misma.

La figura 2.4 nos muestra una vista de los estructurales del modelo durante su etapa de construcción, aquí se puede observar la separación entre cuadernas y la continuidad existente entre las uniones de los miembros longitudinales.



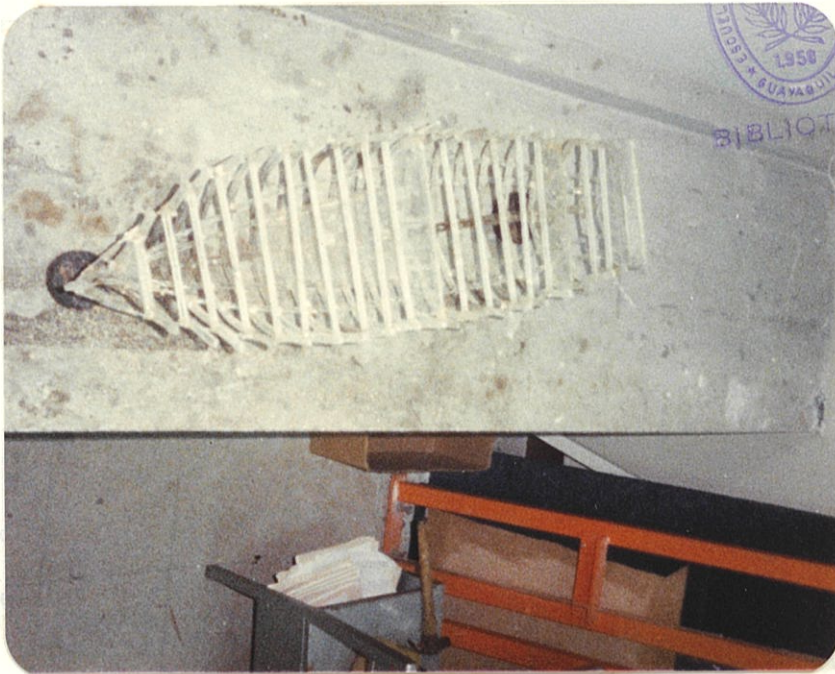


FIG. 2.4

Vista de los estructurales del modelo.



BIBLIOTECA



BIBLIOTECA

El principal inconveniente presentado en esta etapa, fue la curvatura que debían tener las cuadernas, lo cual hizo que muchas veces su elaboración representara mucho tiempo de construcción, debiéndose esto a la fragilidad del material.

Otro de los inconvenientes presentados aquí fue la alineación y unión de las cuadernas a la Quilla, Sobrequilla y Arrimado de popa, recurriéndose a utilizar en forma provisional piola y pegamentos de bajo poder, para así obtener la posición correcta.

La figura 2.5 nos presenta una vista de la unión del forro del modelo a los estructurales del mismo.

Para la construcción del forro del modelo se recurrió a la utilización de tracas o tiras cortadas longitudinalmente, tomadas del desarrollo del planchaje del casco del modelo. Para la unión de las tracas a las cuadernas se utilizó tornillos los mismos que ayudaron a dar la forma al casco. Otro inconveniente surgidos aquí fue la curvatura propia del casco, lo cual fue solucionado mediante la utilización de una cinta termica y pinzas de madera.



FIG. 2.5

Vista del casco del modelo



BIBLIOTECA

Por último, presentaremos un vista del modelo en su etapa final, es decir, terminado completamente .



FIG 2.6

Modelo del buque pesquero "BRINCADEIRA"



Cabe mencionar que la unión de la superestructura a la cubierta de modelo, fue hecha por medio de tornillos, los mismos que se encontraban distanciados en posición horizontal a 4.75 cmts.

Uno de los aspectos considerados en la construcción del modelo como de importancia fue la colocación que el excitador debería tener, posición que en la mayoría de los casos (24), es la de la parte inferior de la sección media del modelo considerado. Pero que en nuestro caso fue colocado justamente en la parte superior - del Mamparo Central (máquina), debido a las dimensiones de la superestructura, esperando que esto no influya sobre los resultados.



BIBLIOTECA

- e) Viga soporte.
- f) Medidor de Niveles de Vibración.
- g) Amplificador de ondas.
- h) Tanque de prueba.

### CAPITULO III

#### SECUENCIA EXPERIMENTAL

##### 3.1. DESCRIPCION DE LOS INSTRUMENTOS.

La descripción de los instrumentos es una parte dentro de toda tesis experimental, que permite a personas no entendidas en la materia, darse cuenta del grado de exactitud que se obtiene en las pruebas, así como el significado y composición de cada instrumento.

En nuestro caso presentaremos primero un esquema de los aparatos utilizados en las pruebas y luego daremos una ligera explicación de la función de cada uno de ellos.

##### APARATOS UTILIZADOS EN LAS PRUEBAS

- a) Excitador.
- b) Acelerómetro.
- c) Tubo Telescópico.
- d) Varilla Telescópica.

Figura 3.1

Aparatos utilizados en las pruebas experimentales



BIBLIOTECA

- e) Viga soporte.
- f) Medidor de Niveles de Vibración.
- g) Amplificador de poder.
- h) Tanque de prueba.

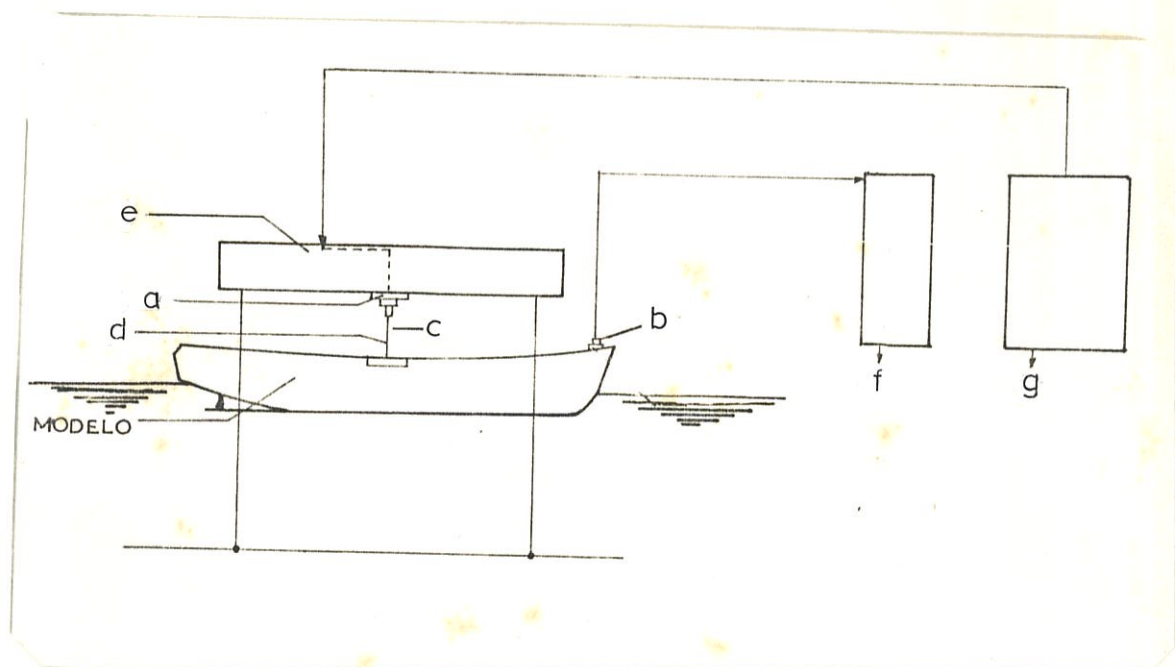


Figura 3.1

Aparatos utilizados en las pruebas experimentales



BIBLIOTECA

Descripción de los aparatos.- **Descripción del modelo**

a) Excitador ("SHAKER").- Su principio de operación es parecido al de un auto-parlante, el mismo que amplifica el sonido. Su fuerza, utilizada para acelerar el movimiento del modelo, es proporcional a la producida por la corriente de flujo magnético. Su nivel de excitación al igual que su nivel de frecuencias es controlada por medio de un control de corriente.

b) Acelerómetro.- Llamado también transductor, opera bajo el principio de convertir un tipo de energía en otro. Es utilizado casi siempre como un captor de las medidas de las vibraciones.

c) Tubo Telescópico.- Sirve para transmitir la fuerza de excitación desde el Excitador al modelo.

d) Varilla Telescópica.- Es una varilla que como su nombre lo indica une al tubo telescópico con el modelo, de tal manera que la transmisión de movimiento sea correcta.

e) Viga soporte.- Es una viga la cual sirve como base y

soporte en el caso de suspensión del modelo en aire. Además es la base del excitador.

f) Medidor de Niveles de Vibración.- Amplifica la señal del acelerómetro, detectando los diferentes niveles de vibración que existen en el modelo, cuyos valores obtenidos de aceleración vienen expresados en unidades de la gravedad.

g) Amplificador de poder.- Nos permite seleccionar el rango de frecuencias requeridas. Es usado como un sistema de conducción de vibraciones de tipo dinámico. Transmite señales de tipo sinusoidal al Excitador, a una frecuencia dada, controlada por medio de un botón. Además controla el comportamiento del excitador puesto que de él depende su nivel de excitación.

### 3.2. RANGOS DE TRABAJO Y ESPECIFICACIONES GENERALES.

Dentro de este subcapítulo se establecen los rangos, especificaciones y usos principales de los instrumentos con los cuales trabajaremos, así como los límites máximos y mínimos de frecuencias y aceleraciones de

vibración que se pueden obtener con los mismos.

Amplificador de poder.- Posee los siguientes especificaciones y rangos de trabajo, (12):

Marca y Modelo : Ling Dynamic Systems, TPO 25.

Pot. de salida: 25W RMS en las cargas entre 4-100 Ohms.

Frecuencia de reposo: 25 Khz.

Rango de Oscilación : 1.5 Hz a 25 KHz. Dentro de los 4 niveles.

Rango de exactitud : Mayor del 5%

Máxima velocidad : 1.5 mts./seg.

Máximo empuje : 17.8 Newton abajo de 3.5 KHz.  
16.0 Newton arriba de 3.5 Khz.

Acelerómetro.- La sensibilidad de carga es la característica que se suele considerar como esencial en este tipo de instrumento. Su límite inferior no viene determinado por el acelerómetro, sino más bien por el ruido eléctrico de sus cables y los circuitos del amplificador. Este límite suele ser de sólo la millonésima de mts./seg.\*\*2 de los aparatos de aplicación general. El límite superior viene dado por la resistencia estructural del acelerómetro. El acelerómetro se debe colocar de forma que la dirección



de medida deseada coincide con la de su máxima sensibilidad.

Medidor de Niveles de Vibraciones.- Posee un 'switch' de 1x/10x que nos sirve para definir el nivel de sensibilidad emitida por el transductor. Su frecuencia de reposo se encuentra alrededor del 3% sobre el rango de 2 ciclos/seg. a 20 Kciclos/seg en todas las direcciones. Además posee botón con escalas diferentes de rangos de aceleración, los que corresponden a 1, 3.16, 10, 30.16, 100, y 316 g ( g = unidades de la aceleración de la gravedad ) (13).

Marca y modelo: D. J. Birchall Ltd., CA/03.

### 3.3. DESCRIPCION DE LAS PRUEBAS EXPERIMENTALES.

Aquí presentaremos la descripción y secuencia de las pruebas experimentales realizadas bajo las diferentes condiciones, tanto de cargas como de consideración o no de las superestructuras, y cuyas distribuciones de pesos ya fueron establecidos en el capítulo 2.

Para la realización de estas pruebas y según el gráfico



1.4 presentado en el capítulo uno, se escogieron las dimensiones límites (máximas y promedios) de las superestructuras. Luego según esto tendremos dos superestructuras de dimensiones diferentes para cada condición de carga, y con pesos distintos entre ellas por supuesto.

**¿De que manera trataremos de determinar la influencia de la superestructura?**

La determinación de la frecuencias naturales de vibración vertical de nuestro modelo es prácticamente el mismo que el seguido en estudios de este tipo, (24), y que se realiza de la siguiente manera:

a.) Se establece la condición de carga a considerarse, con su respectiva distribución de pesos y simulación o superposición de la superestructura, dependiendo del caso.

b.) Se procede a detectar la primera frecuencia que bajo un volumen de sintonización constante, nos da la máxima aceleración en proa o popa del modelo. Esta frecuencia es la de máxima respuesta y dado que el



amortiguamiento es bajo, asumimos se encuentra cercana a la frecuencia natural. Ver la siguiente figura.

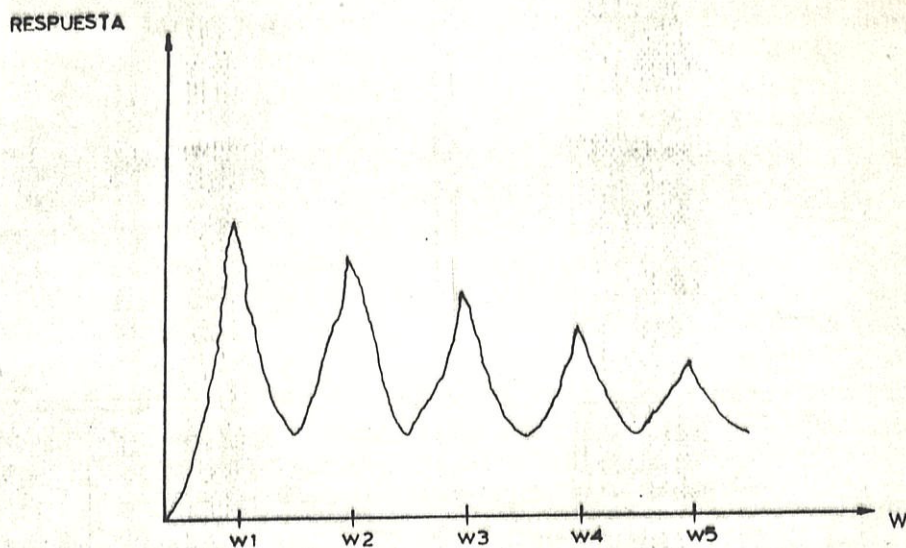


FIG. 3.2

Respuesta versus Frecuencias máximas

c.) Una vez establecida la primera frecuencia, bajo el mismo volumen de sintonización y posición del acelerómetro durante todo el proceso, establecemos la segunda, tercera, cuarta y quinta frecuencia natural de vibración del modelo.

Luego como determinar en forma experimental la influencia de la superestructura en las frecuencias naturales fue algo que nosotros lo hemos considerado en 2 partes:



amortiguamiento es bajo, asumimos se encuentra cercana a la frecuencia natural. Ver la siguiente figura.

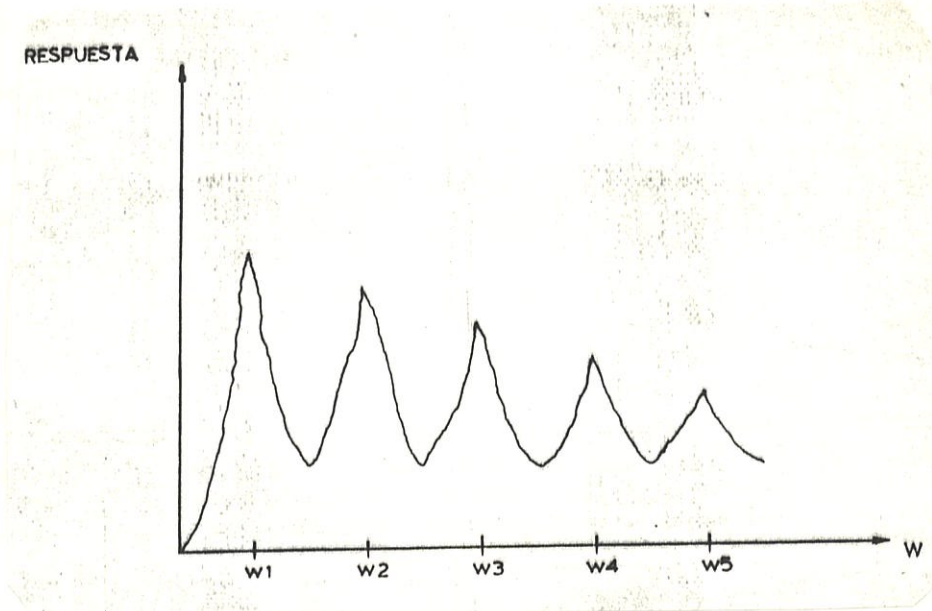


FIG. 3.2

Respuesta versus Frecuencias máximas

c.) Una vez establecida la primera frecuencia, bajo el mismo volumen de sintonización y posición del acelerómetro durante todo el proceso, establecemos la segunda, tercera, cuarta y quinta frecuencia natural de vibración del modelo.

Luego como determinar en forma experimental la influencia de la superestructura en las frecuencias naturales fue algo que nosotros lo hemos considerado en 2 partes:



a) Determinación de las frecuencias naturales de vibración vertical utilizando una distribución de masa por unidad de longitud correspondiente a una superestructura dada, lo que para el desarrollo de la presente tesis lo denominaremos de aquí en adelante como: SIMULACION.

b) Determinación de las Frecuencias Naturales de Vibración Vertical con una superestructura de igual peso y longitud a la considerada en el caso anterior, cuyas dimensiones y forma corresponden a las de un buque pesquero tipo CAMARONERO que navega en nuestro medio, con la aplicación del correspondiente Factor de Escala. A lo que de aquí en adelante denominaremos como: SUPERPOSICION DE SUPERESTRUCTURA.

Pruebas que nos permitirán establecer la influencia de la superestructura, las mismas que son las siguientes:

CONDICION VACIA.

- 1.-) El casco del modelo con simulación de superestructura 1.
- 2.-) El casco del modelo con simulación de superestructura 2.



3.-) El casco y la superposición de la superestructura 1 del modelo

4.-) El casco y la superposición de la superestructura 2 del modelo.

Iguales casos deberán considerarse para la Condición Cargada. Donde:

Superestructura 1, representa las dimensiones promedio de la superestructura tomada en consideración de la Fig. 1.4, del capítulo 1.

Longitud = 25.00 cmts. ( 26% de la eslora)  
 Ancho = 18.00 cmts.  
 Altura = 9.00 cmts.  
 Peso = 1.00 lb.

Superestructura 2, representa las dimensiones máximas de la superestructura tomada a partir de la Fig. 1.4 del capítulo 1.

Longitud = 30.00 cmts. ( 31% de la eslora)  
 Ancho = 18.00 cmts.  
 Altura = 9.00 cmts.



Peso = 1.50 lbs.

RESULTADOS EXPERIMENTALES

Cabe anotar que se debe tener mucho cuidado en el control de temperatura del Amplificador de Poder puesto que realizar las pruebas con temperatura elevada del Amplificador, podría darnos posibles errores en la detección de las frecuencias naturales

$\omega_1$	175 Hz.	170 Hz.	170 Hz.
$\omega_2$	470 Hz.	450 Hz.	440 Hz.
$\omega_3$	730 Hz.	800 Hz.	780 Hz.

3.4. RESULTADOS EXPERIMENTALES.

$\omega_1$	1250 Hz.	1200 Hz.
$\omega_2$	2400 Hz.	2300 Hz.
$\omega_3$	2350 Hz.	2100 Hz.

Los resultados presentados aquí se encuentran listados de tal manera que nos permite apreciar los valores de las frecuencias naturales obtenidas para las diferentes condiciones. e. g. 1.5 lbs. 1.0 lbs. 1.5 lbs.

$\omega_1$	210 Hz.	195 Hz.	190 Hz.	180 Hz.
------------	---------	---------	---------	---------

Cabe mencionar que el conjunto de los resultados presentados a continuación son valores aproximados, debido a que el rango de las escalas de apreciación entre un valor y otro del Amplificador de Poder hace difícil especificar un valor exacto. Notándose a pesar de esto la diferencia en los diferentes valores de las frecuencias naturales obtenidos.



## RESULTADOS EXPERIMENTALES

	CONDICION VACIA		CONDICION CARGADA	
Sim.	1.0 lbs.	1.5 lbs.	1.0 lbs.	1.5 lbs.
w1	185 Hz.	180 Hz.	175 Hz.	170 Hz.
w2	470 Hz.	450 Hz.	450 Hz.	440 Hz.
w3	930 Hz.	880 Hz.	850 Hz.	780 Hz.
w4	1450 Hz.	1400 Hz.	1250 Hz.	1200 Hz.
w5	2400 Hz.	2300 Hz.	2350 Hz.	2100 Hz.

	CONDICION VACIA		CONDICION CARGADA	
Sup.	1.0 lbs.	1.5 lbs.	1.0 lbs.	1.5 lbs.
w1	210 Hz.	195 Hz.	190 Hz.	180 Hz.
w2	510 Hz.	480 Hz.	470 Hz.	450 Hz.
w3	965 Hz.	900 Hz.	870 Hz.	830 Hz.
w4	1600 Hz.	1500 Hz.	1300 Hz.	1280 Hz.
w5 =	2600 Hz.	2400 Hz.	2500 Hz.	2300 Hz.

Tabla VI



$B(x)$  = Manga de la sección considerada.

$\rho$  = Densidad considerada.

#### CAPITULO IV

### MÉTODOS TEÓRICOS PARA EL CÁLCULO DE FRECUENCIAS

#### NATURALES

Establecidos los parámetros que intervienen en el

#### 4.1. CÁLCULO DE LA MASA AÑADIDA.

Para el cálculo de la masa añadida nos auxiliaremos de nuestro modelo que tiene una altura de 75.0 cms., luego la fórmula de Lewis enunciada por Todd, (30), y en base a estudios realizados referentes a este campo nos permiten darnos cuenta que los resultados obtenidos con la misma son bastante confiables.

$$ma(x) = C(x) * J(x) * B(x) ** 2 * \rho * \pi / 8. \quad 4.1$$

En la cual  $ma(x)$  = Masa añadida por unidad de longitud de la sección.

$C(x)$  = Factor de Lewis que depende del coeficiente de sección media considerada y de la razón Manga / Calado.

$J(x)$  = Factor por efecto tridimensional que depende del número de nodos y la razón Manga / Eslora.

$B(x)$  = Manga de la sección considerada.

$B(x)$  = Manga de la sección considerada. Coeficiente de  
 $\rho_0$  = Densidad del fluido considerado. Considerada. al  
 igual que la razón Manga. Con estos valores  
 Establecidos los parámetros que intervienen en el  
 cálculo de masa añadida, pasaremos al cálculo de la  
 misma para nuestro modelo. Para esto se dividirá el  
 modelo en diez secciones, las mismas que se encuentran  
 equidistantemente separadas. relaciones entre la Manga  
 Manga y la Esfera del modelo. Con estos valores:  
 Nuestro modelo tiene una eslora de 95.0 cmts., luego  
 cada sección tendrá 9.5 cmts. de longitud. Para el  
 cálculo del coeficiente de área seccional se  
 considerarán las dos condiciones de cargas mencionadas  
 en el capítulo dos.

Recordándose que en la Condición Cargada  
 consideraremos su maquinaria, materiales de faena,  
 tanques de combustibles y agua completamente llenos,  
 además se considera un valor estimado de carga. En la  
 Condición Vacía todo lo antes mencionado pero con la  
 diferencia de que sólo se considerará el 20% del  
 combustible y agua y el 25% de la carga estimada.

Luego procedemos al cálculo de los coeficientes y





relaciones necesarias, como lo son el Coeficiente de Area Seccional para cada estación considerada, al igual que la razón Manga /Calado. Con estos valores ya calculados, vamos a la figura 18, página 69, de la referencia (31), la misma que nos da el factor de Lewis para las diferentes secciones consideradas.

Despues determinamos las relaciones entre la Manga Máxima y la Eslora del modelo. Con estos valores y con el número de nodos deseados vamos a la figura 19, página 71 de la referencia (31), y determinamos el valor de  $J(x)$  por efectos tridimensionales y estimado por Lewis en los cálculos de la masa añadida de una viga-buque.

Determinados los valores de  $B(x)$ ,  $C(x)$ ,  $J(x)$ , procedemos al cálculo de la masa añadida de cada sección, el mismo que lo realizamos con ayuda de un programa de computación elaborado para este propósito.

Cabe anotar que todos los resultados presentados en la proxima tabla vienen expresados en la siguientes unidades : (grs.\*seg.\*\*2 / cmts\*\*2)



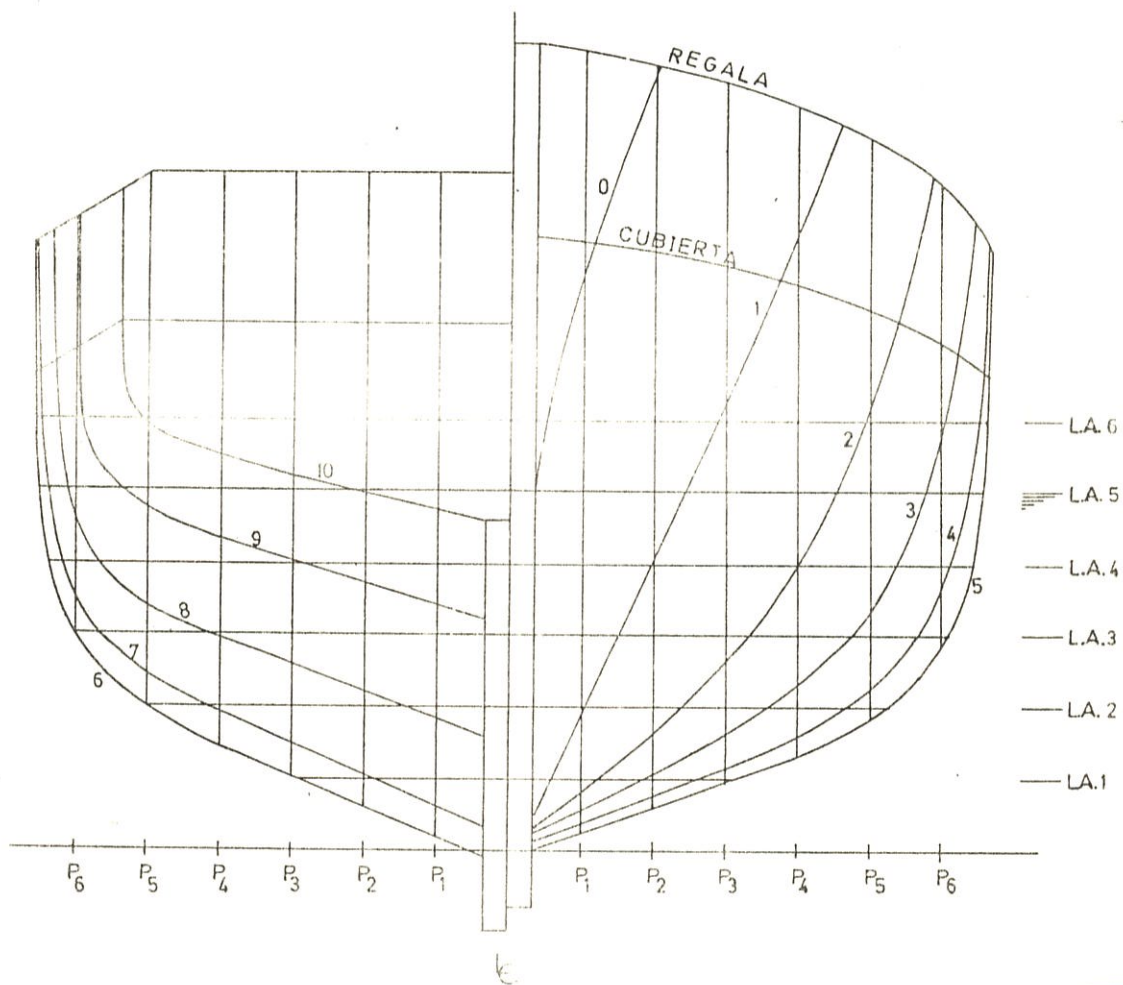


FIG. 4.1

Vista Frontal del Brincadeira



BIBLIOTECA

UNIDAD DE LAS FRECUENCIAS NATURALES Y MODOS DE VIBRACION.

RESULTADOS DE LOS CALCULOS DE LA MASA AÑADIDA

CONDICION VACIA

Est. Nº	Masa añadida.			
	2 nodos	3 nodos	4 nodos	5 nodos
1	0.0189	0.0167	0.0144	0.0130
2	0.0639	0.0566	0.0487	0.0440
3	0.1084	0.0959	0.0826	0.0746
4	0.1663	0.1473	0.1268	0.1145
5	0.1894	0.1676	0.1444	0.1304
6	0.1686	0.1492	0.1285	0.1161
7	0.1295	0.1146	0.0987	0.0891

CONDICION CARGADA

Est. Nº	Masa añadida.			
	2 nodos	3 nodos	4 nodos	5 nodos
1	0.0168	0.0146	0.0130	0.0116
2	0.0544	0.0474	0.0420	0.0376
3	0.1037	0.0904	0.8000	0.0717
4	0.1539	0.1341	0.1188	0.1064
5	0.1795	0.1564	0.1385	0.1241
6	0.1547	0.1348	0.1194	0.1069
7	0.1194	0.1040	0.0921	0.0825

Tabla VII



#### 4.2. CALCULO DE LAS FRECUENCIAS NATURALES Y MODOS DE VIBRACION.

Dentro de esta sección se procederá al cálculo teórico de las frecuencias naturales de vibración vertical, bajo las dos condiciones de carga ya establecidas en el capítulo dos. Para esto nos valemos de un programa de computación (18).

Para los presentes cálculos hemos considerado al modelo en diez secciones, tal como ocurrió en los cálculos de Inercias y masas añadidas, las mismas que representan las estaciones de diseño de nuestro prototipo.

Cabe indicar que en la realización de estos cálculos no se consideró la influencia de la superposición de la superestructura.

Los datos requeridos para el programa antes mencionado son los siguientes:

- Inercia seccional.
- Distribución de masa por unidad de longitud para cada

sección considerada.

Longitud de cada sección considerada.  
 Módulo de Elasticidad del material del modelo (26).  
 Es decir  $E = 3.11 \text{ E}07$  ( grs./cmt\*\*2 )

#### RESULTADOS DEL DISEÑO DE LAS FRECUENCIAS NATURALES

Debe mencionarse que este programa fue elaborado utilizando el método de Elementos Finitos, el cual permite su utilización para todo tipo de embarcación que se desee. Otro de los aspectos que debe tenerse en cuenta y no considera este programa es el efecto de las Fuerzas Cortantes que actúan en el modelo, el que se recomienda debería tenerse presente en estudios de este tipo (18).

Los resultados obtenidos son mostrados en la siguiente sección.

#### 4.3. RESULTADOS TEORICOS.

Una vez realizados los cálculos pertinentes para la predicción de las frecuencias naturales de vibración vertical, presentaremos en tablas los resultados obtenidos de los mismos.

Los valores abajo expuestos no consideran la corrección por el efecto de la Fuerza Cortante. La misma que no

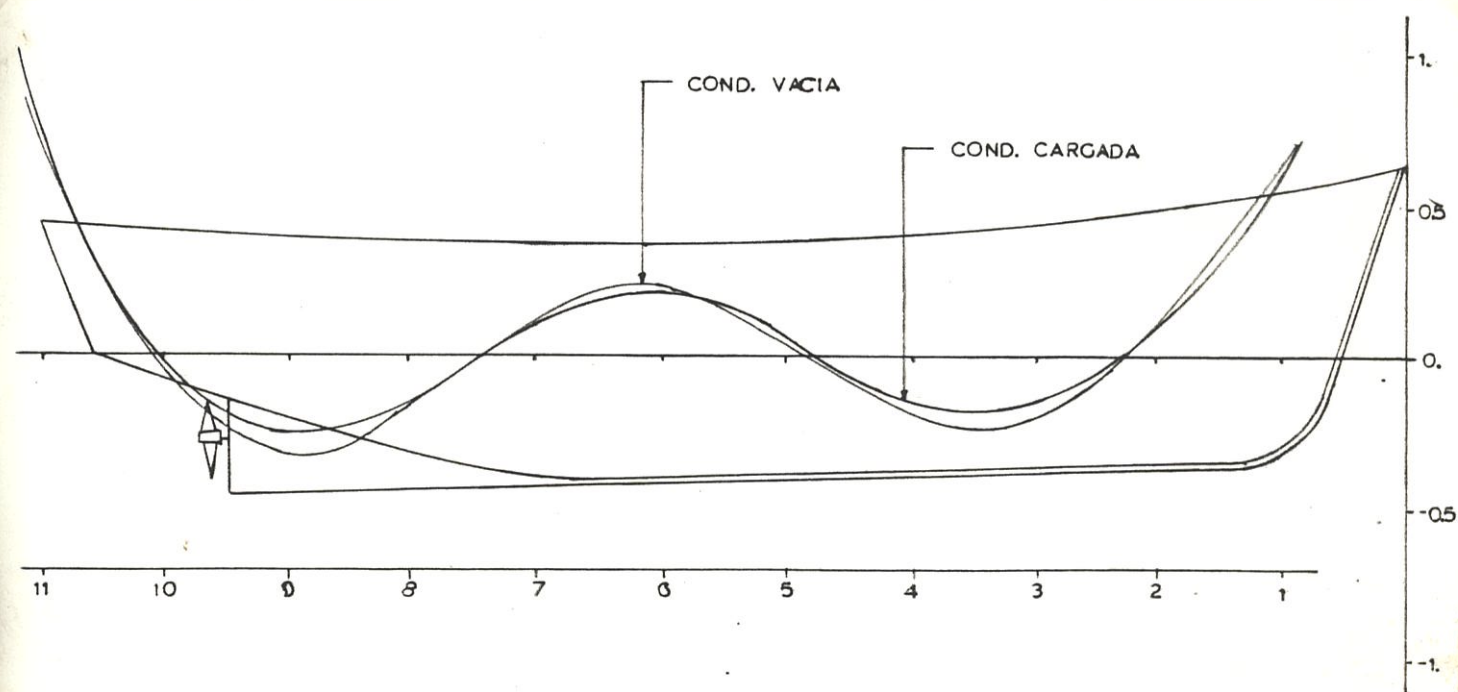
### RESULTADOS DEL CALCULO DE LAS FRECUENCIAS NATURALES

CONDICION VACIA	CONDICION CARGADA
Superestructura = 1.0 lbs.	Superestructura = 1.0 lbs.
w1 = 218.03 Hz.	w1 = 203.48 Hz.
w2 = 520.10 Hz.	w2 = 480.73 Hz.
w3 = 955.43 Hz.	w3 = 874.87 Hz.
w4 = 1542.51 Hz.	w4 = 1410.98 Hz.

CONDICION VACIA	CONDICION CARGADA
Superestructura = 1.5 lbs.	Superestructura = 1.5 lbs.
w1 = 215.56 Hz.	w1 = 200.16 Hz.
w2 = 518.66 Hz.	w2 = 479.16 Hz.
w3 = 952.08 Hz.	w3 = 872.48 Hz.
w4 = 1538.43 Hz.	w4 = 1400.08 Hz.

Tabla VIII

Como una forma de complementar estos resultados obtenidos presentaremos una figura, la misma que nos permite darnos cuenta la forma de los modos de vibración vertical considerados en la presente tesis.



BIBLIOTECA

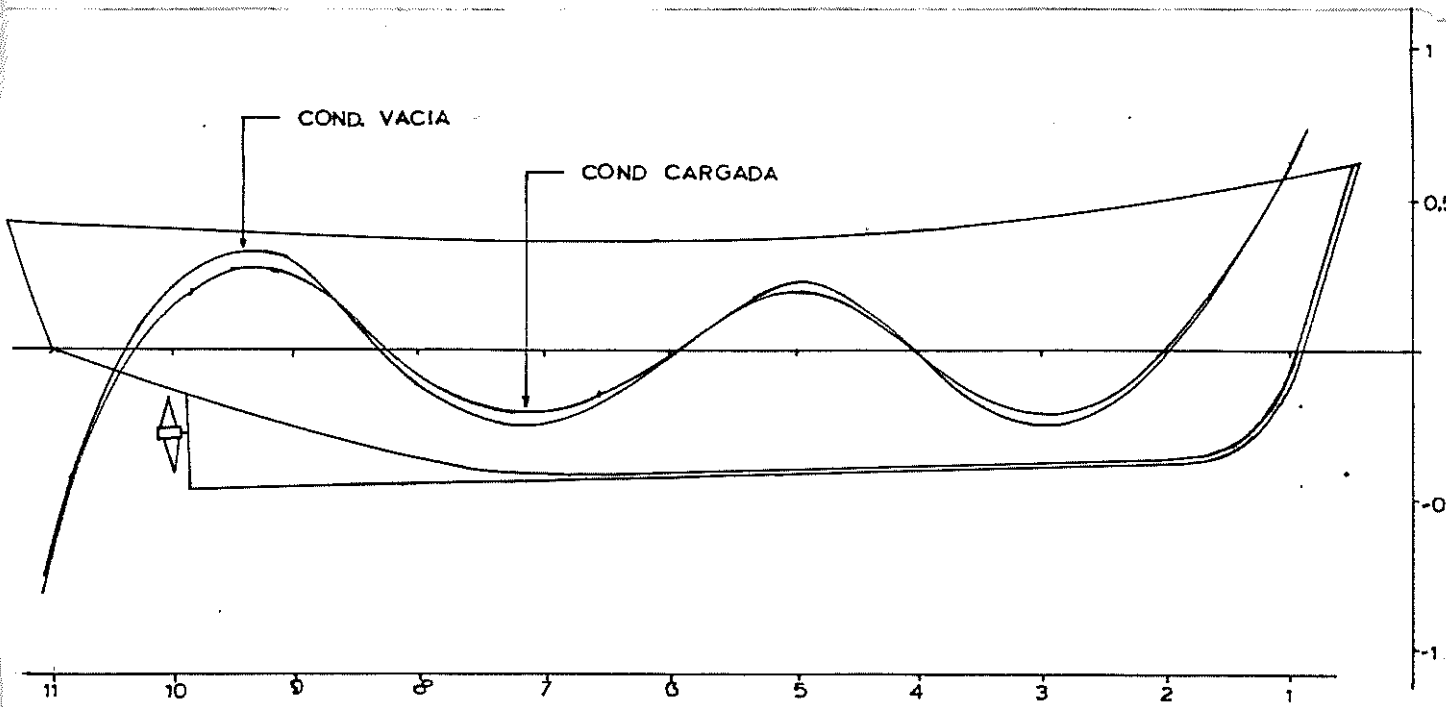


FIG 4.2

Modos de vibración vertical



RESULTADOS OBTENIDOS CON LA SIMULACION DE LA  
SUPERESTRUCTURA  
CAPITULO V

CONDICION VACIA      CONDICION CARGADA.

RESUMEN DE LOS RESULTADOS

Sim.    1.0 lbs.    1.5 lbs.    1.0 lbs.    1.5 lbs.

5.1. RESUMEN DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES Y

w2    TEORICOS.    430 Hz.    430 Hz.    440 Hz.

w3    930 Hz.    880 Hz.    850 Hz.    780 Hz.

A continuación presentamos un resumen de todos los resultados de los cálculos y pruebas experimentales realizadas, bajo los diferentes casos y condiciones de carga considerados a lo largo de esta tesis.

RESULTADOS OBTENIDOS CON LA SUPERPOSICION DE LA

Resultados Experimentales: aquí se presentan los resultados obtenidos bajo las dos condiciones y casos establecidos de superestructura, es decir con y sin ella.

Sim.    1.0 lbs.    1.5 lbs.    1.0 lbs.    1.5 lbs.

w1    210 Hz.    195 Hz.    198 Hz.    180 Hz.

w2    310 Hz.    420 Hz.    470 Hz.    450 Hz.

w3    740 Hz.    900 Hz.    870 Hz.    830 Hz.

w4    1200 Hz.    1500 Hz.    1300 Hz.    1260 Hz.

w5    2600 Hz.    2400 Hz.    2500 Hz.    2300 Hz.

Tabla X



BIBLIOTECA

RESULTADOS OBTENIDOS CON LA SIMULACION DE LA  
SUPERESTRUCTURA

Resultados del Programa VIBRACI

	CONDICION VACIA		CONDICION CARGADA.	
Sim.	1.0 lbs.	1.5 lbs.	1.0 lbs.	1.5 lbs.
w1	185 Hz.	180 Hz.	175 Hz.	170 Hz.
w2	470 Hz.	450 Hz.	450 Hz.	440 Hz.
w3	930 Hz.	880 Hz.	850 Hz.	780 Hz.
w4	1450 Hz.	1400 Hz.	1250 Hz.	1200 Hz.
w5	2400 Hz.	2300 Hz.	2350 Hz.	2100 Hz.

Tabla IX

RESULTADOS OBTENIDOS CON LA SUPERPOSICION DE LA  
SUPERESTRUCTURA

	CONDICION VACIA		CONDICION CARGADA	
Sup.	1.0 lbs.	1.5 lbs.	1.0 lbs.	1.5 lbs.
w1	210 Hz.	195 Hz.	188 Hz.	180 Hz.
w2	510 Hz.	480 Hz.	470 Hz.	450 Hz.
w3	965 Hz.	900 Hz.	870 Hz.	830 Hz.
w4	1600 Hz.	1500 Hz.	1300 Hz.	1280 Hz.
w5	2600 Hz.	2400 Hz.	2500 Hz.	2300 Hz.

Tabla X



Resultados teóricos: dentro de esta sección se clasificarán los:

Resultados del Programa VIBRUNI

Resultados de las constantes consideradas en el cálculo de las frecuencias naturales de vibración vertical (formula 2.2), obtenidas a partir de los resultados experimentales.

Resultados de las frecuencias determinadas a partir de los valores de las constantes de la formula 2.2.

#### RESULTADOS OBTENIDOS CON EL PROGRAMA VIBRUNI.

	CONDICION VACIA		CONDICION CARGADA.	
	1.0 lbs	1.5 lbs.	1.0 lbs.	1.5 lbs.
Sup.				
w1	218 Hz.	215 Hz.	203 Hz.	200 Hz.
w2	520 Hz.	519 Hz.	480 Hz.	479 Hz.
w3	955 Hz.	952 Hz.	874 Hz.	872 Hz.
w4	1542 Hz.	1538 Hz.	1410 Hz.	1400 Hz.

Tabla XI

Dentro de estos cálculos no se consideró el aumento de las inercias de las superestructuras, incluyendo

solamente su peso representativo, y en base a fórmulas del cálculo de metal efectivo, presentadas en el Resultados de las constantes obtenidas a partir de los valores experimentales, son aquellos valores obtenidos a partir de la fórmula 2.2, correspondiente al capítulo dos, mediante la relación funcional del teorema PI de Buckingham:

$$Cte = w / \sqrt{(E * B * D^{**3} / (Desp. * L^{**3}))} \quad 5.1$$

Fórmula que aplicada a los resultados experimentales con SIMULACION de la superestructura nos permitió obtener los siguientes resultados:

$$Cte = w / \sqrt{(E * B * D^{**3} / (Desp. * L^{**3}))} \quad 5.1$$

	CONDICION VACIA		CONDICION CARGADA	
	1.0 lbs.	1.5 lbs.	1.0 lbs.	1.5 lbs.
Sim.	1.0 lbs.	1.5 lbs.	1.0 lbs.	1.5 lbs.
Cte1	49.72	49.17	54.05	53.59
Cte2	126.33	122.94	140.15	138.72
Cte3	249.98	240.42	264.74	245.91
Cte4	389.76	382.49	389.32	328.80
Cte5	645.12	628.37	731.72	662.08

Tabla XII

Luego a partir de estos valores y en base a fórmulas del cálculo de Puntal Efectivo, presentadas en el capítulo 1.4 tenemos el nuevo grupo de resultados antes mencionados. Los mismos que los dividiremos en función del valor del su Puntal Efectivo!

Los obtenidos utilizando la fórmula 1.14 del cálculo del Puntal Efectivo propuesta por Todd, en el capítulo 1. De donde DE = 19.35 cmts.

Valor que utilizado en la siguiente fórmula 5.2 nos permitio calcular los valores de la frecuencias.

$$w = Cte \sqrt{(E * B * DE ** 3 / (Desp. * L ** 3))} \quad 5.2$$

Los resultados obtenidos son los siguientes:

	CONDICION VACIA	CONDICION CARGADA		
Wp1	1.27 lbs	1.27 lbs	1.27 lbs	1.27 lbs
w1	234.22 Hz	209.21 Hz	234.22 Hz	209.21 Hz
w2	339.48 Hz	325.27 Hz	339.48 Hz	325.27 Hz
w3	444.74 Hz	421.27 Hz	444.74 Hz	421.27 Hz
w4	549.99 Hz	517.27 Hz	549.99 Hz	517.27 Hz
w5	655.25 Hz	613.27 Hz	655.25 Hz	613.27 Hz
w6	760.50 Hz	709.27 Hz	760.50 Hz	709.27 Hz
w7	865.76 Hz	805.27 Hz	865.76 Hz	805.27 Hz
w8	971.01 Hz	901.27 Hz	971.01 Hz	901.27 Hz
w9	1076.27 Hz	997.27 Hz	1076.27 Hz	997.27 Hz
w10	1181.52 Hz	1093.27 Hz	1181.52 Hz	1093.27 Hz



	CONDICION VACIA		CONDICION CARGADA	
	1.0 lbs.	1.5 lbs.	1.0 lbs.	1.5 lbs.
Sup.	1.0 lbs.	1.5 lbs.	1.0 lbs.	1.5 lbs.
w1	258.22 Hz.	251.00 Hz.	244.09 Hz.	237.10 Hz.
w2	656.03 Hz.	627.60 Hz.	627.60 Hz.	613.70 Hz.
w3	1298.10 Hz.	1227.00 Hz.	1185.60 Hz.	1087.90 Hz.
w4	2023.92 Hz.	1952.77 Hz.	1720.33 Hz.	1324.30 Hz.
w5	3349.94 Hz.	3208.10 Hz.	3277.80 Hz.	2929.10 Hz.

Tabla XIII

Y la fórmula 1.16 propuesta por la Lloyd's Register of Shipping en el capítulo 1, para el cálculo del Puntal Efectivo. De donde  $DE = 17.41$  cmts.

	CONDICION VACIA		CONDICION CARGADA	
	1.0 lbs.	1.5 lbs.	1.0 lbs.	1.5 lbs.
Sup.	1.0 lbs.	1.5 lbs.	1.0 lbs.	1.5 lbs.
w1	220.22 Hz.	209.31 Hz.	208.30 Hz.	209.30 Hz.
w2	559.49 Hz.	523.27 Hz.	535.68 Hz.	523.78 Hz.
w3	1107.09 Hz.	1023.29 Hz.	1011.80 Hz.	928.50 Hz.
w4	1726.10 Hz.	1627.97 Hz.	1499.78 Hz.	1309.40 Hz.
w5	2857.00 Hz.	2674.52 Hz.	2674.52 Hz.	2499.80 Hz.

Tabla XIV

## 5.2. INTERPRETACION DE LOS RESULTADOS TEORICOS Y EXPERIMENTALES.

El objetivo fundamental de este trabajo es determinar en forma experimental la influencia de la superestructura sobre las frecuencias naturales de vibración vertical del casco de buques pesqueros tipo camaronero, utilizando para tal propósito un modelo representativo de los mismos.

En las siguientes tablas presentaremos las diferencias en porcentajes halladas entre las pruebas experimentales y los diferentes cálculos realizados a lo largo de esta tesis. Para lo cual hemos creído conveniente clasificarlos de la siguiente forma:

Diferencia en porcentajes entre los valores:

a) Entre las frecuencias determinadas experimentalmente con Superestructura - Sin Superestructura.

b) Entre las frecuencias obtenidas en forma Experimental y aquellas Calculadas usando el Puntal Efectivo.



BIBLIOTECA

Los resultados del porcentaje de diferencia obtenido entre los valores de las frecuencias naturales de vibración vertical, hallados en forma experimental son mostrados en la tabla XV.

Cálculos % de diferencia:  $((\text{Sup.} - \text{Sim.}) / \text{Sup.}) * 100$

	CONDICION VACIA		CONDICION CARGADA	
	1.0 lbs	1.5 lbs	1.0 lbs	1.5 lbs
Sup.				
w1	11.9 %	7.6 %	6.9 %	5.5%
w2 =	7.8 %	6.2 %	6.3 %	2.2%
w3 =	3.6 %	2.2 %	10.3 %	5.4%
w4 =	9.3 %	6.6 %	12.3 %	12.0%
w5 =	7.6 %	4.1 %	6.0 %	8.6%

Tabla XV

Continuando con la presentación de resultados tenemos los siguientes:



Diferencia en porcentaje =  $(\text{Exp.} - \text{Calc.} / \text{Exp.}) * 100$

Con DE = 19.32 cmts. Valor obtenido de la fórmula  
1.14 ( Todd ).

	CONDICION VACIA		CONDICION CARGADA	
	1.0 lbs	1.5 lbs	1.0 lbs	1.5 lbs.
Sup.				
w1	22.9 %	28.7 %	29.7 %	31.7 %
w2	28.6 %	30.7 %	33.5 %	36.3 %
w3	34.5 %	36.3 %	36.2 %	31.8 %
w4	26.4 %	30.1 %	30.0 %	22.7 %
w5	28.8 %	33.6 %	31.1 %	27.7 %

Tabla XVI



## DETERMINACION DE LAS RELACIONES EMPIRICAS.

Se utilizaron los factores pertinentes y las pruebas experimentales del caso, para establecer a partir de las mismas relaciones empíricas para el cálculo de:

Con DE = 17.41 cmts. Valor obtenido de la fórmula 1.16 (Lloyd's Register of Shipping).

Según los resultados obtenidos presento el siguiente cuadro:

	CONDICION VACIA		CONDICION CARGADA	
	1.0 lbs	1.5 lbs	1.0 lbs	1.5 lbs.
w1	4.8 %	7.3 %	10.7 %	12.3 %
w2	9.6 %	9.0 %	13.7 %	16.3 %
w3	14.7 %	13.6 %	16.2 %	12.5 %
w4	7.8 %	8.5 %	14.4 %	4.7 %
w5	9.8 %	11.4 %	11.8 %	8.6 %

De este cuadro resulta **Tabla XVII** en donde se muestra la aplicación de las fórmulas del Capítulo IV, del Capítulo V, del Capítulo VI, de los capítulos de las frecuencias naturales de vibración vertical en aguas profundas.

La relación que se va a usar para establecerla dentro del cálculo de las frecuencias naturales de vibración

### 5.3 DETERMINACION DE LAS RELACIONES EMPIRICAS.

Realizados los cálculos pertinentes y las pruebas experimentales del caso, poder establecer a partir de las mismas relaciones empíricas para el cálculo del Puntal Efectivo resulta poco confiables, como se explica a continuación.

Según los resultados obtenidos mediante el uso de fórmulas empíricas para el cálculo del Puntal Efectivo ( presentadas en el capítulo 1 ) estos dan una diferencia en porcentajes demasiada grande, en relación a los obtenidos en forma experimental. Luego establecer un valor promedio de los mencionados porcentajes no resulta conveniente, debido a la irregularidad con que se dan los mismos en los diferentes valores de las frecuencias naturales.

De aquí que podemos concluir que no es apropiado la utilización de las fórmulas del Puntal Efectivo, del capítulo 1 dentro del cálculo de las frecuencias naturales de vibración vertical en buques pesqueros.

La relación que sí se puede dejar establecida dentro del cálculo de las frecuencias naturales de vibración

vertical, es la obtenida en el capítulo 2, basada en el teorema PI de Buckingham y que es la siguiente:

RELACION DE LOS VALORES NATURALES DEL PROTOTIPO

$$\frac{W}{\sqrt{(B * D ** 3 * E / \text{Desp.} * L ** 3)}} = \frac{w}{\sqrt{(b * d ** 3 * e / \text{desp.} * l ** 3)}}$$

Prototipo  Modelo

De donde podemos concluir que:

$$W = \sqrt{\frac{(E * B * D ** 3)}{(\text{Desp.} * L ** 3)}} * \text{Cte } i$$

En donde  $E = 8.82 \text{ E07 (Kgrs. / mts ** 2)}$  (17).



BIBLIOTECA

Relación que nos permitió hallar los valores de las frecuencias naturales de nuestro prototipo, los mismos que pueden ser tomados como patrón para comparaciones en trabajos en este tipo. Estos valores son:

RESULTADOS DE LAS FRECUENCIAS NATURALES DEL PROTOTIPO  
BRINCADEIRA

	CONDICION VACIA		CONDICION CARGADA	
	Sup. 1	Sup. 2	Sup. 1	Sup. 2
w1	246.00	239.40	232.80	226.20
w2	625.80	598.80	592.80	585.60
w3	1237.80	1171.20	1131.60	1038.60
w4	1930.20	1864.20	1664.40	1597.80
w5	3195.40	3062.40	3129.00	2784.00

Tabla XVIII

Los resultados presentados arriba se encuentran expresados en ciclos por minutos (C.P.M.).

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Hemos considerado en esta tesis un modelo de Acrílico de un buque pesquero tipo 'Camaronero' (de madera), el cual fue hecho en función de un factor de escala establecido y de las dimensiones del prototipo seleccionado para este caso.

Se realizaron cálculos y pruebas de tipo experimental para determinar las frecuencias naturales de vibración vertical, considerando la influencia de la superestructura. A partir de los cuales obtuvimos una serie de resultados, los mismos que luego de ser analizados y comparados entre sí nos permiten llegar a las siguientes conclusiones:

1.-) Según el procedimiento seguido para determinar el efecto que la superestructura produce en la vibración vertical del casco de un buque pesquero, podemos concluir que SI EXISTE INFLUENCIA. Habiendo sido este el factor principal que despertó nuestro interés para el desarrollo experimental de la presente tesis, creemos conveniente volver a presentar el cuadro de las diferencias en porcentajes que existe entre los resultados obtenidos con

simulación y superposición de superestructura, presentado en capítulo 5.

Cálculos % de diferencia:  $((\text{Sup.} - \text{Sim.}) / \text{Sup.}) * 100$

	CONDICION VACIA		CONDICION CARGADA	
	1.0 lbs	1.5 lbs	1.0 lbs	1.5 lbs
Sup.	1.0 lbs	1.5 lbs	1.0 lbs	1.5 lbs
w1	11.9 %	7.6 %	6.9 %	5.5%
w2 =	7.8 %	6.2 %	6.3 %	2.2%
w3 =	3.6 %	2.2 %	10.3 %	5.4%
w4 =	9.3 %	6.6 %	12.3 %	12.0%
w5 =	7.6 %	4.1 %	6.0 %	8.6%

Los resultados mostrados nos demuestran que existe la mencionada influencia, a pesar de no existir similaridad entre uno y otro modo de vibración, los mismos que inicialmente decrecen, luego aumentan para finalmente decrecer.

2.-) De las fórmulas 1.16 y 1.14 enunciadas por Todd, (30) y la Lloyd's Register of Shipping, (14), respectivamente, para el cálculo del Puntal Efectivo en la determinación de las frecuencias naturales de vibración vertical, y que fueron

utilizadas a manera de verificación en la presente tesis, podemos concluir que su uso NO ES RECOMENDABLE en embarcaciones de tipo pesquero (camaronero).

Luego establecer valores o un factor promedio a ser considerado en la determinación de las frecuencias naturales de vibración vertical, no sería adecuado a partir de los resultados obtenidos en la presente tesis debido a la irregularidad y alta diferencia de porcentaje que existe entre los valores experimentales y los obtenidos a partir de las constantes determinadas de la fórmula 5.1.

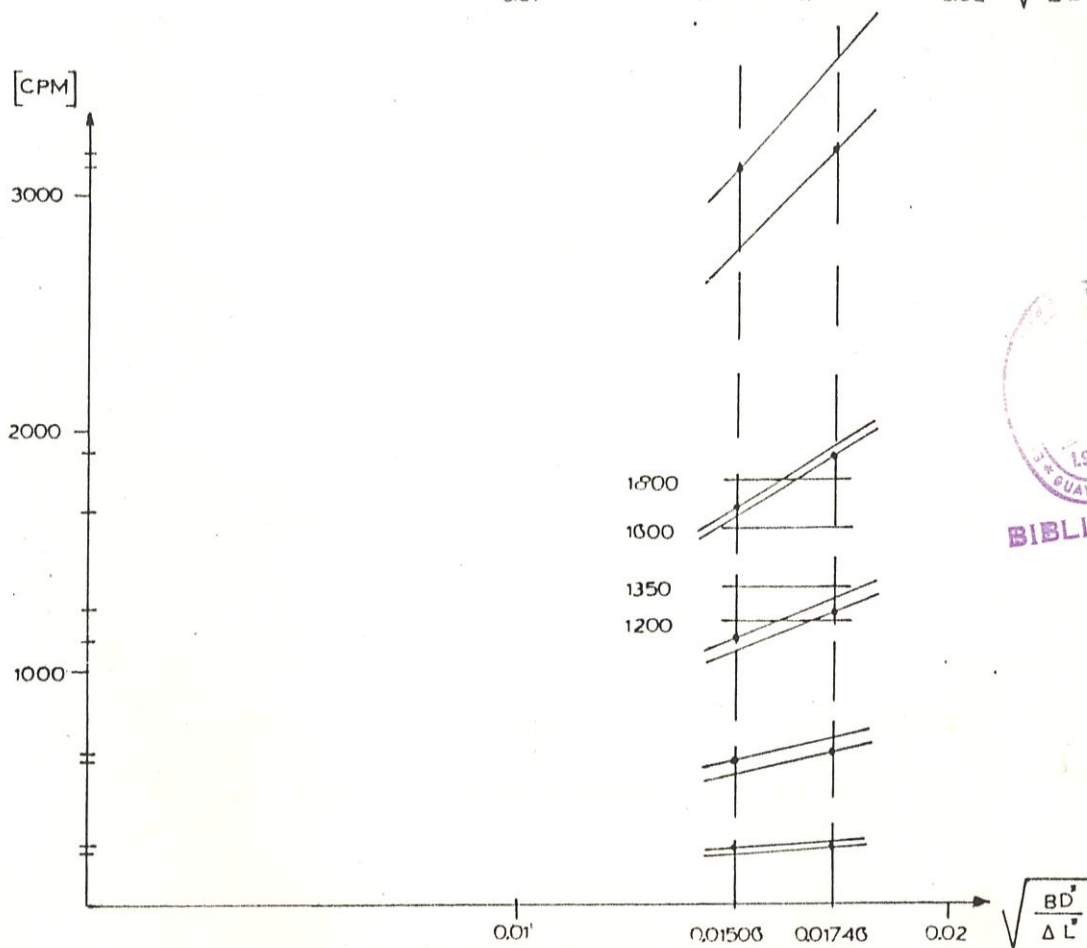
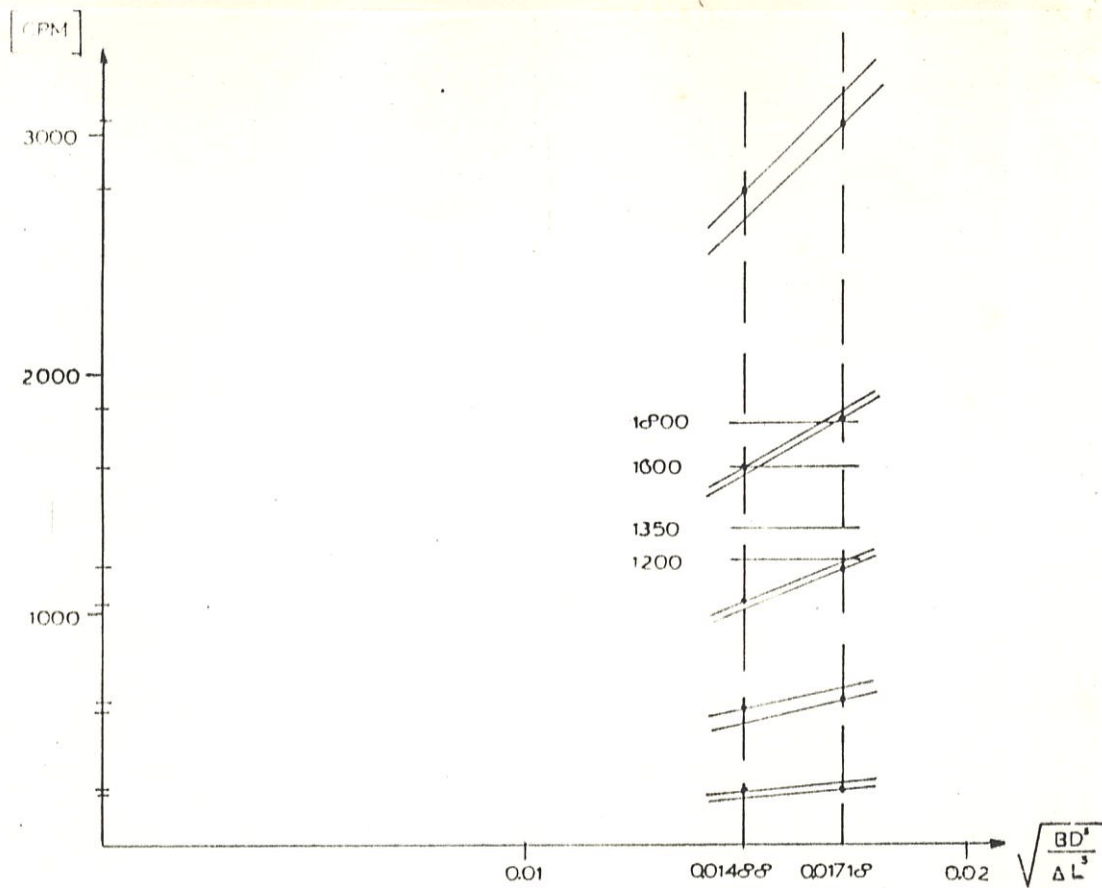
3.-) Es posible realizar simulaciones con modelos de prototipos de buques pesqueros para predecir las frecuencias naturales de vibración vertical de los mismos, incluyendo el efecto de la superestructura, afirmación que la hacemos en base a la relación funcional verificada en el capítulo dos de la presente tesis ( fórmula 2.2 ).

Esta relación nos permitió determinar para nuestro prototipo las frecuencias de naturales de vibración vertical, valores que combinados con las de excitación de una helice de tres ó cuatro palas, ( que son las consideradas para el grupo de embarcaciones presentadas en la tabla I, es decir de buques pesqueros tipos 'camaroneros' que pertenecen a nuestro medio),



pueden producir condiciones resonantes. Un gráfico de las mismas nos permitirá entender mejor lo antes mencionado.

Cabe mencionar que las velocidades de rotación de las helices para las mencionadas embarcaciones están entre: 400 y 450 rpm.



4.-) En lo que respecta al programa VIBRUNI existente en la Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar, su utilización es bastante buena, como para calcular valores aproximados de frecuencias naturales de vibración vertical para todo tipo de embarcación, a pesar de que el mencionado programa no considera el efecto de la Fuerza Cortante.

RECOMENDACIONES .- Dentro de las recomendaciones a considerar para próximos trabajos de este tipo, creemos conveniente que deberían considerarse las siguientes:

1.-) Construcción de modelos en una sola pieza, de tal manera que nos permitan comparar los resultados de sus frecuencias naturales de vibración vertical, con las obtenidas con modelos contruídos por medio de tracas o cintas, que fue lo considerado en nuestro caso.

2.-) La utilización de un excitador de gran longitud, de tal manera que su colocación sea en la parte inferior del casco del modelo y de una longitud tal que permita ser utilizado aún cuando se considere al modelo con superestructura.

3.-) La construcción de un modelo del buque pesquero tipo camarero BRINCADEIRA, con el otro tipo de material recomendado para esta clase de trabajos (2), el P.V.C. ( Polivinil Clorato ); predecir sus frecuencias naturales de

APENDICE

CALCULO DE LOS NUMEROS PI SEGUN EL TEOREMA DE BUCKINGHAM

Variables que intervienen en el cálculo:

w = Frecuencia ( 1/T )  
m = masa por unidad de longitud ( F T \*\*2 / L \*\*2 )  
E = Módulo de Elasticidad del mat. ( F / L \*\*2 )  
I = Inercia ( L \*\*4 )  
L = Longitud del modelo ( L )

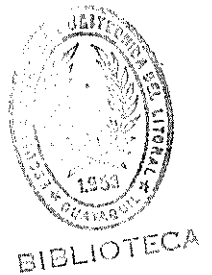
Variables repetitivas: L , m , E.

Variables no-repetitivas: I, W

donde :

w = ( 1/T ) ; L = ( L ) ; m = ( F T \*\*2 ) / L \*\*2 ;  
E = (( F ) / ( L \*\*2 )) ; I = ( L \*\* 4 )

Luego N = 5 y M = 3



El número de factores PI a determinarse es 2

Determinación del primer número PI:

$$PI_1 = w(L) **a (m) **b (E) **c ;$$

es decir:

$$0 = (1/T) (L) **a (F T**2 / L**2) **b (F / L**2) **c$$

$$T: -1 + 2b = 0 \quad = \quad b = 1/2$$

$$L: a - 2b - 2c = 0$$

$$F: b + c = 0$$

Reemplazando  $b=1/2$  en la tercera de las ecuaciones:

$$(-1/2) + c = 0 \quad c = -1/2$$

Y finalmente usando la segunda de las ecuaciones:

$$a = 2(1/2) + 2(-1/2) = (1 - 1) = 0$$

de donde:

$$\underline{PI1 = w ( m )^{0.5} / E}$$

Determinación del segundo número PI:

$$PI2 = I ( L )^{d ( m )^{e ( E )^{f}}$$

$$0 = L^{4 ( L )^{d ( F T^{2} / L^{2} )^{e ( F / L^{2} )^{f}}$$

$$L: 4 + d - 2e - 2f = 0$$

$$F: e + f = 0$$

$$T: 2e = 0 = e = 0$$

Reemplazando la tercera ecuación en la segunda:

$$f = 0$$

Y reemplazando en la primera:

$$4 + d = 0 = d = -4$$

de donde:



FI2 = I ( L \*\* -4 )

FI2 = I / L \*\*4



BIBLIOTHEQUE

WRITE(6,73) A(I),B(I),J(I),C(I)

FORMAT(5X,4(10.4,2))

CONTINUE

GAMMA= 1.0

WRITE(6,50) GAMMA

FORMAT(7.2X,'PESO ESPECIFICO = ',F7.4,'/CM\*\*3) //

\*\*\*\*\*

DO 60 I=1,NEST

PROGRAMA PARA EL CALCULO DE LA MASA ANADIDA DEL MODELO DE UN BUQUE PESQUERO TIPO 'CAMARONERO' DE ACRILICO REALIZADO POR OSCAR JOSE NOE VARGAS

WRITE(6,100) N

FORMAT(7.2X,'NUMERO DE REDOS = ',I4,'//

CALCULO DE MAS ANADIDA MEDIANTE EL USO DEL FACTOR LEWIS

\*\*\*\*\*

DESCRIPCION DE LAS VARIABLES A UTILIZARSE

L= ESLORA DE LA EMBARCACION  
B(I)= MANGA DE CADA ESTACION  
H(I)= CALADO EN CADA SECCION  
CS(I)= COEFICIENTE DE SECCION MEDIA DE CADA ESTACION  
EST(I)= NUMERO DE ESTACIONES  
A(I)= AREA SECCIONAL DE CADA ESTACION  
M(I)= MASA ANADIDA EN CADA ESTACION  
LAS UNIDADES CON LAS CUALES SE TRABAJAN SON UNIDADES METRICAS EL FLUIDO EN EL CUAL SE TRABAJA ES 'AGUA'

\*\*\*\*\*

REAL A(40),B(40),H(40),CS(40),J(9),C(40),MC(40),ML(9)

REAL L(4),M(40)

CHARACTER\*50 PROYEC,CASE

CHARACTER\*4 RESP

WRITE(6,10)

FORMAT(//,2X,' PROGRAMA MASA ANADIDA = VIBRACION VERTICAL UNI-  
\*DIRECCIONAL',//)

READ(1,\*) L(1),H(1),M(1)

WRITE(6,5) L(1),H(1),M(1)

FORMAT(8X,'L =',F5.2,8X,'M =',F5.2,8X,'H =',F5.2)

READ(1,15) PROYEC

WRITE(6,20) PROYEC

READ(1,15) CASE

WRITE(6,30) CASE

FORMAT(A50)

FORMAT(/,2X,'PROYECTO = ',A50)

FORMAT(/,2X,'CASO = ',A50//2X,' DATOS',//)

READ(1,\*)NEST

WRITE(6,40)NEST

FORMAT(2X\*NUMERO DE ESTACIONES =',I4,///,2X,'PROPIEDADES DE LAS  
\*ESTACIONES',///)

FORMAT(5X,'AREA SECCIONAL',5X,'MANGA',10X,'J(I)',12X,'C(I)',/,6X,'

\*(CM\*\*2)',10X,'(CM)')

READ(1,\*)N

WRITE(6,55)

S=3.1416/8.

DO 60 I=1,NEST

READ(1,\*) A(I),B(I),J(I),C(I)



BIBLIOTECA

INE02410  
INE02420  
INE02430  
INE02440  
INE02450  
INE02460  
INE02470  
INE02480  
INE02490  
INE02500  
INE02510  
INE02520  
INE02530  
INE02540  
INE02550  
INE02560  
INE02570  
INE02580  
INE02590  
INE02600  
INE02610  
INE02620  
INE02630  
INE02640  
INE02650  
INE02660  
INE02670  
INE02680  
INE02690  
INE02700  
INE02710  
INE02720  
INE02730  
INE02740  
INE02750  
INE02760  
INE02770  
INE02780  
INE02790  
INE02800  
INE02810  
INE02820  
INE02830  
INE02840  
INE02850  
INE02860  
INE02870  
INE02880  
INE02890  
INE02900  
INE02910  
INE02920  
INE02930  
INE02940  
INE02950  
INE02960  
INE02970  
INE02980  
INE02990  
INE03000



```
WRITE(6,75) A(I),B(I),J(I),C(I)
FORMAT(5X,4(F8.4,8X))
CONTINUE
GAMMA= 1.0
WRITE(6,80) GAMMA
FORMAT(/,2X,' PESO ESPECIFICO = ',F7.4,/,4X,' (GR/CM**3)',/,//
*,10X,' RESULTADOS',/,//,2X,' SECC.',3X,' MASA ANADIDA',/,/,10X,' ( GR*SEG.
***2/CM**2)')
DO 90 I=1,NEST
M(I)= (S*GAMMA*(B(I)**2.)*C(I)*J(I))*10.20
WRITE(6,95) I,M(I)
FORMAT(3X,I2,4X,F10.4)
WRITE(6,100) N
FORMAT(/,/,2X,' NUMERO DE NODOS = ',I4,//)
STOP
END
```

INE03010  
INE03020  
INE03030  
INE03040  
INE03050  
INE03060  
INE03070  
INE03080  
INE03090  
INE03100  
INE03110  
INE03120  
INE03130  
INE03140  
INE03150  
INE03160  
INE03170  
INE03180  
INE03190  
INE03200  
INE03210  
INE03220  
INE03230  
INE03240  
INE03250  
INE03260  
INE03270  
INE03280  
INE03290  
INE03300  
INE03310  
INE03320  
INE03330  
INE03340  
INE03350  
INE03360  
INE03370  
INE03380  
INE03390  
INE03400  
INE03410  
INE03420  
INE03430  
INE03440  
INE03450  
INE03460  
INE03470  
INE03480  
INE03490  
INE03500  
INE03510  
INE03520  
INE03530  
INE03540  
INE03550  
INE03560  
INE03570  
INE03580  
INE03590  
INE03600



BIBLIOTECA

INEC3610  
INEC3620  
INEC3630  
INEC3640  
INEC3650  
INEC3660  
INEC3670  
INEC3680  
INEC3690  
INEC3700  
INEC3710  
INEC3720  
INEC3730  
INEC3740  
INEC3750  
INEC3760  
INEC3770  
INEC3780  
INEC3790  
INEC3800  
INEC3810  
INEC3820  
INEC3830  
INEC3840  
INEC3850  
INEC3860  
INEC3870  
INEC3880  
INEC3890  
INEC3900  
INEC3910  
INEC3920  
INEC3930  
INEC3940  
INEC3950  
INEC3960  
INEC3970  
INEC3980  
INEC3990  
INEC4000  
INEC4010  
INEC4020  
INEC4030  
INEC4040  
INEC4050  
INEC4060  
INEC4070  
INEC4080  
INEC4090  
INEC4100  
INEC4110  
INEC4120  
INEC4130  
INEC4140  
INEC4150  
INEC4160  
INEC4170  
INEC4180  
INEC4190  
INEC4200

\*\*\*\*\*  
\*\*\*\*\*

PROGRAMA PARA EL CALCULO DE INERCIAS, CENTRO DE GRAVEDAD  
REALIZADO POR OSCAR NOE VARGAS

\*\*\*\*\*  
\*\*\*\*\*

```
REAL*8 IN,D,P,T,B  
DIMENSION IN(10),X(10),ROA(10)  
READ(1,*)X(1),X(2),X(3),X(4),X(5)  
DO 10 I=1,5  
CALL ELIP(X,I,Y)  
B = Y  
SAH2 = (D**2.)*(D-P)*T/2. + (B**3.)/4.  
SIO = T/6.*(D-P)**3. + B/12. * P ** 3.  
SAHH = (B/2.*P**2. + D * (D-P)* T) ** 2.  
SAHH = SAHH/(B*P + 2 * (D-P) * T )  
IN(I) = SAH2 + SIO - SAHH  
ROA(I) = (2. * (D-P)* T + X(I)+ P) * (RO/980.)  
CONTINUE  
WRITE(6,20)  
0 FORMAT(1H1,'DISTRIBUCION DE INERCIA POR SECCIONES Y MASA/LONG.')DO 30 I=1,4  
WRITE(6,40)X(I),IN(I),ROA(I)  
0 FORMAT(3D15.4)  
0 CONTINUE  
STOP  
END  
SUBROUTINE ELIP(XI,I,YI)  
DIMENSION X1(10),Y1(10)  
Y1(I) = SQRT(1-(X1(I)/600.)*2.)*75.  
RETURN  
END
```



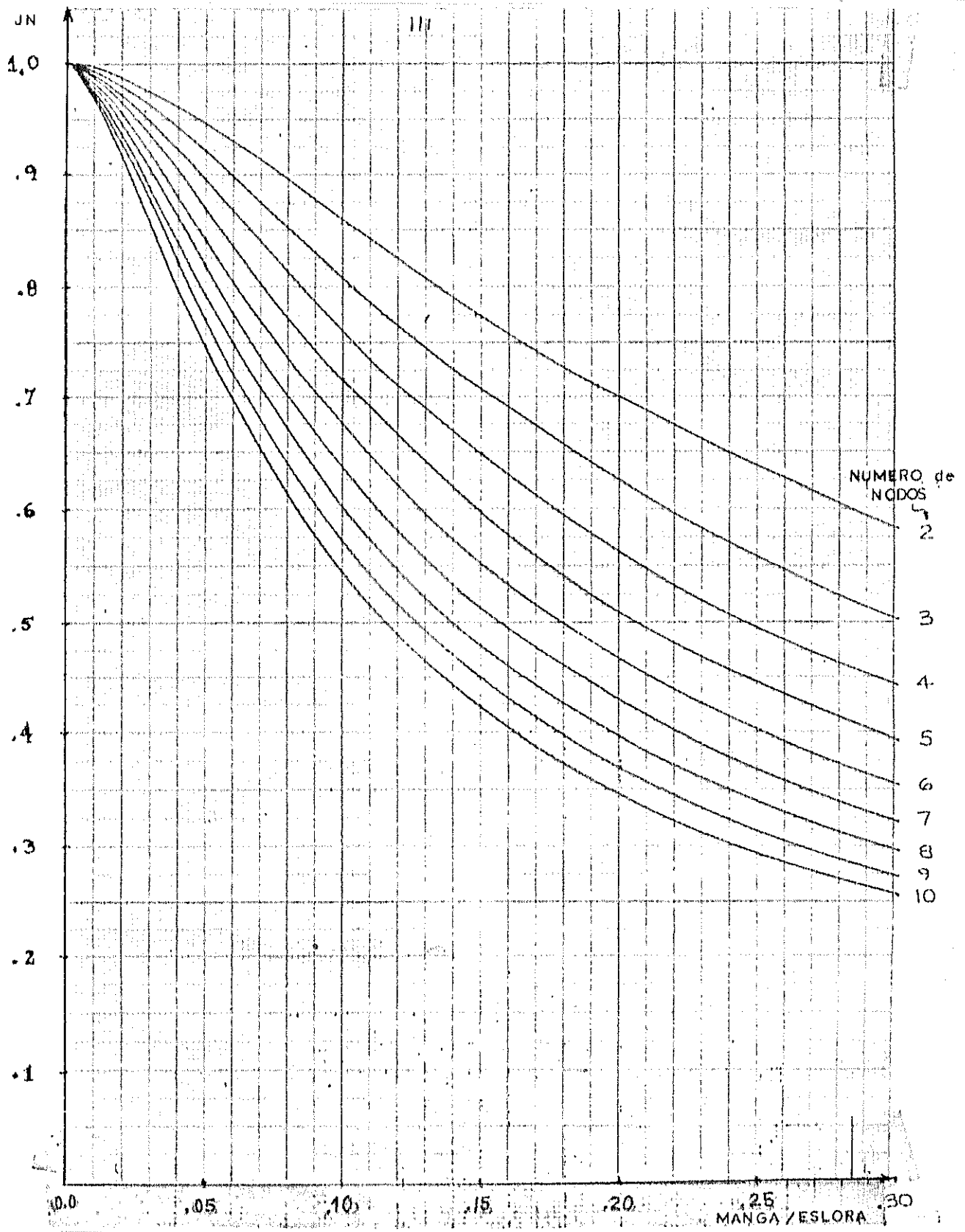
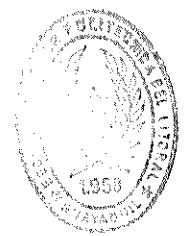


GRAFICO DE LA CONSTANTE J(x) POR EFECTO TRIDIMENSIONAL

(31).



BIBLIOTECA

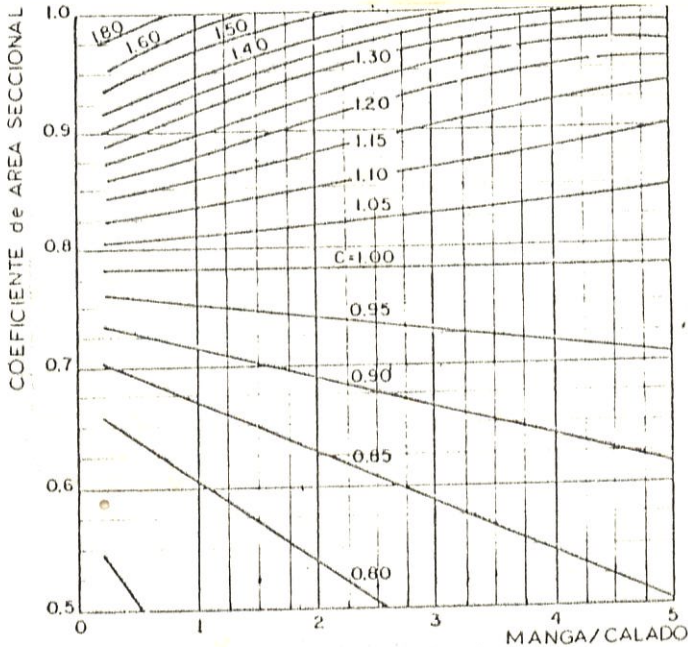


GRAFICO DEL FACTOR DE LEWIS (31).



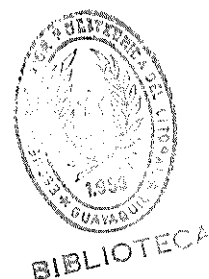
BIBLIOTECA

1. CHAPMAN, J.E. The Interaction Between a Ship's Hull and a Long Superstructure, S.N.A.M.E., Enero, 1950, 693-712 p.

BIBLIOGRAFIA

2. D.J. STICKELL LTD. Technical Information Manual.
1. BUERMAN, T.M. Ship Design and Construction, Capítulo V, S.N.A.M.E. 1969, 224-247 p.
  2. FOX y Mc-DONALD. The Design of Structures, S.N.A.M.E., 1980.
  2. BRAITHWAITE, J.C. and WILLIAMS, R. The use of scale models in predicting the behavior of complex structures, The Institution of Engineers and Shipbuilders, Transactions 62-63 Vol 79. Enero, 1963, 149-157 p.
  3. BURHGRAEF and ARKENBOUT SKHOKKER. The design of Merchant Ship. Vol. IV, S.N.A.M.E., 585-597 p.
  4. BARRIL, L.C., ROBSON, W.R.L. Ship Vibration Entrained Water Experiments, S.N.A.M.E., Marzo, 1962, 415-444 p.
  5. CALDWELL, J.B. The Effect of Superstructures on the Longitudinal Strength of Ships, S.N.A.M.E., Marzo, 1957, 664-680 p.
  6. CRAWFORD, LYDON. Theory of Long Ship's superstructures, S.N.A.M.E., Enero, 1950, 693-712 p.
  7. LARA, OTTON. Design and Construction of a Merchant Ship.

7. CHAPMAN, J.C. The Interaction Between a Ship's Hull and a Long Superstructures, S.N.A.M.E., Enero, 1950, 693-712 p.
8. D.J BIRCHALL LTD. Technical Information Manual, Vibration Measurements.
9. FOX y MC-DONALD. Mecánica de Fluidos. ESPOL, 1984.
10. JOHNSON A.J. Stresses in Deckhouse and Superstructure, S.N.A.M.E., 1963, 634-641 p.
11. KORVIN and KROUKOUSKY, B.V. Theory of Sea Keeping, S.N.A.M.E., 1961, 291-292 p.
12. LING DYNAMIC SYSTEMS LIMITED. Instruction Manual, Amplifier Model TPO 25, Inglaterra, Septiembre, 1974, 1-3 p.
13. LING DYNAMIC SYSTEMS. Instruction Manual, Amplifier Model 100, Junio, 1973, 4-10 p.
14. LOPEZ GARCIA y BENITA FERNANDEZ. Estructuras del Buque, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales, Madrid, 1972, 151-156, 393-404 p.
15. LARA, OTTON. Design and Construction of a Model of



13. Bridge. University of California. p 20-75.
14. MARIN, J.R. Vibraciones del Buque, ESPOL, 1986.
15. MARIN, J.R. Vibración Vertical del Casco de Buques Pesqueros, IX Congreso Panamericano de Ingeniería Naval, Transporte Marítimo e Ingeniería Portuaria, Julio, 1985.
16. MARIN, J.R. VIBRACION : Vibración Transversal Unidireccional, Documentación del Programa, Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar (ESPOL), 1985.
17. MC. GOLDRICK, R.T. Ship Vibration. Department of the Navy, Report 1451, Chapter 3, Diciembre, 1960, 1-11 p.
18. MARINA MERCANTE. Boletín Estadístico, 1983.
19. MARTIN DOMINGUEZ. Cálculo de Estructuras de Buques, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales, Madrid, 10 Agosto, 1969, 18-27 p.
20. MUCKLE, W. Strength of Ship's Structures, Capitulo 4, Edward Arnold Ltd., Londres, 1967.



23. MUNRRO and SMITH. Naval Architecture for Merchant Navy Officers, Ernert Been Limited, London, 1965.
24. NOE, O. y MARIN, J. Cálculo de las Frecuencias Naturales y Modos de Vibración de Vigas Libre-Libre, Revista Tecnológica, ESPOL, Octubre, 1985.
25. NOWACKI, HORST. Ship Vibration Lecture Notes, The University of Michigan, College of Engineering. Mayo, 1970.
26. PERRY, R. and CHILTON C. Manual del Ingeniero Químico, quinta edición, McGraw - Hill, 1977.
27. PUIG, M. y RIOFRIO S. Construcción Naval en Madera, E.S.P.O.L 1974.
28. SCHURING, DIETERICH J. Scale Models in Engineering, Fundamentals and Applications, primera edición, Wheaton Vo. Exeter, Inglaterra, 1977, 54-58 p.
29. SINGER, F.L. Resistencia de Materiales. Harper Row Latinoamerica, Harla S.A., Mexico, 1971, 584-587 p.
30. TODD, F. Ship Hull Vibrations. Edward Arnold Ltd, Inglaterra 1961, 67-76; 90-91 p.



BIBLIOTEC



31. VORUS, W.S. Vibrations of Ships, Capitulo VIII  
Principles of Naval Architecture, por publicarse, 68-72  
p.
32. WHITAKER JAMES. Vibration in Small Ships, Fishing  
Boats of the World, editado por Jan-Olof Traung,  
Fishing News (Books) Limited, Londres, Inglaterra,  
433-437 p.

\* S.N.A.M.E : The Society of Naval Architects and Marine  
Engineers.

ESPOL : Escuela Superior Politecnica del Litoral.

