ESCUELA SUPERIOR

POLITECNICA DEL LITORAL

FACULTAD DE INGENIERIA MARITIMA Y CIENCIAS DEL MAR

"ANALISIS TEORICO - EXPERIMENTAL DE ELEMENTOS ESTRUCTURALES LOCALES EN EMBARCACIONES MENORES: BASE DE MAQUINAS"

PROYECTO DE GRADO

Previa a la obtención del Título de

INGENIERO NAVAL

Presentado por:

KETTY AZUCENA HERNANDEZ AGURTO

GUAYAQUIL - ECUADOR

1991

D E C L A R A C I O N E X P R E S A

"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 la ESPOL).

AZUCENA HERNANDEZ AGURTO
Nombre y firma del autor

BIBLIOTECA
FAC. ING.
MARITIMA

Ing. Néstor Alejandro O.
Sub-Decano Facultad Ing.
Marítima y Ciencias del Mar
Presidente Tribunal

Doctor José R. Marín
Director de Tópicos

M. C. Raùl Coello F.
Miembro Tribunal

Ing. Miguel Fierro
Miembro Tribunal

BIBLIOTECA
FAC. ING.
MARITIMA

D E D I C A T O R I A

A Dios

A Mis Padres, Mi Esposo,

y Mis Hijos

A G R A D E C I M I E N T O

Al DR. JOSE ROLANDO MARIN, por su constante e invalorable ayuda, brindada a lo largo de este semestre.

A todas aquellas personas que me brindarón su apoyo, paciencia y amistad, durante la elaboración del presente trabajo.

BIBLIOTECA
FAC. ING.
MARITIMA

RESUMEN

Este trabajo presenta el cálculo de las deformaciones que sufre un modelo de Base de Máquinas al aplicarle una carga axial. A partir de este parámetro se determinará la rigidez de la base, siguiendo el método desarrollado en la publicación de S.N.A.M.E. Longitudinal Stiffness of Main Thrust Bearing Foundations, (Rigidez Longitudinal de la Base del Cojinete de Empuje), [8]. Se pretende comprobar en forma experimental la validez de este método.

En el capítulo uno se muestra la secuencia de construcción del modelo de acrílico de base de máquinas, en función de las dimensiones del prototipo escogido. Se realiza una presentación del equipo utilizado y de las secuencias experimentales. Además se presentan los resultados obtenidos de las deformaciones unitarias que fueron sensadas con la ayuda de los extensómetros y las deformaciones axiales a partir del indicador de carátula.

En el capítulo dos, siguiendo la referencia [8], se calcula la rigidez de la base de máquinas. Se realiza el análisis para determinar las deformaciones axiales producidas por la aplicación de una carga axial a la altura del centro del eje.

El inverso de esta deformación puede interpretrarse como la rigidez de la Base de Máquinas.

En el capítulo tres se realiza una comparación entre los resultados obtenidos experimentalmente y teóricamente. Se determinaron porcentajes de diferencia entre los valores de deformaciones unitaria obtenidos por el medidor de deformaciones y el cálculo analítico.

Se encontró que la diferencia entre los resultados analíticos y experimentales para la rigidez de la Base de Máquinas fluctúa entre el 38% y el 18%.

INDICE GENERAL

RESUMEN..... VI

INDICE GENERAL..... VII

INDICE DE FIGURAS..... X

INDICE DE TABLAS..... XII

INTRODUCCION..... XIII

CAPITULO I

TRABAJO EXPERIMENTAL..... 16

1.1 Introducción..... 16

1.2 Procedimientos Experimentales..... 17

1.2.1 Detalles para la Construcción del Modelo de Base de Máquinas..... 17

1.2.2 Equipo Utilizado..... 23

1.2.3 Descripción de las Pruebas Experimentales. 27

1.3 Resultados Experimentales 31

CAPITULO II

DETERMINACION ANALITICA DE LA RIGIDEZ DE LA BASE DE MAQUINAS

2.1 Introducción..... 35

2.2 Deformación Axial debido a la Rotación de la Base.... 36

2.3 Deformación Axial por Corte de la Base..... 41

2.4 Deformación por Flexión..... 43

2.5 Resultados obtenidos analíticamente..... 45

CAPITULO III

RESUMEN DE RESULTADOS.....57

3.1 Resumen de Resultados: Experimentales y Analiticos..

3.2 Análisis Comparativo de Resultados: Experimentales y Analíticos..... 60

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 63

APENDICES:

APENDICE "A" : 67

"CALCULO DEL MODULO DE ELASTICIDAD TANGENCIAL"

APENDICE "B" : 71

"CALCULO DE LA PENDIENTE PARA UNA VIGA SIMPLEMENTE APOYADA"

BIBLIOGRAFIA 77

INDICE DE FIGURAS

Figura No.1 MODELO DEL SISTEMA PROPULSOR APLICADO A VIBRACION LONGITUDINAL

Figura No.1.1 VISTA DE PERFIL DE BASE DE MAQUINAS

Figura No.1.2 VISTA DE PLANTA DE BASE DE MAQUINAS

Figura No.1.3 MODELO DE LA BASE DE MAQUINA EN ACRILICO

Figura No.1.4 BASE METALICA PARA EL MODELO

Figura No.1.5 APLICACION DE PLANCHA CALIENTE PARA OBTENER LA CURVATURA DEL FONDO

Figura No.1.6 BLOQUE DE MADERA REPRESENTANDO AL MOTOR

Figura No.1.7 SISTEMA PARA APLICAR CARGAS

Figura No.1.8 EQUIPO UTILIZADO

Figura No.1.9 UBICACION DEL EXTENSOMETRO EN EL FONDO DE LA BASE DE MAQUINA

Figura No.1.10 POSICION DEL INDICADOR DE CARATULA

Figura No.1.11 DEFORMACION UNITARIA VS. CARGA

Figura No.1.12 DEFORMACION AXIAL VS. CARGA

Figura No.2.1 DEFORMACION POR ROTACION DEL FONDO DE LA BASE DE MAQUINAS

Figura No.2.2 MOMENTO FLECTOR PRODUCIDO POR LA CARGA

Figura No.2.3 DEFLEXION PRODUCIDA POR LA CARGA

Figura No.2.4 SECCION LONGITUDINAL DE LA BASE QUE ACTUA EN CORTE

Figura No.2.5 DEFORMACION POR CORTE DE LA BASE DE MAQUINA

Figura No.2.6 DEFORMACION POR FLEXION DE LA BASE DE MAQUINA

Figura No.2.7 DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE

Figura No.2.8 DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR

Figura No.2.9 DEFORMACION AXIAL POR ROTACION DE LA BASE

Figura No.2.10 SECCION REPRESENTATIVA DE LA BASE DE MAQUINAS

Figura No.A.1 MAQUINA UNIVERSAL DE ENSAYOS DE MATERIALES

Figura No.B.1 VIGA SIMPLEMENTE APOYADA

Figura No.B.2 DEFORMACION DE LA VIGA SOMETIDA A UN MOMENTO FLECTOR M_1

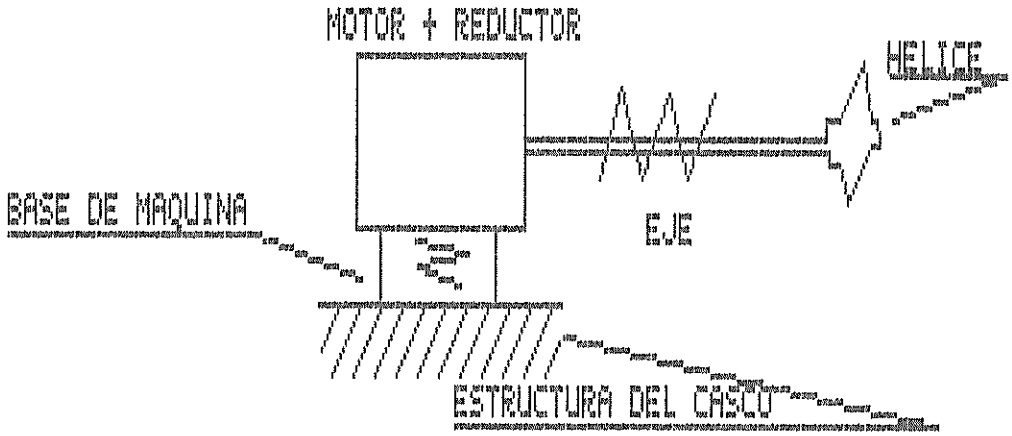
INDICE DE TABLAS

Tabla No. I	RESULTADOS EXPERIMENTALES DE CARGA VS. DEFORMACION
Tabla No.II	RESULTADOS EXPERIMENTALES DE LA DEFORMACION AXIAL Y RIGIDEZ DE LA BASE DE MAQUINAS
Tabla No.III	RESULTADOS ANALITICOS DE LA DEFORMACION POR ROTACION DE LA BASE DE MAQUINAS
Tabla No.IV	RESULTADOS ANALITICOS DE CARGA VS. DEFORMACION
Tabla No.V	RESULTADOS ANALITICOS DE CARGA VS. DEFORMACION POR FLEXION
Tabla No.VI	RESULTADOS DE LA RIGIDEZ DE LA BASE
Tabla No.VII	RESULTADOS DEFORMACION UNITARIA
Tabla No.VIII	RESULTADOS ANALITICOS DE LAS DEFORMACIONES
Tabla No.IX	RESULTADOS EXPERIMENTALES Y ANALITICOS DE LAS DEFORMACIONES QUE SUFRE LA BASE DE MAQUINAS POR LA APLICACION DE CARGAS AXIALES
Tabla No.X	RESULTADOS DE LA RIGIDEZ DE BASE DE MAQUINAS
Tabla No.XI	VALORES DE LA DEFORMACIONES UNITARIAS
Tabla No.XII	RESULTADOS DE DIFERENCIAS DE PORCENTAJE
Tabla No.A.1	CALCULO DEL COEFICIENTE DE POISSON

INTRODUCCION

Para desarrollar análisis de vibración longitudinal en el caso de sistemas que poseen reductor unido al motor principal, se puede modelar el sistema propulsor de la manera presentada en la Figura No.1., ver [4]. En ella se concentra en el extremo del eje propulsor a la masa de la hélice y la masa añadida a ella por efecto del agua. Se considera al eje como un resorte sin masa. El término más complicado de calcular es la rigidez de la base de máquinas. SNAME tiene una publicación que sirve de guía para su cálculo Longitudinal Stiffness of Main Thrust Bearing Foundations, Reporte R-15, 1972, (Rigidez Longitudinal de Base del Cojinete de Empuje), [8]. Sin embargo, cabe anotar que SNAME no considera los resultados de está publicación como conclusivos.

De acuerdo con la referencia [8], la Rigidez axial de la Base de Máquinas se puede calcular como el inverso de su flexibilidad longitudinal. La flexibilidad por definición es la deformación debido a una carga unitaria. Entonces lo que se debe hacer para su cálculo es aplicar una carga unitaria a



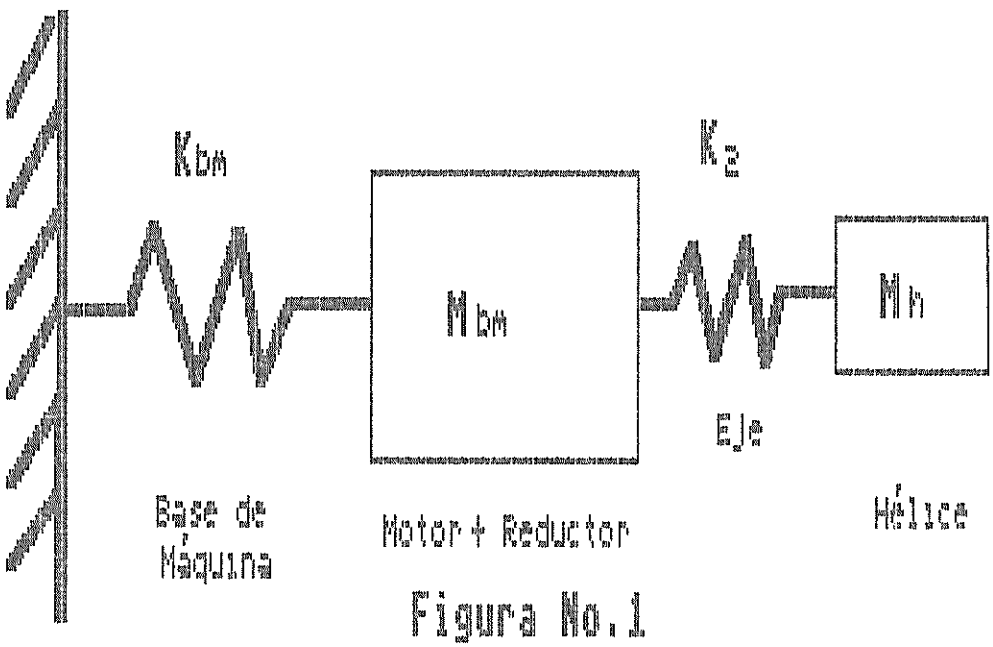


Figura No.1

Modelo del Sistema propulsor aplicado a Vibración Longitudinal, [4]

BIBLIOTECA
FAC. ING.
MARITIMA

la altura del centro del eje, y calcular la deformación axial que resulta de esta acción. Esta deformación, según la referencia [8], es la suma de tres componentes: rotación producida por la estructura del fondo de la base, f_1 , deformación por corte de la base, f_3 y la deformación por flexión de la misma base, f_2:

$$f = f_1 + f_2 + f_3$$

Luego:

$$k_{base} = 1/f$$

Por la complejidad del Cálculo de la Rigidez de la Base de Máquinas, se presenta la necesidad del trabajo experimental. Este servirá para comprobar el método propuesto por SNAME para calcular la rigidez de la Base de Máquinas.

BIBLIOTECA
FAC. ING.
MARITIMA

CAPITULO I

TRABAJO EXPERIMENTAL

1.1. INTRODUCCION

El material que se utilizó para construir la Base de Máquinas es el acrílico, que cumple ciertos requerimientos generales observados para este tipo de trabajo. Entre éstos tenemos: ser apto para trabajos a pequeña escala sin necesidad de usar herramientas especiales, ser de bajo costo, etc., ver [5]. Se utilizó la resina, usada en trabajos de fibra de vidrio en el área naval, para pegar los elementos estructurales que conforman el modelo de base de máquinas.

1.2 PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

1.2.1 DETALLES DE LA CONSTRUCCION DEL MODELO DE BASE DE MAQUINAS.

La Base de Máquinas que se utilizó para este trabajo, corresponde a la Gabarra Bahía de Caráquez, construída por ASTINAVE, para dar servicio en la zona del Estuario de Bahía de Caráquez. Las dimensiones de la Base de Máquinas se indican en la Figura No. 1.1 y 1.2., [1].

Las consideraciones que se tomó para dimensionar el modelo, fueron las de reducir costos y optimizar el uso de la plancha de acrílico disponible. Debido a la restricción del presupuesto que se maneja en esta clase de trabajo, se tuvo que emplear un solo espesor para todo el modelo y a una escala pequeña.

Partiendo del diseño real, se construyó el modelo con una escala de 1:10. La Figura No. 1.3. muestra el modelo construído con plancha de 4 mm. de espesor. Está compuesto por el fondo y las planchas transversales, unidos por escuadras trapezoidales. El modelo se ubicó

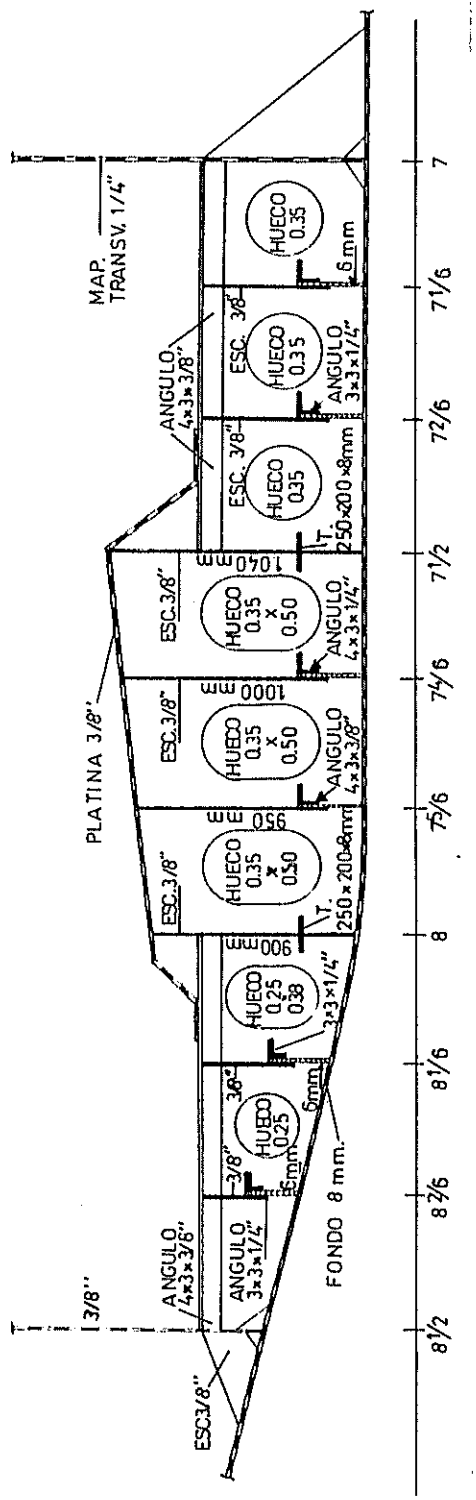


Figura No.1.1

VISTA DE PERFIL DE BASE DE MAQUINAS

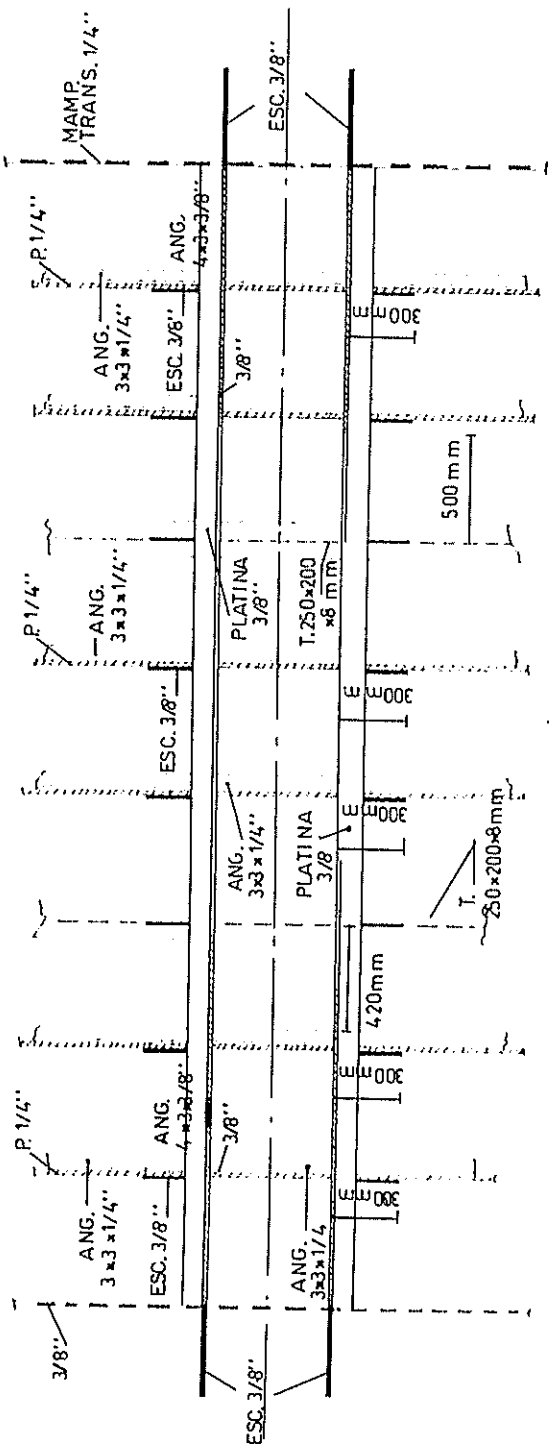


Figura No.1.2

VISTA DE PLANTA DE BASE DE MAQUINAS

sobre una base metálica construida de ángulos aligerados de 1½ x 1½ pulgadas, ver Figura No. 1.4.

Es necesario presentar los detalles de la construcción del modelo, porque nos permitirá posteriormente identificar algún error que se de en los resultados experimentales. A continuación se describe detalladamente la construcción del modelo.

Uno de los principales inconvenientes en la construcción del modelo fue la curvatura que debía tener el fondo en la zona de popa. Aunque se podía construir el fondo del buque como plano totalmente, se lo construyó con la curvatura para tener más realismo en el modelo. Esta curvatura fue obtenida aplicando una plancha eléctrica caliente sobre el fondo del modelo y ejerciendo fuerza sobre ésta, hasta alcanzar la curvatura deseada. Para evitar daño al acrílico se interpuso un trapo entre la plancha y el modelo, ver Figura No. 1.5.

La elaboración de elementos tales como: planas, escuadras y otros que conforman la estructura de base de máquinas tomó tiempo y paciencia por lo laborioso de su

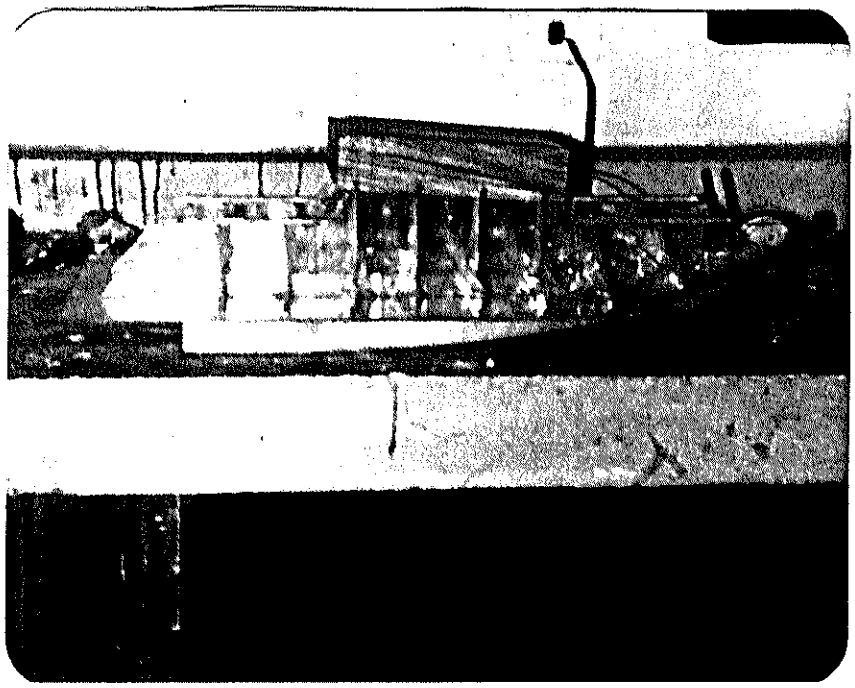


Figura No.1.3

MODELO DE LA BASE DE MAQUINA EN ACRILICO

Figura No.1.4

BASE METALICA PARA EL MODELO

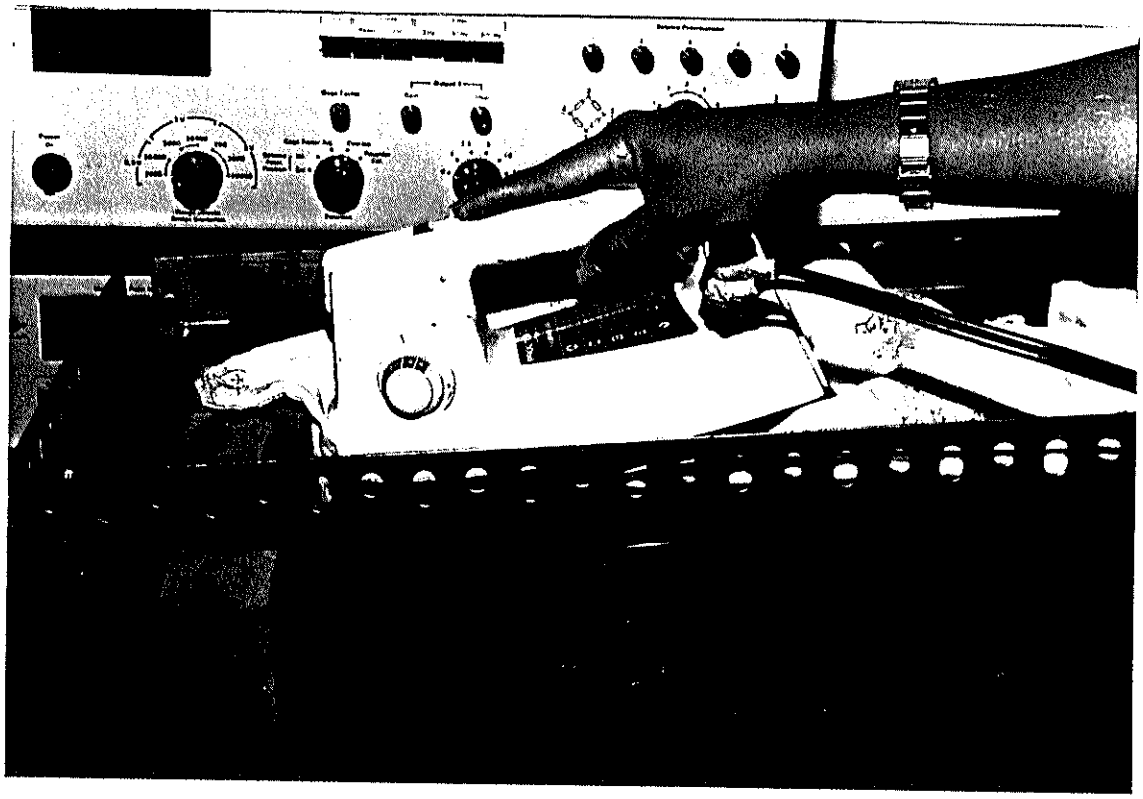


Figura No.1.5

APLICACION DE PLANCHA CALIENTE PARA OBTENER

LA CURVATURA DEL MODELO

construcción y unión entre ellos. El mantener alineados estos elementos fue otro inconveniente que se presentó; se utilizo pesos y cinta adhesiva para mantenerlos fijos y alineados hasta que se pegaron completamente.

Para representar al motor se utilizó madera, construyendo un bloque de 20x16x4.6 cm. el que se une a la base a través de canales con ranuras, las que se sujetan a cada escuadra de la base, ver Figura No. 1.6. A una altura de 12.3 cm. del fondo se colocó un tornillo a presión el que servirá para unir el hilo nylon, al que se le aplicará las cargas. Empleando una polea las cargas son representadas por pesos aplicados al extremo del hilo nylon, ver Figura No. 1.7.

1.2.2. EQUIPO UTILIZADO

Los equipos utilizados en la prueba son los siguientes, ver Figura No. 1.8.:

a) Indicador de Deformaciones ("Strain Indicator") modelo 1526, marca Brüel & Kjaer, de la F.I.M.C.M.

BIBLIOTECA FAC. ING. MARITIMA

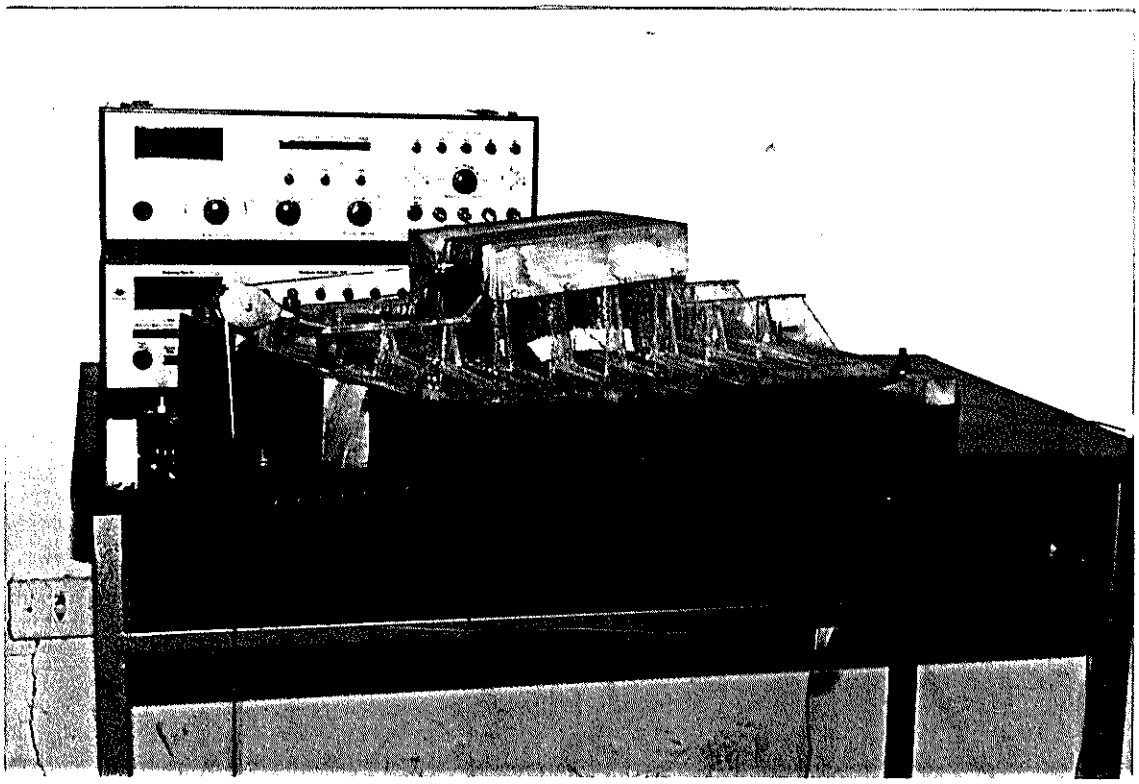


Figura No.1.6

BLOQUE DE MADERA REPRESENTANDO AL MOTOR

BIBL... FAC. ING. MARITIMA

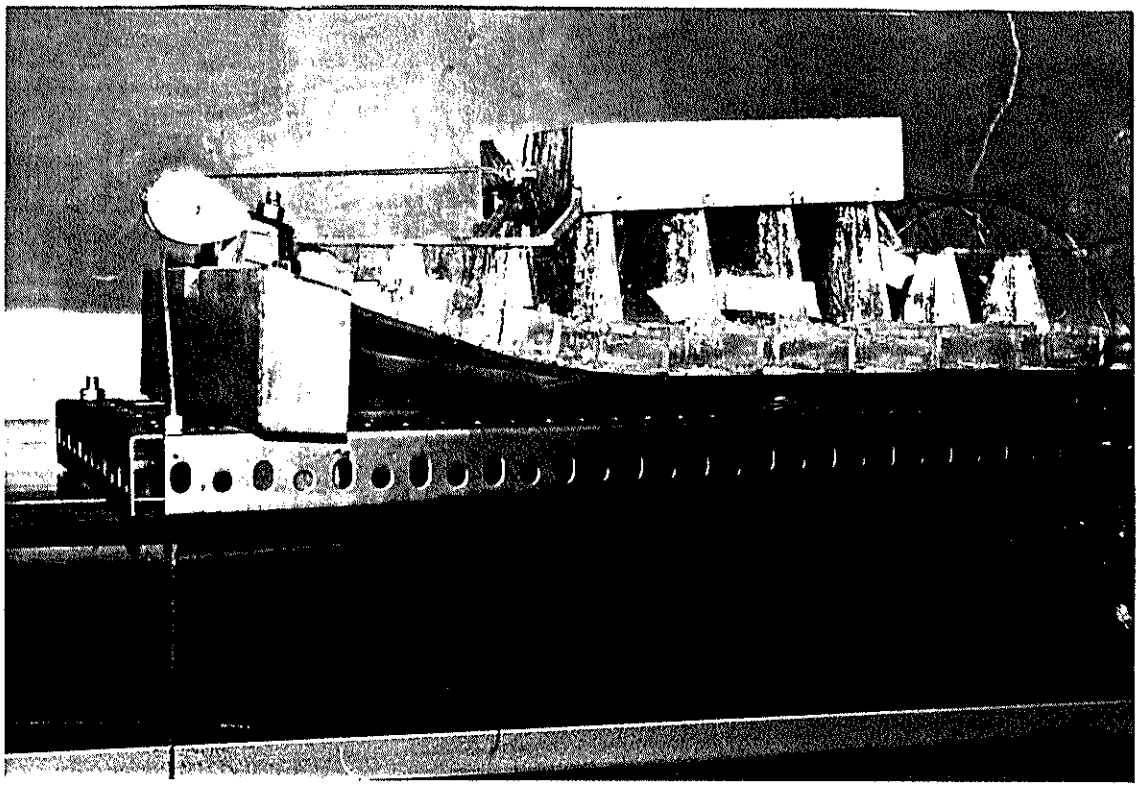


Figura No.1.7

SISTEMA PARA APLICAR CARGAS

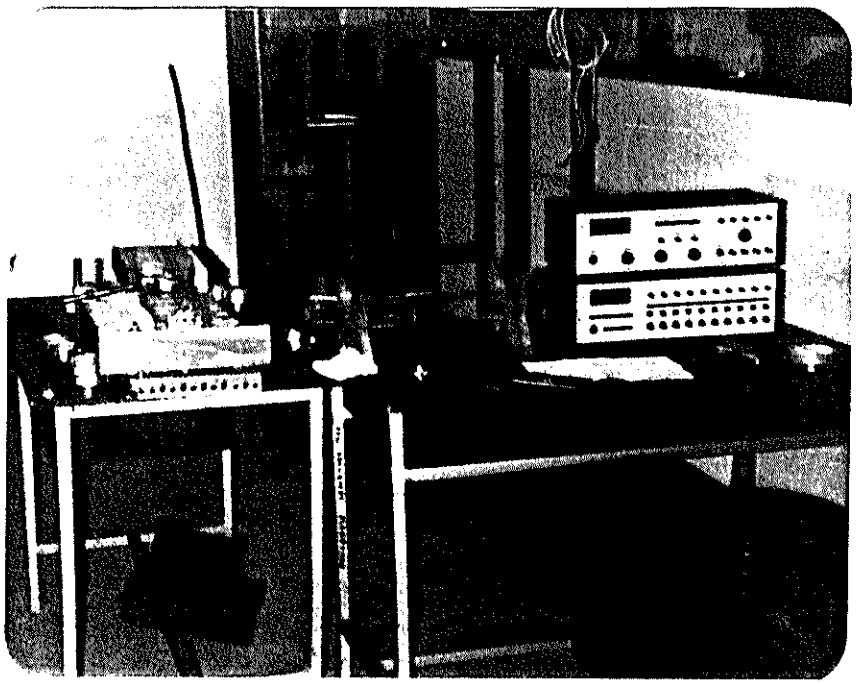


Figura No.1.8

EQUIPO UTILIZADO

b) Extensómetros de resistencia eléctrica con factor de medición ("gage factor") de 2.04 y con resistencia eléctrica nominal de 120 ohmnios.

c) Indicador de Carátula para medir las deformaciones axiales en 0.001".

Para medir deformaciones unitarias se utilizó un extensómetro de resistencia eléctrica, pegado al modelo de prueba, de tal manera que la deformación de éste se transmita directamente al conductor sin resbalamiento relativo entre ellos. En la Figura No. 1.9 se muestra esquemáticamente el extensómetro con dos alambres finos de aleación pegado al fondo de la base de máquinas.

1.2.3 DESCRIPCION DE LAS PRUEBAS EXPERIMENTALES

A continuación se presenta una descripción de la prueba experimental realizada bajo diferentes condiciones de cargas.

BIBLIOTECA
FAC. ING.
MARITIMA

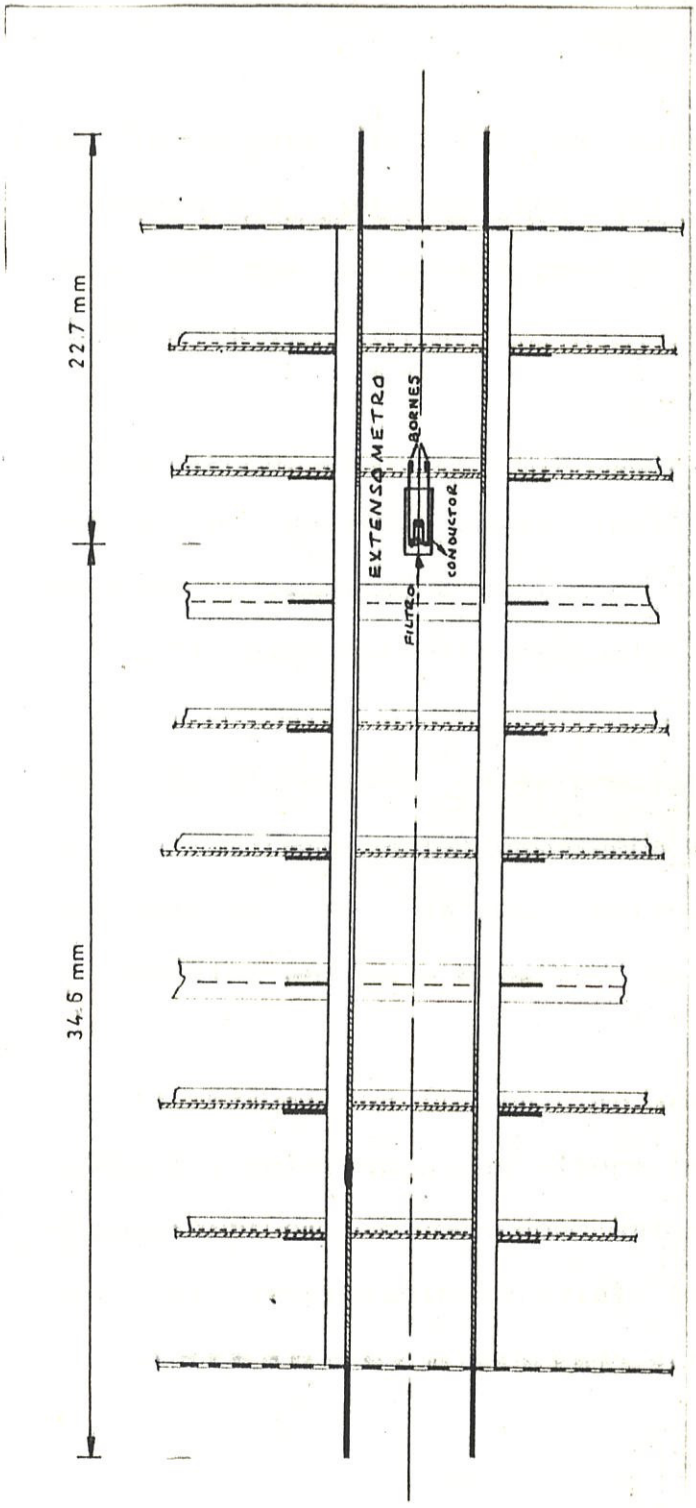


Figura No.1.9

UBICACION DEL EXTENSOMETRO EN EL FONDO DE LA BASE DE MAQUINAS

BIBLIOTECA FAC. ING. MARITIMA

En la Figura No. 1.9 se muestra el modelo con el extensómetro ubicado con sus hilos paralelos a la dirección que se quiere conocer la deformación, esto es en dirección axial.

Seguidamente se procede a conectar el extensómetro al medidor de deformaciones. Instalado el medidor se lo enciende y selecciona el factor del extensómetro ("gage factor") dado por el fabricante (2.04).

Encerado el medidor de deformaciones se procede luego a aplicar la carga axial de prueba al modelo, se inicia la adquisición de datos, obténiendose el valor de deformación unitaria para cada carga aplicada.

En la Figura No. 1.10, se observa el Indicador de Carátula, colocado a una altura de 10 cm. del fondo. Este dispositivo como se mencionó anteriormente nos sirve para medir el desplazamiento axial total del bloque que representa al motor, para cada carga aplicada.

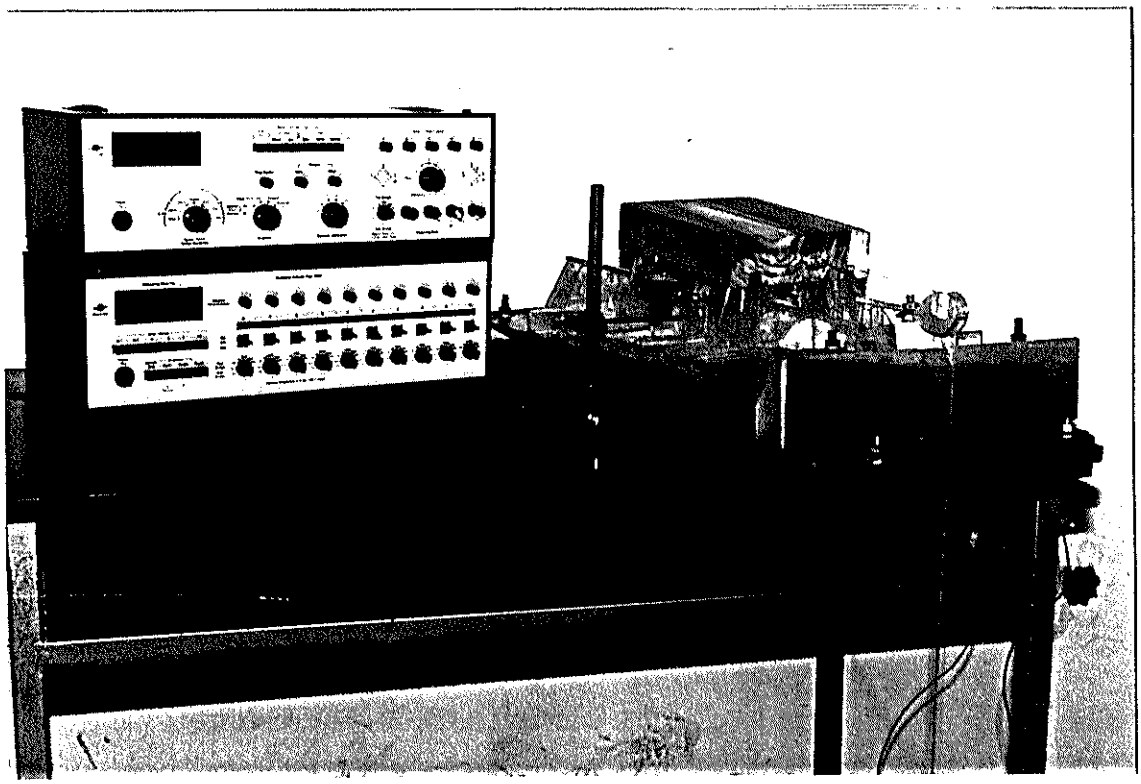


Figura No.1.10

POSICION DEL INDICADOR DE CARATULA

1.3 MEDICIONES EXPERIMENTALES OBTENIDAS

En la Tabla I y Tabla II, se presentan los valores de la deformación unitaria obtenidos a partir del medidor de deformaciones y las deformaciones axiales dadas por el indicador de carátula, así como la rigidez de Base de Máquinas respectivamente.

La Figura No. 1.11 y No. 1.12, presenta un gráfico de la deformación unitaria vs carga y deformación axial vs carga, respectivamente.

RESULTADOS EXPERIMENTALES DE CARGA VS DEFORMACION

Q (Kg.)	Deformación unitaria ϵ_x
9.74	15E-06
14.62	22E-06
17.07	26E-06
18.07	28E-06
20.52	31E-06

TABLA No. I

RESULTADOS EXPERIMENTALES DE LA DEFORMACION AXIAL Y RIGIDEZ DE LA BASE DE MAQUINAS.

Q (Kg.)	Deformación Axial (cm.)	Rigidez de Base de Máquinas
9.74	7.62E-04	12782.15
14.62	1.02E-03	14389.76
17.07	1.14E-03	14934.38
18.07	1.27E-03	14.222.35
20.52	1.52E-03	13464.57

TABLA No. II

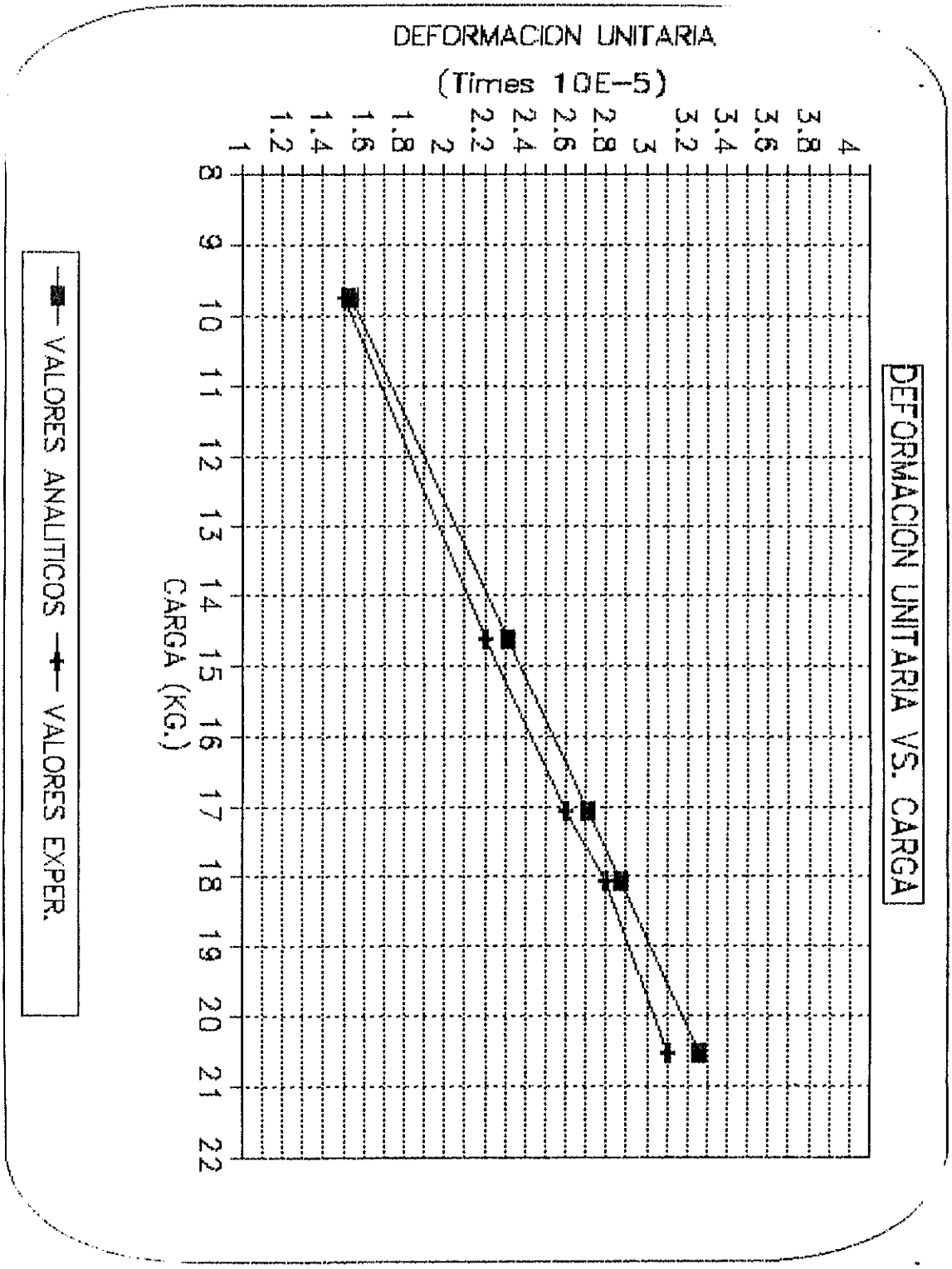


Figura No. 1.11

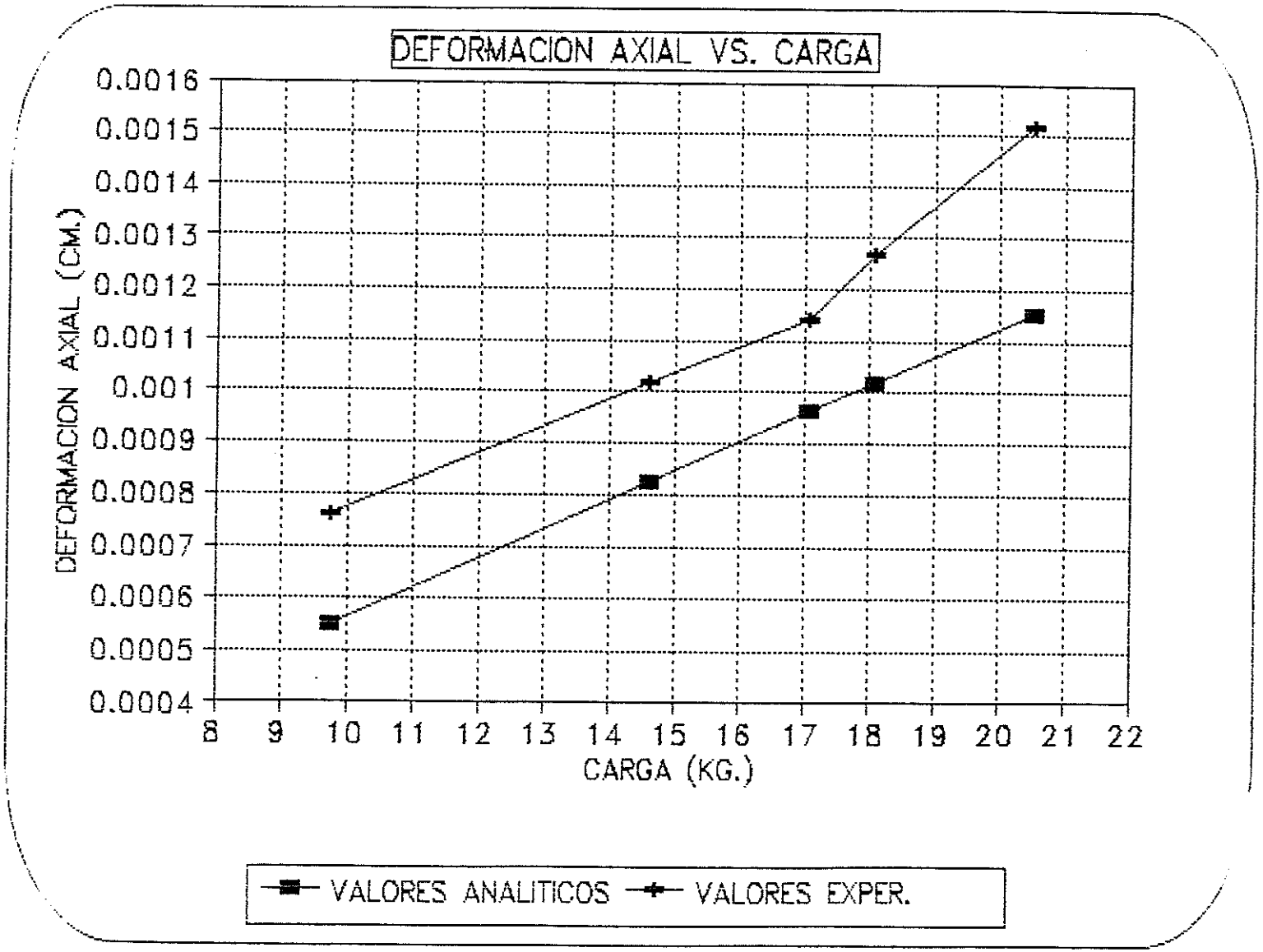


Figura No. 1.12

DEFORMACION AXIAL VS. CARGA

CAPITULO II

DETERMINACION ANALITICA DE LA RIGIDEZ DE LA BASE DE MAQUINAS

2.1. INTRODUCCION

Como se mencionó anteriormente, la determinación analítica de la rigidez de la base de máquinas contempla el cálculo de la deformación rotacional del fondo y las deformaciones por flexión y corte de la base. Estos cálculos se realizan partiendo de la aplicación de una carga axial. Todas estas deformaciones se combinan para calcular la flexibilidad y finalmente al obtener su inverso, la rigidez axial de la base. En los siguientes subcapítulos se detallará el cálculo de estas deformaciones.

Como parte de la comprobación del modelo analítico presentado en [8], se calculará la deformación unitaria en el fondo del modelo. Este resultado será comprobado con el obtenido en las pruebas experimentales empleando un extensómetro.

BIBLIOTECA
FAC. ING.
MARITIMA

2.2. DEFORMACION AXIAL DEBIDO A LA ROTACION DE LA BASE

Siguiendo la referencia [8], se asume que la base de máquinas y fondo forman una viga simplemente apoyada en los extremos (mamparos) de la sala de máquinas, ver Figura No. 2.1. Para el cálculo de la rotación de la base se requiere de la inercia de la sección; dado que la sección varía, se calcula una inercia promedio y la posición del eje neutro de la viga.

Se aplica sobre la viga un momento que resulta de la acción de la carga axial y la distancia entre el eje neutro de la viga idealizada y la línea del centro del eje, ver Figura No.2.2.

De este modo se puede calcular la pendiente resultante en el punto sobre el cual el eje ejerce el empuje. Multiplicando la pendiente calculada por la distancia desde el eje neutro a la línea de acción del empuje, se obtiene la deformación axial originada por la rotación del fondo, ver Figura No.2.3.

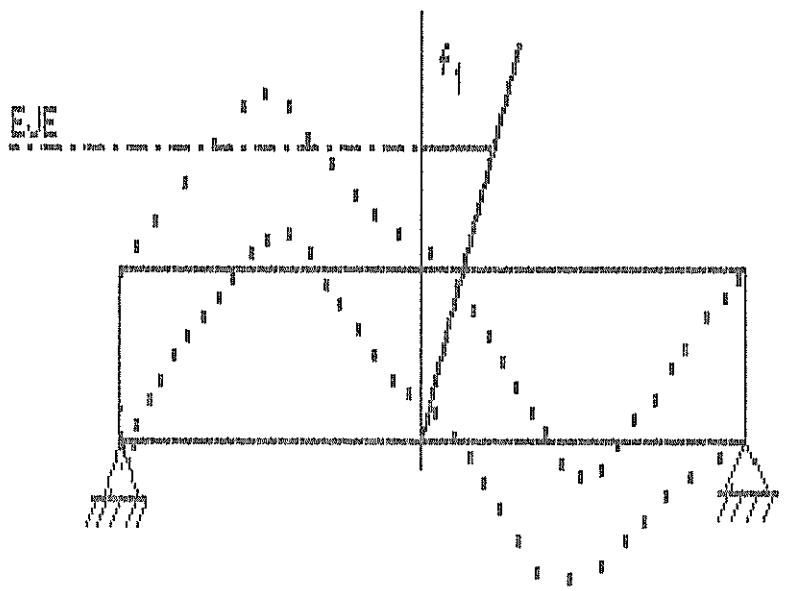


Figura No. 2.1
Deformación por rotación del fondo
de la Base de Máquinas

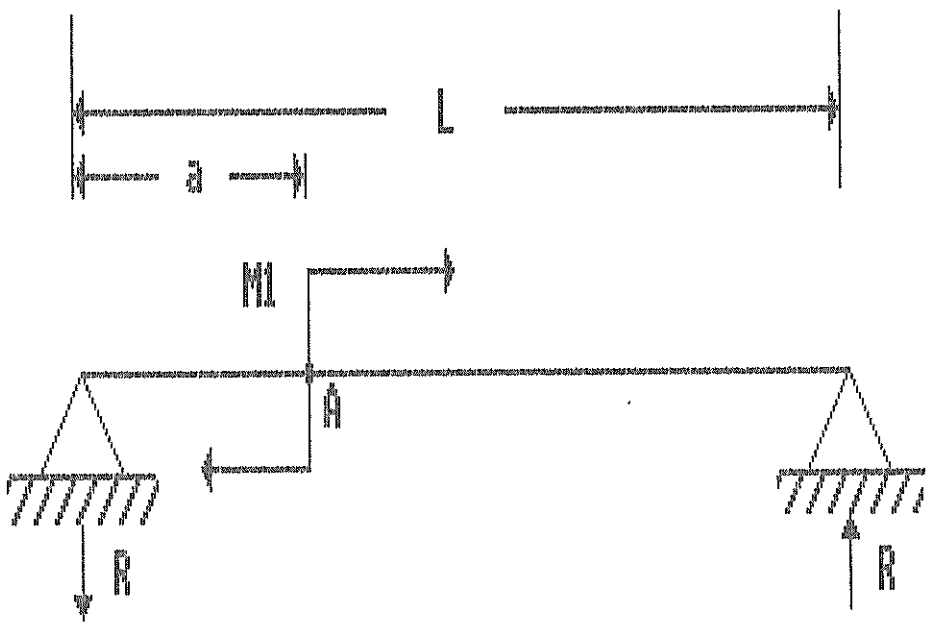


Figura No. 2.2

Momento Flector producido por la carga

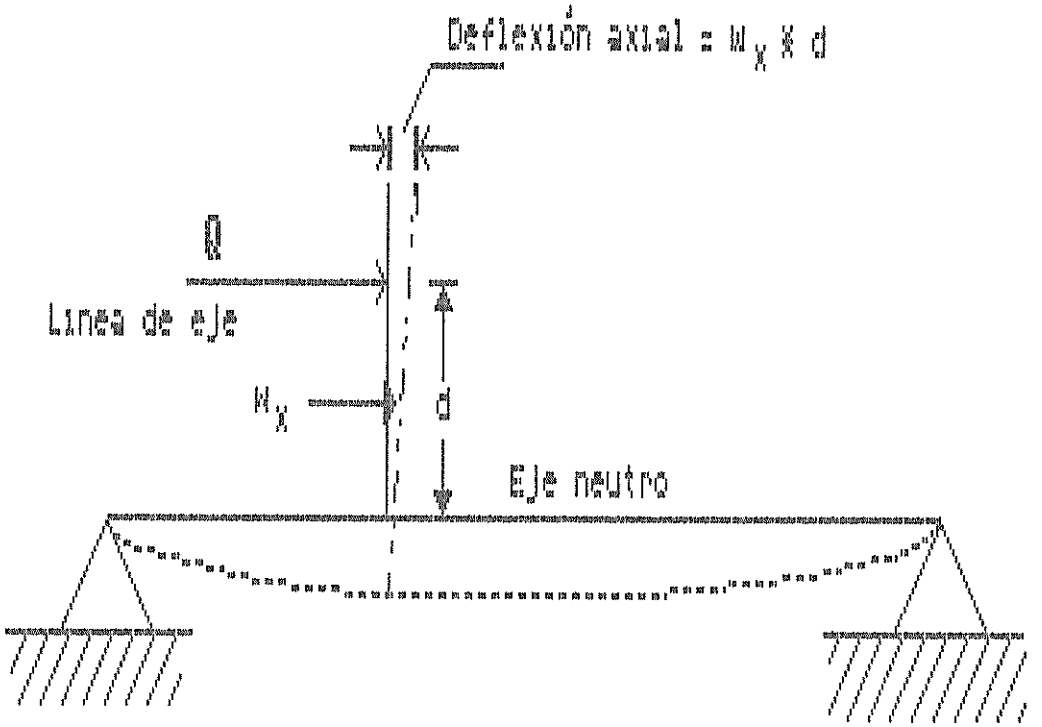


Figura No. 2.3

Deflexión axial producida por la carga

$$E*I(dw/dx) = -(M_1*x^2)/(2*L) - (M_1*L)/3 + (M_1*a) - (M_1*a^2)/(2*L) \quad (2.1)$$

$$w_{,x} = [-(M_1*x^2)/(2*L) - (M_1*L)/3 + M_1*a - (M_1*a^2)/(2*L)]/E*I \quad (2.2)$$

Donde:

$dw/dx = w_{,x}$ = pendiente

L = Longitud de la viga

a = El punto donde se produce el Momento originada por la carga axial.

M_1 = Momento flector producido por la carga axial

E = Módulo elástico del acrílico

I = Inercia promedio de la sección

La deducción de la fórmula 2.1. se presenta en el ANEXO "B". Se calcula la deformación axial debido a la rotación de la base de la máquina empleando la siguiente fórmula:

$$f_1 = d * w_{,x} \quad (2.3)$$

Donde:

f_1 = Deformación axial debido a la rotación de la base de máquinas.

d = Distancia entre el eje neutro y la línea de acción del empuje.

$w_{,x}$ = Pendiente.

2.3. DEFORMACION AXIAL POR CORTE DE LA BASE DE MAQUINAS

Las deflexiones por corte y flexión de la base de máquinas son considerados únicamente sobre la estructura del fondo interior, [8]. Debe tenerse cuidado al calcular estas dos deformaciones para asegurar que solamente estas porciones resisten las deformaciones por corte y flexión.

De acuerdo con [8], la deformación por corte es resistida por los longitudinales de la base y las planchas transversales sirven para transmitir la carga a dichos longitudinales, ver Figura No. 2.4.

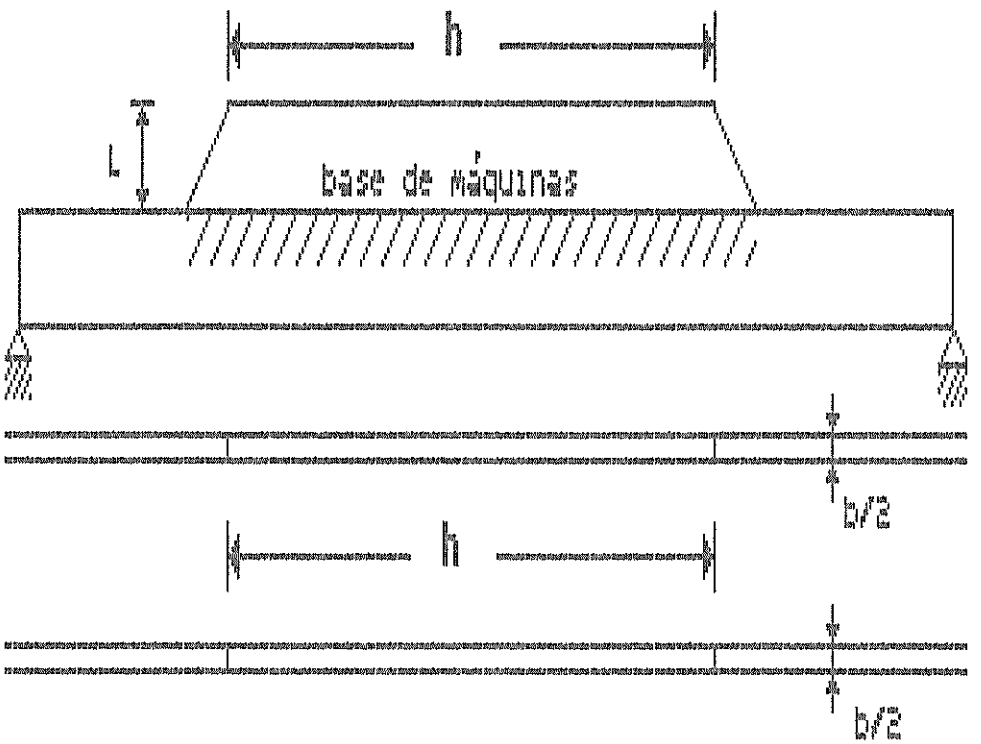


Figura No. 2.4

Sección longitudinal de la base que actúa en corte

La sección longitudinal de la base que actùa en corte está indicada en la Figura No. 2.5. Segùn, [3] la deformación debido al corte (f_{τ}) para una viga empotrada de sección rectangular constante con una carga en el extremo será:

$$f_{\tau} = (6*Q*L)/(5*A*G) \qquad (2.4)$$

Donde:

Q = Carga aplicada.

L = altura de la base.

A = Area Transversal de la viga.

^{G} = Módulo cortante del material.

2.4. DEFORMACION POR FLEXION

En el cálculo de la deformación por flexión, los longitudinales y las planchas transversales contribuyen al módulo seccional de la base de máquinas, dándole mayor resistencia a la deformación.

Segùn [8], la deformación por flexión es tan pequeña, si la comparamos con la deformación por corte y por

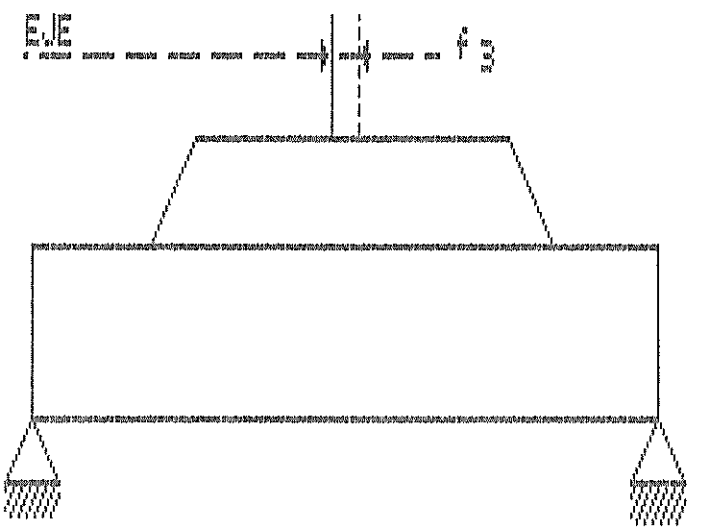


Figura No. 2.5

Deformación por corte de la base de máquina

rotación de la base, que se introduce un pequeño error si la despreciamos. Una estimación experimental puede comprobar que tan seguro es esta simplificación, ver Figura No.2.6.

De acuerdo con [7], la deformación por flexión se calcula usando la siguiente fórmula para una viga empotrada de sección rectangular constante con una carga en el extremo como:

$$f_z = (Q*L)/(3*E*I) \quad (2.5)$$

Donde:

Q = Carga aplicada.

L = Altura de la base.

E = Módulo de elasticidad del acrílico.

^{I} = Inercia de la sección.

2.5. RESULTADOS ANALITICOS

Deformación axial debido a la rotación de la base.

Para una viga simplemente apoyada en sus extremos, los diagrama de fuerza cortante y momento flector

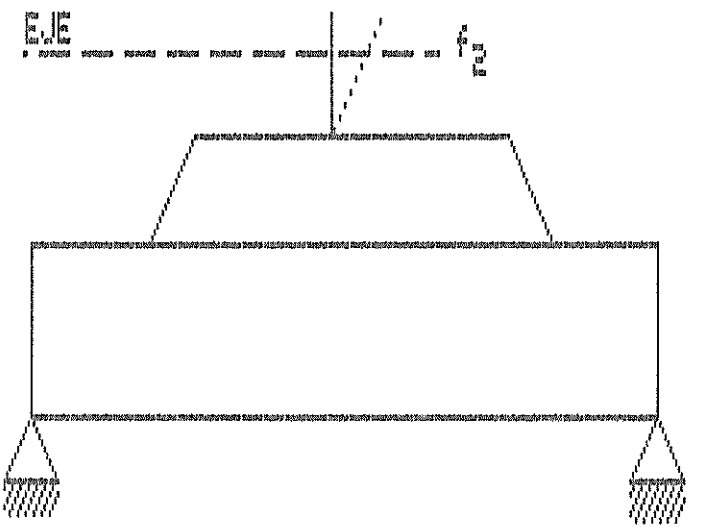


Figura No. 2.6

Deformación por flexión de la base de máquina

son los mostrados en las Figuras No.2.7 y 2.8.

Las reacciones y los momentos flector, según [8] son:

$$M_{@}' = M_1 - R*L = 0, \qquad (2.6)$$

De donde: $R = M_1/L$

Con línea gruesa se muestra la forma de la viga flectada. El eje x coincide con la posición original, sin flectar, de la barra, como se indica en la Figura No.2.9. El Momento flector en la zona 1, a la izquierda de M_1 es,

$$M = R*x \qquad \text{para } 0 < x < a \qquad (2.7)$$

Mientras que en la zona 2 (derecha de M_1), el Momento está dado por:

$$M = -R*x + M_1 \qquad \text{para } a < x < L \qquad (2.8)$$

La ecuación diferencial de la parte flectada en la zona 1 es:

$$E*I*w_{,xx} = -R*x \qquad \text{para } 0 < x < a \qquad (2.9)$$

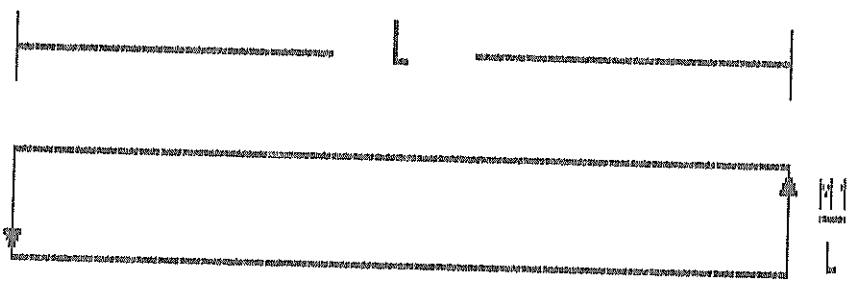


Figura No.2.7

Diagrama de fuerza cortante

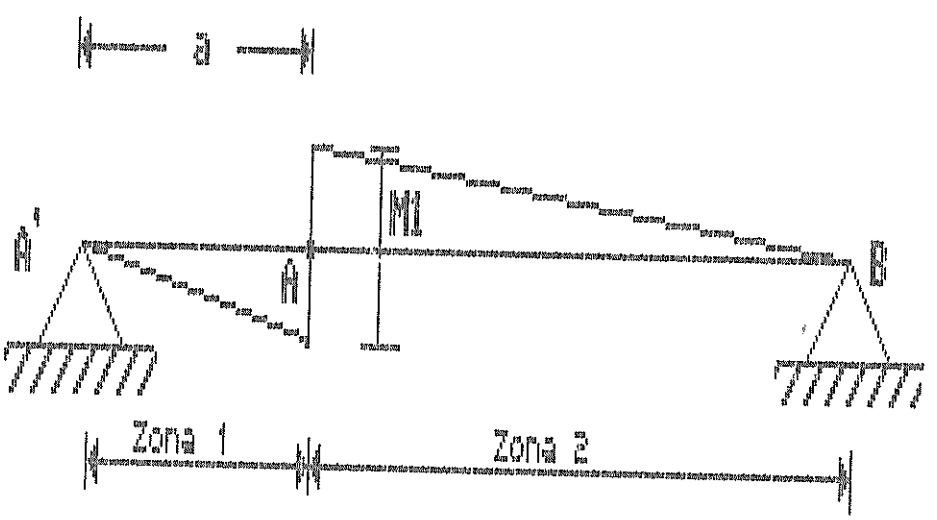


Figura No.2.8

Diagrama de Momento Flector

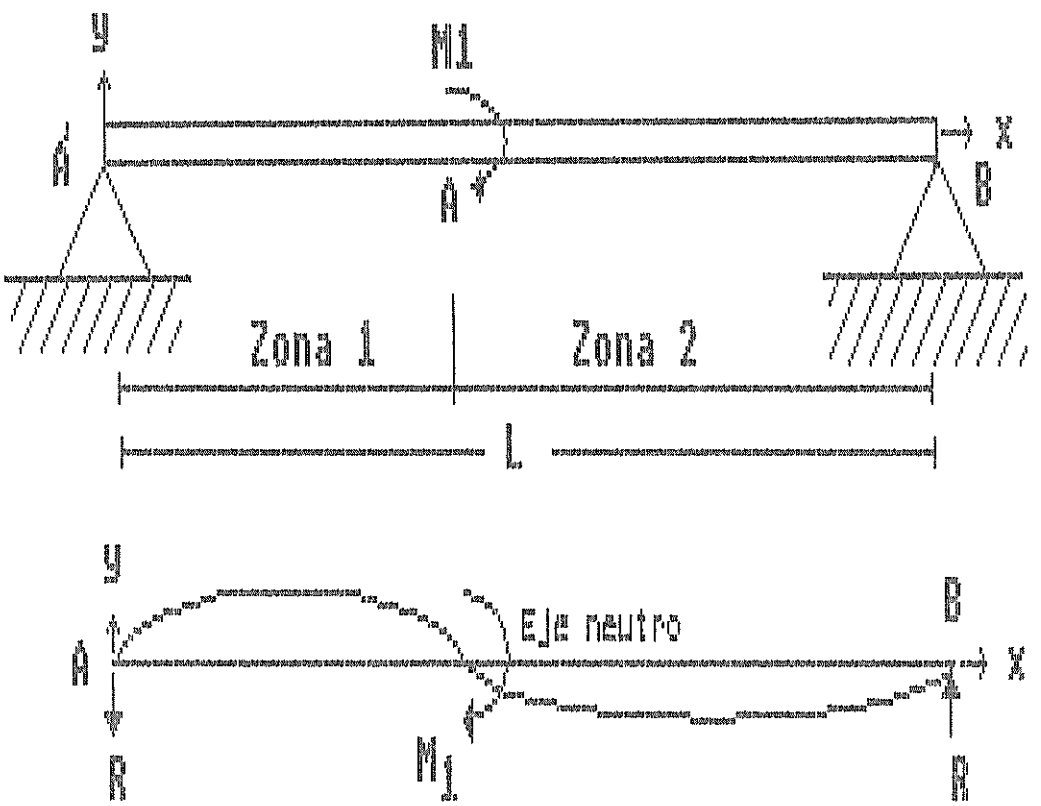


Figura No. 2.9

DEFORMACION AXIAL POR ROTACION DE LA BASE

Empleando la ecuación 2.8 se puede evaluar el momento flector, y la pendiente para una viga simplemente soportada se puede calcular de la siguiente forma:

$$w,x = [-(M_1 * x^2)/(2*L) - (M_1 * L)/3 + M_1 * a - (M_1 * a^2)/(2*L)]/E*I \qquad (2.10)$$

El Módulo elástico del acrílico es 30000Kg/cm^2.

A continuación se presenta el cálculo de inercia para una sección representativa de la base de Máquinas, ver Figura No.2.10.

A (cm^2)	y (cm)	A*y (cm^3)	A*y^2 (cm^4)	I_o (cm^4)
4.275	5.15	22.016	113.38	32.15
0.45	9.425	4.241	39.97	0.00759
5.175	0.225	1.164	0.26	0.0873
9.90		27.4	153.62	32.246

$$Y = (A*y)/A \qquad (2.11)$$

$$Y = 27.4/9.9 = 2.7699 \text{ cm.}$$

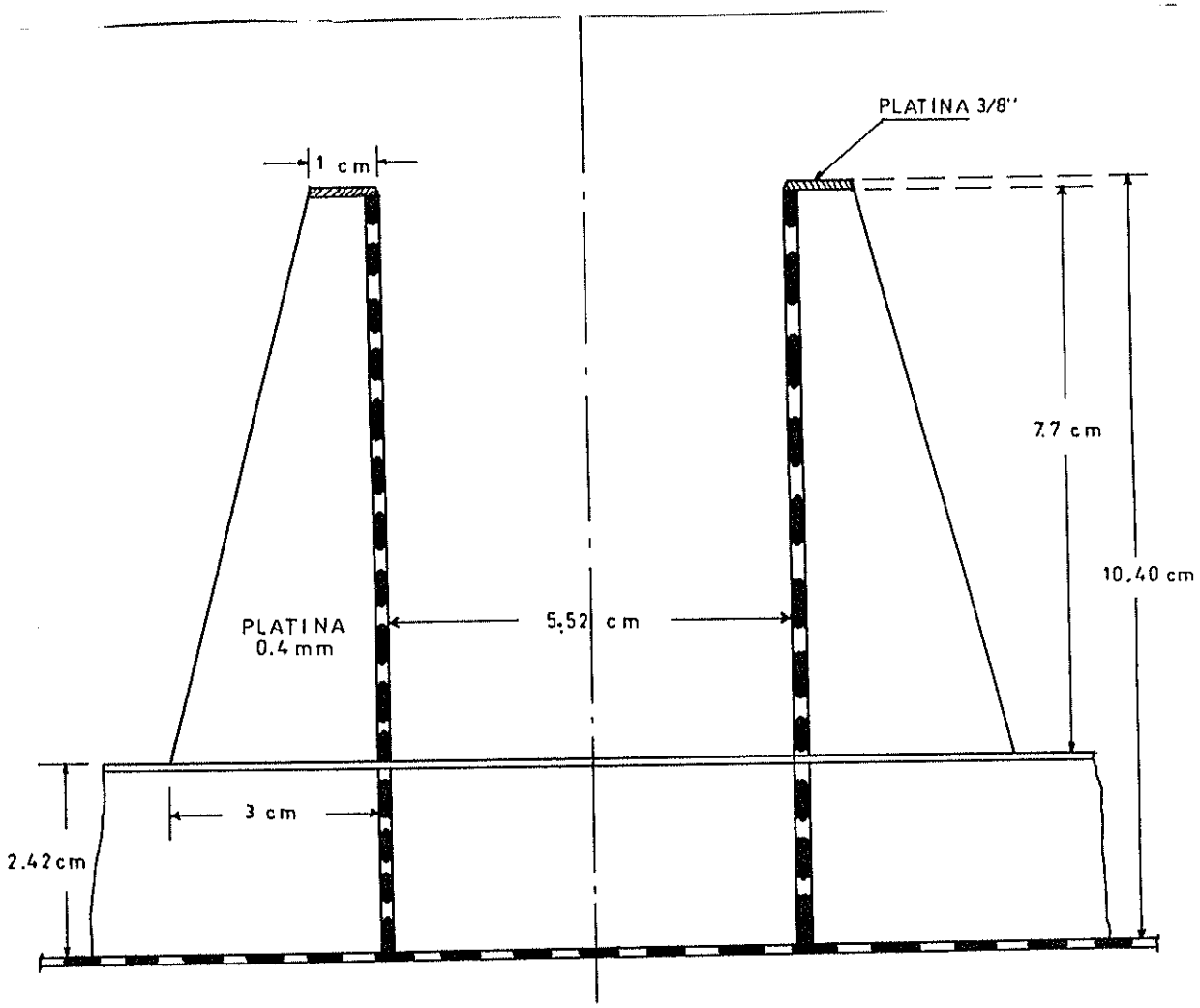


Figura No.2.10

SECCION REPRESENTATIVA DE LA BASE DE MAQUINAS

BIBLIOTECA
FAC. ING.
MARITIMA

$$I_t = 2 * [I_o + 2*A*(y) - A*(Y)^2] \qquad (2.12)$$

$$I_t = 219.83 \text{ cm}^4$$

La distancia del eje neutro a la línea de aplicación de la carga axial, ver Figura No. 2.3, será:

$$d = 9.53 \text{ cm}$$

Por lo tanto las deformaciones por rotación de la base f_1, serán los que se muestran a continuación, reemplazando en la ecuación 2.3.

RESULTADOS ANALITICOS DE LA DEFORMACION POR ROTACION DE LA BASE DE MAQUINAS

Q (Kg.)	M (Kg.*cm)	R Kg.	w_x (rad.)	Def.Rot. (cm.)
9.74	92.82	1.62	1.363E-05	1.299E-04
14.62	139.33	2.43	2.046E-05	1.949E-04
17.07	162.68	2.839	2.389E-05	2.278E-04
18.07	172.22	3.005	2.529E-05	2.410E-04
20.52	195.56	3.413	2.871E-05	2.736E-04

TABLA No. III

Deformación axial por corte de la Base de Máquinas

Como se indicó en el subcapítulo 2.3, los valores de la deformación debido al corte de la base de máquinas, se determinara partir de la ecuación 2.4. Por lo tanto la deformación debido al corte f_s será los que se muestran en la Tabla IV. Serán útiles los siguientes datos:

L = altura de la base = 3 cm.

A = Area donde actùa el empuje = 16 cm^2.

G = Módulo cortante del material = 5259 $Kg./cm^2$.

RESULTADOS ANALITICOS DE CARGA VS DEFORMACION

Q (Kg.)	Def. por corte (cm.)
9.74	4.17E-04
14.62	6.25E-04
17.07	7.30E-04
18.07	7.73E-04
20.52	8.78E-04

TABLA No. IV

Deformación por flexión.

Como se mencionó en el subcapítulo 2.4, la deformación por flexión se calcula usando la siguiente fórmula para una viga empotrada de sección rectangular constante con una carga en el extremo como:

$$f_{max} = (Q*L)/(3*E*I) \qquad (2.13)$$

Donde:

L = Altura de la base = 3 cm.

E = Módulo de elasticidad del acrílico = 30000 Kg/cm^2

I = Inercia de la sección = 1333.3 cm^4

RESULTADOS ANALITICOS DE CARGA VS DEFORMACION POR FLEXION

Q (Kg.)	Deformación por flexión (cm.)
9.74	2.19E-06
14.62	3.29E-06
17.07	3.84E-06
18.07	4.07E-06
20.52	4.62E-06

TABLA No.V

Se puede decir y corroborando lo establecido por la referencia [8], la deformación por flexión es muy pequeña comparada con la deformación por corte y rotación. Se introduce un muy pequeño error si se la desprecia, tal como se lo hace en este trabajo.

Cálculo de la rigidez de la Base de Máquinas.

Para el efecto se suman las deformaciones axiales obtenidas y su inverso será el valor de la rigidez de la base de máquinas. En la Tabla VI, se muestran los resultados para cada carga aplicada.

RESULTADOS DE LA RIGIDEZ DE LA BASE

Q (Kg.)	Def. axial total (cm.)	K_{base} (Kg/cm)
9.74	5.487E-04	17749.37
14.62	8.236E-04	17749.37
17.07	9.617E-04	17749.37
18.07	1.018E-03	17749.37
20.52	1.156E-03	17749.37

TABLA No.VI

Cálculo de la deformación unitaria.

Según [8] la deformación unitaria se puede calcular a partir de:

$$M = E*I_t*w,x_x \qquad (2.14)$$

Además:

$$\epsilon_x = Z*w,x_x \qquad (2.15)$$

Reemplazando la ecuación 2.14 en 2.15 :

Tenemos: $$\epsilon_x = (Z*M)/E*I_t \qquad (2.16)$$

Los resultados se muestran en la Tabla VII:

RESULTADOS DEFORMACION UNITARIA

Q (Kg.)	M (Kg.*cm)	R Kg.	$M_{max.}$ (Kg*cm)	Def.Unitaria ϵ_x
9.74	92.82	1.62	36.77	15.4E-06
14.62	139.33	2.43	55.22	23.2E-06
17.07	162.68	2.839	64.45	27.1E-06
18.07	172.22	3.005	68.22	28.7E-06
20.52	195.56	3.413	77.47	32.5E-06

TABLA No. VII

CAPITULO III

RESUMEN DE RESULTADOS

3.1 RESUMEN DE RESULTADOS EXPERIMENTALES Y ANALITICOS.

A continuación presentaremos un resumen de todos los resultados de los cálculos y pruebas experimentales realizadas, bajo las diferentes cargas aplicadas al modelo.

Los valores abajo expuestos son los obtenidos a partir de las fórmulas dadas en el capítulo anterior. Los mismos que se comparan con los obtenidos experimentalmente.

RESULTADOS ANALITICS DE LAS DEFORMACIONES

Q (Kg.)	Def. Rotac. (cm.)	Def. por corte (cm.)	Def. por flexión (cm.)
9.74	1.299E-04	4.17E-04	2.19E-06
14.62	1.949E-04	6.25E-04	3.29E-06
17.07	2.277E-04	7.30E-04	3.84E-06
18.07	2.420E-04	7.73E-04	4.07E-06
20.52	2.736E-04	8.78E-04	4.62E-06

TABLA No. VIII

RESULTADOS EXPERIMENTALES Y ANALITICOS DE LAS DEFORMACIONES QUE SUFRE LA BASE DE MAQUINAS POR LA APLICACION DE CARGAS AXIALES

	Valores Analíticos	Valores Experimentales
Q (Kg.)	Def.axial total (cm.)	Def. Axial (cm.)
9.74	5.487E-04	7.62E-04
14.62	8.237E-04	1.02E-03
17.07	9.617E-04	1.14E-03
18.07	1.018E-03	1.27E-03
20.52	1.156E-03	1.52E-03

TABLA No. IX

RESULTADOS DE LA RIGIDEZ DE BASE DE MAQUINAS

	Valor Experimental	Valor Analítico
Q	K_{base}	Kbase
(Kg.)	(Kg/cm)	(kg./cm)
9.74	12782.15	17749.37
14.62	14389.76	17749.37
17.07	14934.38	17749.37
18.07	14228.35	17749.37
20.52	13464.57	17749.37

TABLA No. X

VALORES DE LA DEFORMACIONES UNITARIAS

	Valor experimental	Valor Calculado
Q	Def. unitaria	Def. Unitaria
(Kg.)	ϵ_x	ϵ_x
9.74	15E-06	15.4E-06
14.62	22E-06	23.2E-06
17.07	26E-06	27.1E-06
18.07	28E-06	28.7E-06
20.52	31E-06	32.5E-06

TABLA No. XI

3.2 ANALISIS COMPARATIVO DE RESULTADOS EXPERIMENTALES Y ANALITICOS.

El objetivo fundamental de este trabajo es determinar en forma teórica-experimental la rigidez de la base de máquinas, utilizando para tal propósito un modelo representativo del mismo.

En las siguientes tablas se presentarán las diferencias de porcentajes halladas entre las pruebas experimentales y los valores analíticos calculados en el capítulo dos. Para esto se ha creído conveniente clasificarlos de la siguiente manera:

Diferencia en porcentajes entre los valores:

a) Entre las deformaciones axiales obtenidas en forma experimental usando el indicador de carátula y aquellada calculadas analíticamente.

b) Entre las deformaciones unitaria obtenidas en forma experimental usando el medidor de deformaciones y aquella calculada analíticamente.

BIBLIOTECA FAC. ING. MARITIMA

Los resultados del porcentaje de diferencia obtenidos se muestran en la siguiente Tabla:

RESULTADOS DE DIFERENCIAS DE PORCENTAJE

Q (Kg.)	9.74	14.62	17.07	18.07	20.52
Deformación Axial	27.99 %	18.93 %	15.86 %	19.84 %	24.14 %
Deformación Unitaria	2.88 %	5.10 %	3.94 %	2.28%	4.73%
Rigidez de Base de Máquinas	38.86%	23.34%	18.84%	24.75%	31.82%

TABLA No. XII

Según los resultados obtenidos mediante el uso de asunciones para el cálculo analítico de las deformaciones que se producen en la base de máquinas por la acción de una carga axial, la diferencia porcentual es relativamente grande, en relación a los obtenidos en forma experimental.

Nótese que el porcentaje de error es relativamente grande en el caso de la rigidez de base de máquinas. Además que la diferencia en el valor de la deformación unitaria entre el valor analítico y el experimental es bastante pequeña.

Lo que si se puede dejar establecido dentro del cálculo de deformaciones axiales que se producen en la base de Máquinas, es la de no considerar la deformación por flexión. Esta deformación es muy pequeña comparada con la deformaciones por corte y rotación de la base y se introduce un muy pequeño error si se la desprecia.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Este trabajo presenta el cálculo de las deformaciones que sufre un modelo de Base de Máquinas al aplicarle una carga axial. A partir de este parámetro se determinará la rigidez de la base, siguiendo el método desarrollado en la publicación de S.N.A.M.E., Longitudinal Stiffness of Main Thrust Bearing Foundations, (Riguidez Longitudinal de Base del Cojinete de Empuje).

Se ha considerado en este trabajo un modelo de acrílico de una base de máquinas, perteneciente a una gabarra, el cual fue construído en función de un factor de escala sin considera la diferencia que existe en el espesor de los elementos.

Se realizaron cálculos y pruebas experimentales para determinar las deformaciones que sufre la base de máquinas, debido a la aplicación de cargas axiales. A partir de estos se obtuvo una serie resultados, los mismos que luego de ser analizados y comparados entre sí nos permiten llegar a las siguientes conclusiones:

1.- De la Tabla XII, en que se presentan los porcentajes de diferencias entre análisis y experimentos se

concluye que dichas diferencias son relativamente. altas para la deformación axial total. Los porcentajes de diferencia para la deformación unitaria por rotación del fondo son relativamente pequeños. En el cálculo de la deformación intervinieron tres componentes : debida a la rotación del fondo, por corte y por flexión de la base. De los resultados obtenidos se puede concluir que el cálculo de la deformación por rotación del fondo es bastante buena. Además se ha visto que la deformación por flexión no es apreciable. Podemos concluir entonces que la fórmula para calcular la deformación por corte no es la adecuada para este caso, o bien es posible que el equipo para medir las deformaciones (indicador de carátula) no se encontraba calibrado adecuamente.

2.- El procedimiento presentado en [8] para determinar las deformaciones axiales que sufre la base de máquinas, es un método fácil de usar para calcular la rigidez de este elemento, cuando se quiere tener resultados preliminares.

3.- La escala que se utilizó para construir el modelo, deber ser considerado para todos los elementos participantes del conjunto estructural. Se pierde

realismo al no poder hacer las reducciones de todos los elementos que lo conforman.

4.- Es necesario realizar este tipo de pruebas con modelos más apegados a la realidad, debiendo considerar todos las reduciones de escala (espesor), con respecto de las del prototipo seleccionado. Además se cree necesario trabajar con modelos de mayor escala. Estas afirmaciones se las hace en base a la alta rigidez que presentó la base de máquinas.

APENDICES

APENDICE "A"

CALCULO DEL MODULO DE ELASTICIDAD TANGENCIAL

Para obtener el módulo de elasticidad tangencial (G), se construyó un espécimen de sección rectangular de acrílico y se la sometió a diferentes cargas en la Máquina Universal de Ensayos de Materiales de la Facultad de Ingenieria Mécanica, ver figura A.1. A esta viga rectangular se le colocó dos extensómetros a 90 uno respecto del otro, y se le aplicá cargas de tracción en la dirección x. Se produjeron deformaciones a lo largo de este eje, pero al mismo tiempo esta fuerza origina contracción en las direcciones y i z. Siguiendo la referencia [6], tenemos que la relación existente entre la deformación del material en la dirección transversal y la deformación en la dirección longitudinal, nos dá la relación de Poisson entonces:

$$\epsilon_y = \epsilon_z = -\mu\,\epsilon_x$$

$$\mu = -\epsilon_y/\epsilon_x \qquad \text{A.1}$$

Los valores obtenidos experimentalmente se presentan en la Tabla A.1.

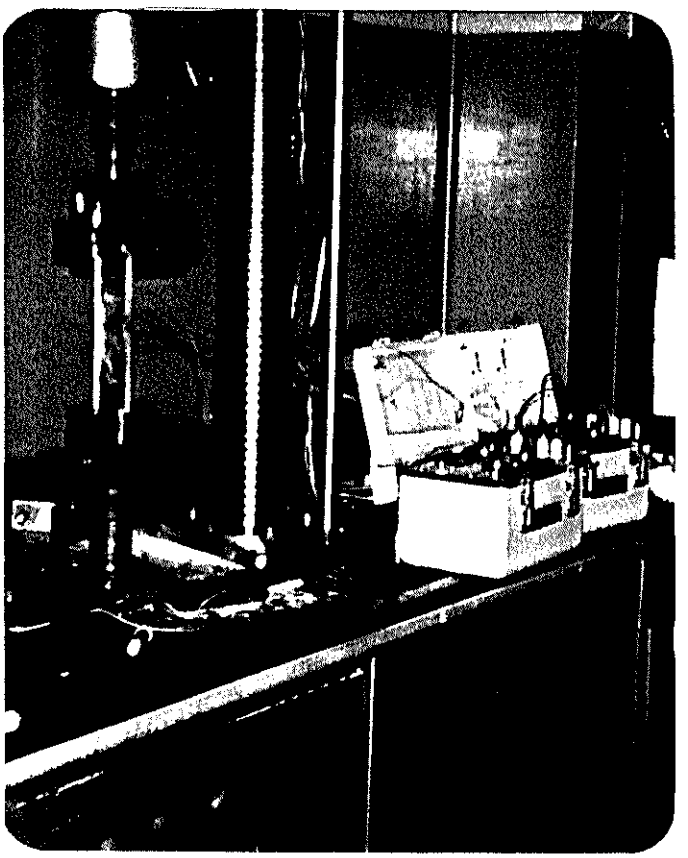


Figura No.A.1

MAQUINA UNIVERSAL DE ENSAYOS DE MATERIALES

Segùn referencia [6], el módulo de elasticidad tangencial del acrílico es igual a:

$$G = 1/2*[m/m+1]*E \qquad A.2$$

Donde:

m = μ = Coeficiente de Poisson

E = Módulo de Elasticidad del acrílico = 30000 kg./cm²

Utilizando un valor promedio de la Tabla A.1., para m = 0.54, reemplazando en A.2, tenemos:

$$G = 0.5*[0.54/1.54]*30000$$

$$G = 5259 \text{ Kg/cm}^2$$

CALCULO DEL COEFICIENTE DE POISSON

DEFORMACION TRANSVERSAL (ϵ_y)	DEFORMACION AXIAL (ϵ_x)	RELACION DE POISSON (m)
-160	260	0.6
-240	430	0.55
-330	630	0.52
-313	583	0.53
-306	564	0.54
-303	553	0.54
-299	546	0.54
-298	540	0.55

TABLA No. A.1

APENDICE "B"

CALCULO DE LA PENDIENTE PARA UNA VIGA SIMPLEMENTE APOYADA

Para determinar la pendiente de una viga simplemente apoyada sometida a un par M_1, ver Figura No.B.1, se ha estudiado las reacciones y la ecuación del momento flector para este tipo de carga, [7]. Las reacciones deben constituir un par, como se ve en la Figura No. B.2. Por estática, tenemos:

$$\Sigma MA' = M_1 - R*L = 0 \qquad y \qquad R = M_1/L$$

Con línea gruesa se muestra la forma de la viga flexada. El eje x coincide con la posición original, sin flexar, de la barra. El Momento flector en la región a la izquierda de M_1 es:

$$M = R_1*x \qquad \text{para} \qquad 0 < x < a \qquad (B.1)$$

Mientras que la derecha de M_1 el momento esta dado por:

$$M = -R*x+M_1 \qquad \text{para} \qquad a < x < L \qquad (B.2)$$

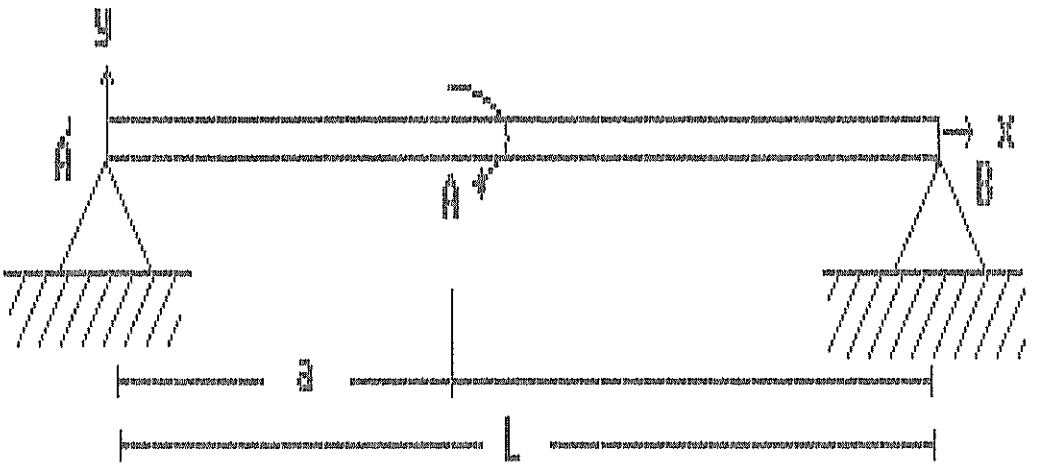


Figura No. B.1

VIGA SIMPLEMENTE APOYADA

Figura No. B.2

DEFORMACION DE LA VIGA SOMETIDA A UN MOMENTO FLECTOR M_1

La ecuación diferencial de la parte flexada a la izquierda de M_1 es:

$$E*I(dy^2/dx^2) = -R*x \qquad \text{para } 0 < x < a \qquad (B.3)$$

Integrando una vez tenemos:

$$E*I(dy/dx) = -R*x^2/2 + C_1 \qquad (B.4)$$

Como no tenemos datos definidos sobre la pendiente en esta zona no podemos calcular C_1 inmediatamente, pero si podemos decir que su valor en el punto de aplicación del par M_1 es :

$$E*I(dy/dx)\big|_{x=a} = -R*x^2/2 + C_1 \qquad (B.5)$$

La integración de la ecuación B.4 da :

$$E*I*y = -(R/2)*(x^3/3) + C_1*x + C_2 \qquad (B.6)$$

Es evidente que la flecha es nula en el punto de apoyo izquierdo, donde $x = 0$. Sustituyendo este valor $(y)\big|_{x=0} = 0$ en la ecuación B.6, obtenemos:

$$0 = 0 + 0 + C_2 \qquad y \qquad C_2 = 0$$

La ecuación diferencial de la parte de viga flexada a la derecha de M_1 es:

$$E*I(dy^2/dx^2) = -R*x + M_1 \qquad \text{para } a < x < L \qquad (B.7)$$

Integrando una vez, tenemos:

$$E*I(dy/dx) = -R*x^2/2 + M_1*a + C_3 \qquad (B.8)$$

Tampoco esta vez tenemos datos concretos de la pendiente en esta parte, pero podemos decir que en el punto de aplicación de M_1 tiene el valor de:

$$E*I(dy/dx)\big|_{x=a} = -R*x^2/2 + M_1*a + C_3 \qquad (B.9)$$

Pero la pendiente de la viga en el punto de aplicación M_1 tiene el valor ùnico, representado por los segundos miembros de las ecuaciones B.5 y B.9. Igualándolos para indicar que esas dos expresiones de la pendiente en el punto comùn son equivalentes, tenemos:

$$-R*a^2/2 + C_1 = -R*a^2/2 + M_1*a + C_3 \qquad (B.10)$$

donde: $C_1 = M_1*a + C_3$

La segunda integración de la ecuación B.8 produce:

$$E*I*y = -(R/2)*(x^3/3) + M_1*(x^2/2) + C_3*x + C_4 \qquad (B.11)$$

Es evidente que la flecha y es cero en el apoyo derecho, donde x = L. Sustituyendo este valor $(y)_{x=L} = 0$, en la ecuación B.11 se obtiene:

$$0 = -(R*L^3)/6 + M_1*(L^2/2) + C_3*L + C_4 \qquad (B.12)$$

Para determinar todas las constantes de integración se necesita otra ecuación más. Es la que se establece que la flecha de la viga en el punto de aplicación M_1 es la misma, tanto si se calcula por la ecuación de la parte izquierda de la viga como por la derecha. Hay que recalcar que no existe motivo para suponer que la flecha es nula en el punto de aplicación del par. Sustituyendo x = a en B.6 y B.11, e igualando los segundos miembros obtenemos:

$$-(R*a^3)/6 + C_1*a = -(R*a^3)/6 + M_1*(a^2/2) + C_3*a + C_4$$

y

$$C_1 = M_1*a^2/2 + C_3 + C_4 \qquad (B.13)$$

Resolviendo el sistema formado por las ecuaciones B.10, B.11 y B.13, tenemos:

$$C_1 = -M_1*L/3 + M_1*a - (M_1*a^2)/(2*L),$$

$$C_3 = -M_1*L/3 - (M_1*a^2)/(2*L), \qquad C_4 = M_1*a^2/2$$

Reemplazando el valor de la constante C_1 en B.4, tenemos la ecuación de la pendiente.

$$E*I(dy/dx) = -R*x^2/2 + (-M_1*L)/3 + M_1*a - (M_1*a^2)/(2*L)$$

$$E*I(dy/dx) = -M_1*x^2/(2*L) + (-M_1*L)/3 + M_1*a - M_1*a^2/(2*L)$$

Ecuación de la pendiente para $0 < x < a$

$$dy/dx = [-R*x^2/2 + (-M_1*L)/3 + M_1*a - (M_1*a^2)/(2*L)]/(E*I)$$

BIBLIOTECA
FAC. ING.
MARITIMA

BIBLIOGRAFIA

[1] **ASTINAVE**, Astilleros Navales Ecuatorianos, Plano del Diseño de Base de Máquina Principal, Guayaquil, Abril 1986.

[2] **VAUGHAN JOHN**, Aplication of B & K. Equipment to. Strain Measurements, Bruel & Kjaer, Octubre 1975.

[3] **JUVINALL, ROBERT**, Stress, Strain and Strength, Mc Graw Hill, New York, 1967.

[4] **MARIN L, JOSE**, Vibraciones de Buques, Notas de clases, Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1985.

[5] **NOE, OSCAR**, Estudio Experimental de la Influencia de la Superestructura Sobre la Vibración Vertical del Casco de un Buque Pesquero, Tesis de Grado de Ingeniero Naval, ESPOL, Guayaquil, 1986.

[6] **PROVENZA, FRANCESCO,** Prontuário do Proyetista de Máquinas.

[7] **SCHUM,** Resistencia de Materiales, 1970

[8] **THE SOCIETY OF NAVAL ARCHITECTS AND MARINE ENGINEERS,** Longitudinal Stiffness of Main Thrust Bearing Foundations SNAME, New York, 1972.

BIBLIOTECA FAC. ING. MARITIMA