



T  
623.828  
236

**ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL**

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



**DISEÑO DEL SISTEMA DE BALANCE CON TANQUES**

**PASIVOS PARA BUQUES PESQUEROS ATUNEROS**

**ECUATORIANOS.**

**TESIS DE GRADO**

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

**INGENIERO NAVAL**

**Presentado por :**

**Kenita Leonor Zárate Encalada**

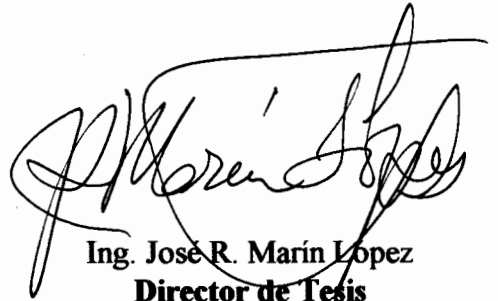
**Guayaquil - Ecuador**

**1997**

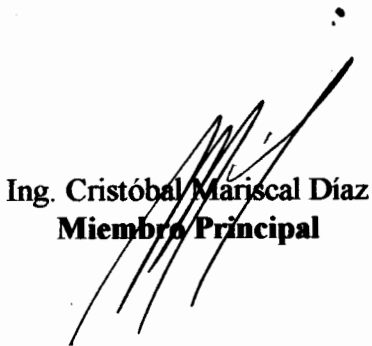
***Para Lali, y el hombre de su vida***



**Ing. Raúl Coello Fernández**  
**Presidente del Tribunal**



**Ing. José R. Marín López**  
**Director de Tesis**



**Ing. Cristóbal Mariscal Díaz**  
**Miembro Principal**



**Ing. Washington Martínez García**  
**Miembro Principal**

## 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 la ESPOL)

  
Leonór Zárate Encalada

## RESUMEN

En este trabajo se han revisado los principios de operación de los tanques pasivos en U como forma de control del movimiento de balance de embarcaciones. Dichos principios corresponden a lo que en Vibraciones Mecánicas se conoce como “absorbedores de vibración”.

Para el diseño de estos tanques pasivos se puede emplear una combinación de los siguientes parámetros: razón de frecuencia natural entre buque y tanque pasivo, pérdida de estabilidad transversal, porcentaje de la masa del tanque respecto de la del buque, y dimensiones máximas del tanque. Luego de asumir un ancho para el tanque, la combinación de los parámetros descritos, produce una ecuación cuadrática para calcular la altura promedio del agua en el tanque. Se puede finalmente calcular los restantes parámetros geométricos del tanque.

Se desarrollaron pruebas de oscilación libre del agua en el tanque, en forma desacoplada. La frecuencia natural determinada en forma experimental, es muy cercana a la calculada empleando las formulaciones disponibles en la literatura. Las pruebas de oscilación libre del conjunto modelo más tanque revelan la presencia de dos frecuencias naturales, correspondientes las de un sistema de dos grados de libertad. La correlación entre frecuencias calculadas teóricamente con las determinadas experimentalmente es muy buena, lo que refleja una adecuada modelización del fenómeno.

Comparando los registros de oscilación libre con y sin tanque, se nota una influencia positiva de dicho dispositivo. La razón de decaimiento en el caso del modelo del buque más el tanque, es mayor que en el caso en el que el modelo oscila independientemente.

## INDICE GENERAL

**Pág**

RESUMEN.....	V
INDICE GENERAL.....	VII
INDICE DE FIGURAS .....	IX
INDICE DE TABLAS .....	XII
INTRODUCCION.....	XIII
1. CONCEPTOS INTRODUCTORIOS .....	15
1.1 Generalidades.....	15
1.2. Movimiento de balance del buque en olas.....	20
1.3. Absorción de vibración en un sistema de un grado de libertad.....	26
II ANALISIS DEL CONTROL DEL MOVIMIENTO DE BALANCE DEL BUQUE .....	33
2.1 Control del movimiento de balance de un buque.....	34
2.2. Movimiento del líquido entre dos tanques.....	42
2.3. Solución teórica para un sistema buque - tanque en balance.....	47
III DISEÑO DEL SISTEMA DE TANQUES.....	52
3.1. Selección del buque atunero a ser analizado.....	53
3.2. Selección de las características de los tanques estabilizadores.....	57
3.3. Cálculo de la respuesta esperada.....	73
IV DESARROLLO EXPERIMENTAL.....	78
4.1 Descripción de los equipos.....	78

4.2.	Descripción de las pruebas .....	85
4.4.	Procesamiento de resultados .....	88
V	<b>ANALISIS DE RESULTADOS</b> .....	95
5.1.	Comparación de resultados teórico - experimentales .....	95
5.2.	Determinación de los costos de aplicación del sistema en buques ecuatorianos .....	103
	<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b> .....	106
	<b>APENDICES</b> .....	112
	<b>BIBLIOGRAFIA</b> .....	139



## INDICE DE FIGURAS

No	Pag.
1. SISTEMA MASA RESORTE AMORTIGUADOR.....	16
2. CAMBIOS DEL DECAIMIENTO DE LA OSCILACIÓN.....	18
3. MOVIMIENTO DE CUERPO RIGIDO.....	21
4. MOVIMIENTO DE BALANCE.....	23
5. SISTEMA MASA RESORTE, 2 GRADOS DE LIBERTAD.....	27
6. RESPUESTA DEL SISTEMA.....	29
7. FRECUENCIA NATURALES VS RAZON DE MASA.....	30
8. RESPUESTA CON AMORTIGUAMIENTO.....	30
9. FORMAS COMUNES DE TANQUE PASIVOS.....	38
10. SISTEMA DE REFERENCIA Y DIMENCIONES DEL TANQUE EN U.....	42
11. FUERZAS EXTERNAS APLICADAS AL LIQUIDO DENTRO DEL TANQUE.....	44
12. VARIACION DE LA FRECUENCIA NATURAL EN FUNCION DE LA ALTURA DEL AGUA.....	47
13. RESPUESTA DEL SISTEMA BUQUE TANQUE ACOPLADO.....	50
14. BUQUES DE PESCA BLANCA ECUATORIANOS.....	54
15. DIMENSIONES DEL TANQUE EN U.....	60
16. LONGITUD DEL ESTABILIZADOR GRANDE CON RESPECTO AL ANCHO DEL TANQUE.....	66

17. SELECCION DE LAS DIMENSIONES DEL TANQUE GRANDE.....	67
18. LONGITUD DEL ESTABILIZADOR PEQUEÑO CON RESPECTO AL ANCHO.....	71
19. SELECCION DE LAS CARACTERISTICAS DEL TANQUE PEQUEÑO.....	72
20. FRECUENCIA NATURALES DEL SISTEMA AMORTIGUADO, MODELO DE ATUNERO MAS TANQUE PEQUEÑO.....	76
21. AMPLITUD DE RESPUESTA DEL SISTEMA MAS TANQUE.....	77
22. DISPOSICION DEL EQUIPO.....	80
23. CAMPANA DE PRESION.....	81
24. CONEXION TANQUE CAMPANA DE PRESION, MEDIDOR DE DEFORMACIONES.....	82
25. MOVIMIENTO DE OSCILACION PARA EL AGUA EN EL TANQUE "GRANDE".....	83
26. MOVIMIENTO DE OSCILACION PARA EL MODELO.....	84
27. MOVIMIENTO DE OSCILACION PARA EL SISTEMA BUQUE MAS TANQUE.....	85
28. SEÑAL ORIGINAL DE LA OSCILACION LIBRE DEL TANQUE GRANDE $h_r = 41.4$ cm.....	86
29. PROCESO DE CORRECCION DE LAS SEÑALES DE OSCILACION.....	87
30. SEÑAL DE LA OSCILACION DEL CONJUNTO, REGISTRADA DESDE EL CENSOR DE PRESION $\Delta = 110.67$ Kg $h_r = 15$ cm .....	91
31. SEÑAL DE LA OSCILACION DEL CONJUNTO, REGISTRADA DESDE	



EL TRANSDUCTOR DE VELOCIDAD $\Delta = 110.67 \text{ Kg}$ $h_r = 15 \text{ cm}$ .....	92
32. TRANSFORMADA DE FOURIER PARA LA SEÑAL EN EL TRANSDUCTOR DE VELOCIDAD.....	93
33. VARIACIÓN DE LA FRECUENCIA NATURAL EN FUNCIÓN DE LA ALTURA DEL AGUA, TANQUE GRANDE .....	96
34. VARIACIÓN DE LA FRECUENCIA NATURAL EN FUNCIÓN DE LA ALTURA DEL AGUA, TANQUE PEQUEÑO.....	96
35. COEFICIENTE DE AMORTIGUAMIENTO PARA LOS TANQUES ESTABILIZADORES.....	97
36. COMPARACIÓN CUALITATIVA DE LA RESPUESTA DEL SISTEMA BUQUE + TANQUE.....	100
37. COMPARACIÓN CUALITATIVA DE LA RESPUESTA DEL SISTEMA BUQUE+TANQUE.....	101
38. COMPARACIÓN DE FRECUENCIAS NATURALES DEL CONJUNTO. CONDICIÓN 1.....	102
39. COMPARACIÓN DE FRECUENCIAS NATURALES DEL CONJUNTO. CONDICIÓN 2.....	102
40. UBICACIÓN EN PLANTA DEL TANQUE PARA EL BUQUE REAL...	104
41. UBICACIÓN TRANSVERSAL ESTIMADA DEL TANQUE EN EL BUQUE REAL.....	104

## INDICE DE TABLAS

No	Pag.
1. IDENTIFICACION DE LOS MOVIMIENTOS DEL BUQUE.....	22
2. CARACTERISTICAS DEL BUQUE SELECCIONADO PARA UNA CONDICION DE CARGA INTERMEDIA.....	55
3. SELECCION DE LAS CARACTERISTICAS DEL TANQUE GRANDE(m) .....	66
4. DIMENSIONES DEL TANQUE "GRANDE".....	68
5. RESULTADOS EXPERIMENTALES DE OSCILACION LIBRE DEL MODELO ATUNERO PARA $H = 21.5$ cm [11].....	69
6. SELECCION DE LAS CARACTERISTICAS DEL ESTABILIZADOR PARA EL MODELO.....	71
7. DIMENSIONES DE TANQUE PEQUEÑO.....	72
8. COEFICIENTES PARA EL SISTEMA MODELO MAS TANQUE.....	74
9. RESULTADOS EXPERIMENTALES DE LA OSCILACION LIBRE EN EL TANQUE GRANDE.....	89
10. RESULTADOS EXPERIMENTALES DE LA OSCILACION LIBRE EN EL TANQUE PEQUEÑO.....	89
11. RESULTADOS EXPERIMENTALES DE LA OSCILACION LIBRE DEL MODELO.....	90
12. INERCIA VIRTUAL DEL MODELO PARA OSCILACION LIBRE EN BALANCE.....	90

## INTRODUCCION

Un buque moviéndose en la superficie del mar está sometido a fuerzas y momentos que lo llevan continuamente a movimiento oscilatorio como un cuerpo rígido. El balance del buque, comparado con los otros cinco movimientos, es el que tiene menor capacidad para regresar a la posición de equilibrio, esto significa que su frecuencia natural será baja, pudiéndose esperar que la frecuencia de las olas predominantes se acerque a la frecuencia natural del buque en balance, [3]. Si estas frecuencias se aproximan pueden entrar en resonancia y la amplitud del balance puede ser bastante alta aún con oleajes leves, con la posibilidad de que la embarcación zozobre. Entonces, el balance es probablemente el movimiento más importante en lo relacionado a la seguridad del buque.

Entre los dispositivos de mitigación de balance, el sistema de tanques pasivos es uno de los más comunes en otros países. Debido a su simplicidad, es posible analizar estos tanques por medio de modelos, dado que no requieren de fuente de poder para operarlos. El efecto de estabilización del sistema de tanques podría mejorar considerablemente la navegabilidad del buque, y ellos en sí representan una reserva de boyantez. Además, el proveer almacenaje extra para agua dulce o combustible constituye otra ventaja de los tanques pasivos sobre otros sistemas de estabilización. Por ello parece apropiado investigar experimentalmente la forma de operación de los tanques pasivos y su efecto sobre el movimiento de balance en buques ecuatorianos.

Se conoce del caso de buques pesqueros atuneros en el Ecuador que poseen sistemas de tanques pasivos y que operan satisfactoriamente. También se conoce de buques en que los tanques están instalados pero no están siendo utilizados. Esto justifica el entender el problema de la dinámica del conjunto buque más tanque para luego transmitírselo a la industria. El objetivo de este trabajo comprende la revisión de los principios de operación de tanques pasivos, el desarrollo de un proceso de diseño aplicable a buques pesqueros ecuatorianos, y la realización de pruebas en laboratorio para comprobar su efecto y las posibilidades de aplicación en el medio.

## **CAPITULO I**

### **CONCEPTOS INTRODUCTORIOS**

#### **1.1. GENERALIDADES**

En este subcapítulo se van a resumir algunos conceptos básicos sobre vibración de sistemas de un grado de libertad: frecuencia natural de oscilación, coeficiente de amortiguamiento y su relación con el decremento logarítmico, y, amplitud y ángulo de fase en vibración forzada. Se empleó como referencia el libro de William T. Thomson, “Theory of Vibration with Applications”, [9], capítulos 2 y 3.

#### **Vibración Libre**

El movimiento de un sistema de un grado de libertad que oscila libremente representa la solución de la siguiente ecuación diferencial:

$$A\ddot{\phi} + B\dot{\phi} + C\phi = 0 \quad (1.1)$$

donde  $\phi(t)$  representa el desplazamiento vertical del sistema masa-resorte-amortiguador de la figura 1.

Se supone que los pesos del amortiguador y del resorte que sostienen la masa son despreciables, y que el resorte tiene rigidez  $C$  por unidad de deflección; la masa  $A$  se asume como concentrada en un solo punto y por tanto no se deforma; la fuerza de amortiguamiento,  $B$ , se supone proporcional a la velocidad.

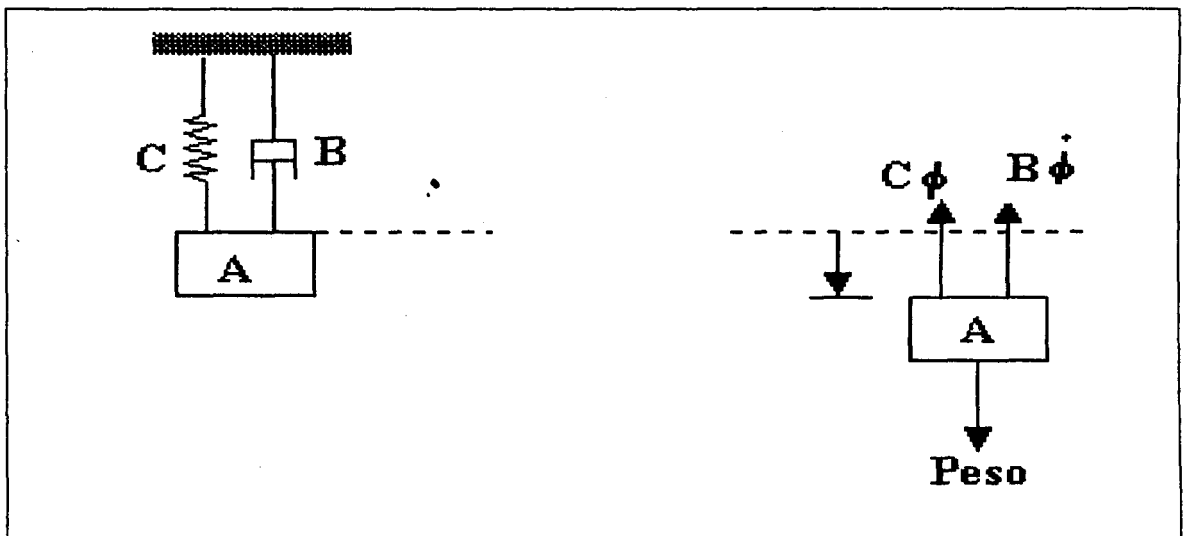


Figura 1. Sistema masa - resorte - amortiguador

La solución de esta ecuación diferencial ordinaria, lineal, homogénea y de coeficientes constantes es:



$$\phi(t) = \bar{\Phi} e^{i\omega_a t} e^{-\xi\omega_0 t} \quad (1.2)$$

donde  $\bar{\Phi}$  es una constante compleja determinada por las dos condiciones iniciales,

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C}{A}} \quad , \quad \text{es la frecuencia natural del sistema,} \quad (1.3)$$

$$\omega_a = \omega_0 \sqrt{1 - \xi^2} \quad , \quad \text{la frecuencia natural amortiguada, y} \quad (1.4)$$

$$\xi = \frac{B}{2A\omega_0} \quad , \quad \text{la razón de amortiguamiento.} \quad (1.5)$$

Si el coeficiente de amortiguamiento es pequeño, tiene muy poca influencia sobre la frecuencia de oscilación del sistema, y por lo tanto, el cálculo de la frecuencia natural se hace generalmente en base de no amortiguamiento, esto es  $\omega_a \approx \omega_0$ . Sin embargo el amortiguamiento es de gran importancia en las restricciones de amplitud de oscilación forzada en resonancia, como se explicará posteriormente.

De los coeficientes en la ecuación (1.1), el de amortiguamiento, B, es el más complicado de determinar, de hecho, es casi imposible hacerlo analíticamente. Para estimar la cantidad de amortiguamiento presente en el sistema se emplea la razón de decaimiento de las oscilaciones libres que obedecen al término  $e^{-\xi\omega_0 t}$  en (1.2). El logaritmo natural de la razón de dos amplitudes sucesivas cualesquiera, se define como decremento logarítmico,  $\delta$ , figura 2.

$$\delta = \ln \frac{\phi_1}{\phi_2} \tag{1.6}$$

Evaluando (1.2) para dos instantes de tiempo separados por un periodo de oscilación y reemplazándolo en (1.6), se obtiene:

$$\delta = \xi \omega_0 \tau_a$$

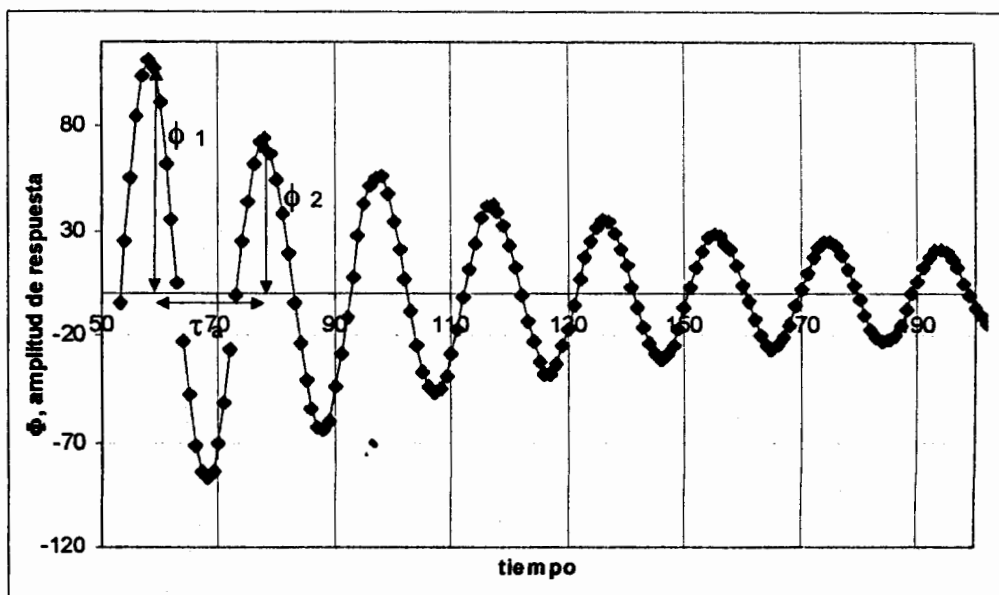


Figura 2. Razón de decaimiento de la oscilación medida por el decremento logarítmico

donde  $\tau_a = \frac{2\pi}{\omega_0 \sqrt{1-\xi^2}}$  es el periodo de oscilación amortiguado.

Por lo que la razón de amortiguamiento se puede escribir como:

$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \tag{1.7}$$

De esta forma una vez obtenido un registro de oscilación libre se podrá calcular  $\xi$ , y empleando (1.5) se podría calcular B.

### Vibración forzada.

La vibración que ocurre bajo la excitación de una fuerza externa  $F(t)$  se denomina **vibración forzada**. Cuando la excitación es armónica, o sea, la fuerza de excitación varía en forma senoidal con amplitud  $F_0$  y frecuencia  $\omega$ :

$$F(t) = F_0 e^{i\omega t} ,$$

el sistema es forzado a vibrar también en forma armónica, y con la misma frecuencia que la excitación. La ecuación que describe el movimiento es:

$$A\ddot{\phi} + 2\xi A \omega_0 \dot{\phi} + C\phi = F_0 e^{i\omega t} , \quad (1.8)$$

y la respuesta se establece como:

$$\phi(t) = \Phi e^{i(\omega t - \alpha)} \quad (1.9)$$

Donde  $\Phi$  es la amplitud de oscilación y  $\alpha$  es el desfase de la oscilación con respecto a la fuerza de excitación. Al reemplazar (1.9) en (1.8) se obtiene:

$$\Phi = \frac{\frac{F_0}{C}}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}} \quad (1.10)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{\left(2\xi \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right)} \quad (1.11)$$

Si la frecuencia de excitación  $\omega$  se acerca a la frecuencia natural  $\omega_0$  del sistema, se presenta una condición de resonancia, y pueden resultar oscilaciones peligrosas. Así mismo, si la magnitud de la excitación  $F_0$  es muy alta, el sistema oscilará con elevada amplitud.

## 1.2. MOVIMIENTO DE BALANCE DEL BUQUE EN OLAS REGULARES

### **Movimientos del buque en un mar regular**

Un buque en el mar experimenta una secuencia compleja de movimientos que es posible estudiar, dentro del rango lineal, separando sus componentes y asumiendo como regular el resultado de la combinación de las olas, (Apéndice 1). Cualquier posición particular del buque considerado como cuerpo rígido puede ser representado por una combinación de tres movimientos lineales y tres angulares. Estas seis funciones son definidas usando los ejes del sistema mostrado en la figura 3. En cualquier instante de tiempo la posición del buque es definida por tres desplazamientos lineales de su centro de gravedad, dado que se trata de un cuerpo en el espacio, y por tres rotaciones alrededor de los ejes x, y, z, como se ve en la tabla 1.



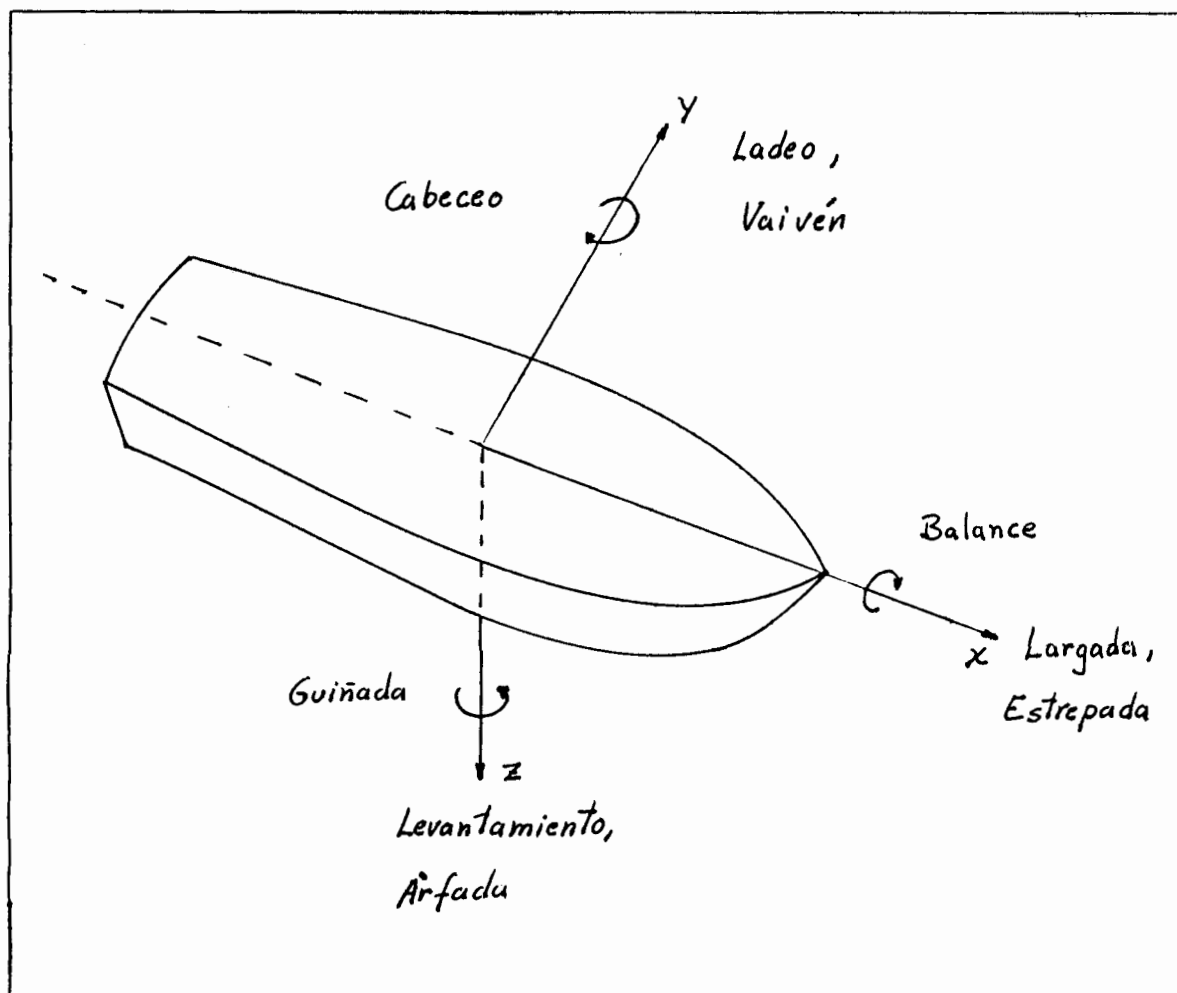


Figura 3. Movimientos de cuerpo rígido.

Los buques son normalmente simétricos a babor y estribor y como la largada, levantamiento y cabeceo se ubican en el plano de simetría, los mencionados son llamados movimientos del plano vertical o simétricos. El ladeo, balance y guiñada se denominan movimientos del plano lateral o antisimétricos. Las funciones que describen los movimientos a menudo son referidas como los "grados de libertad".

MOVIMIENTOS	DIRECCION	NOMBRE EN INGLES
<b>DESPLAZAMIENTOS</b>		
Largada o Estrepada	x, positivo a proa	Surge
Ladeo o Vaivén	y, positivo a estribor	Sway
Levantamiento o Arfada	z, positivo hacia abajo	Heave
<b>ROTACIONES</b>		
Balance	x, positivo estribor hacia abajo	Roll
Cabeceo	y, positivo popa hacia abajo	Pitch
Guiñada	z, positivo proa a estribor	Yaw

**TABLA 1.- Identificación de los movimientos del buque**

### **Movimiento de balance**

El movimiento de balance del buque se produce cuando este oscila alrededor de un eje longitudinal, en sentido proa-popa, figura 4(a). En la posición de escorado, figura 4(b), la fuerza de boyantes actúa fuera del plano de simetría produciendo, en conjunto con el peso, un momento que forza al buque hacia su posición de equilibrio original. Debido a este efecto restaurador, el buque pasa por el punto de equilibrio con cierta velocidad, pero la inercia hace que continúe moviéndose, ahora en sentido contrario.



que corresponde a (1.8) en el subcapítulo anterior. En el caso de oscilación forzada los términos que intervienen en el movimiento son las siguientes:

a. El término de inercia, que se presenta cuando el buque está oscilando:  $A\ddot{\phi}$ , donde  $\ddot{\phi} = d^2\phi/dt^2$  es la aceleración angular para balance, y  $A$  es la inercia virtual (inercia del buque más inercia añadida) del momento de inercia para balance, esto es:

$$\begin{aligned}
 A &= I_{xx} + \delta I_{xx} \\
 &= \frac{\Delta}{g} k_{xx}^2 + \frac{\Delta}{g} k_{ax}^2 \\
 A &= \frac{\Delta}{g} (k_{xx}^2 + k_{ax}^2) = \frac{\Delta}{g} k_x^{n2} \quad (1.13)
 \end{aligned}$$

Donde  $\Delta$  es el desplazamiento del buque,  
 $g$  aceleración de la gravedad,  
 $k_{xx}$  radio de giro del buque alrededor del eje x,  
 $k'_{ax}$  radio de giro añadido alrededor del eje x, y  
 $k''_{ax}$  radio de giro virtual alrededor del eje x.

La componente virtual de la inercia surge al integrar la componente de presión hidrodinámica proporcional a la aceleración, sobre el casco de la embarcación.



b. El término de amortiguamiento, el cual siempre resiste el movimiento:  $B\dot{\phi}$ , donde  $\dot{\phi} = d\phi/dt$  es la velocidad angular, y  $B$  es el coeficiente del momento de amortiguamiento que resulta de la acción de los momentos atenuantes que actúan sobre el buque, tales como las olas generadas, la fricción del agua sobre la superficie, quillas de balance, etc, [3]. Este coeficiente se determina en forma experimental.

c. El momento de restauración, que siempre tiende a regresar al buque a su posición de equilibrio:  $C\phi$ , donde  $\phi$  es el desplazamiento angular de balance, y  $C$  es el coeficiente del momento de restauración del buque para el movimiento de balance en cualquier ángulo de inclinación y se expresa como :

$$\therefore C\phi = \Delta GZ$$

Para pequeños ángulos de inclinación,  $GZ \approx GM_T \phi$ , y de la ecuación anterior :

$$C = \rho g \Delta GM_T \quad (1.14)$$

d. El momento de excitación (o de encuentro) que actúa sobre la masa del buque es:  $M_0 e^{i\omega t}$ , donde  $M_0$  es la amplitud del momento de excitación, y  $\omega$  es su frecuencia angular de encuentro.

### **1.3. ABSORCION DE LA VIBRACION DE UN SISTEMA DE UN GRADO DE LIBERTAD**

Cuando el buque se encuentra en cierta condición de navegación, por ejemplo cargado de regreso a puerto, puede ocurrir que la frecuencia de las olas que forzan el movimiento de balance se encuentre en un rango muy cercano o coincida con la frecuencia natural de balance del buque. En este caso el sistema entraría en resonancia, y la amplitud del movimiento podría ser bastante alta, aún en condiciones de un mar moderado, creando la posibilidad de que la embarcación zozobre. Lo que normalmente se aconseja es cambiar el rumbo de navegación con el fin de cambiar la frecuencia de excitación y así eliminar la resonancia. Sin embargo esta modificación implica pérdidas de tiempo y combustible; además puede perjudicar la carga, debido al tiempo extra de viaje.

Se ha visto que el movimiento de balance de un buque se puede modelar como el movimiento de un sistema de un grado de libertad. Si se conecta a éste un sistema secundario similar se puede alterar la frecuencia natural. Por lo tanto, colocando en el buque un tanque cuya frecuencia esté sincronizada aproximadamente a la frecuencia natural del buque, el agua en el tanque actuará como absorbedor de vibración logrando atenuar el movimiento del sistema principal, [9].

Se considera ahora un sistema de un grado de libertad que oscila debido a una fuerza armónica, como el descrito con la ecuación (1.8), pero ahora se lo conecta a un sistema masa-resorte secundario como se muestra en la figura 5, con lo que se obtiene un sistema de dos grados de libertad.

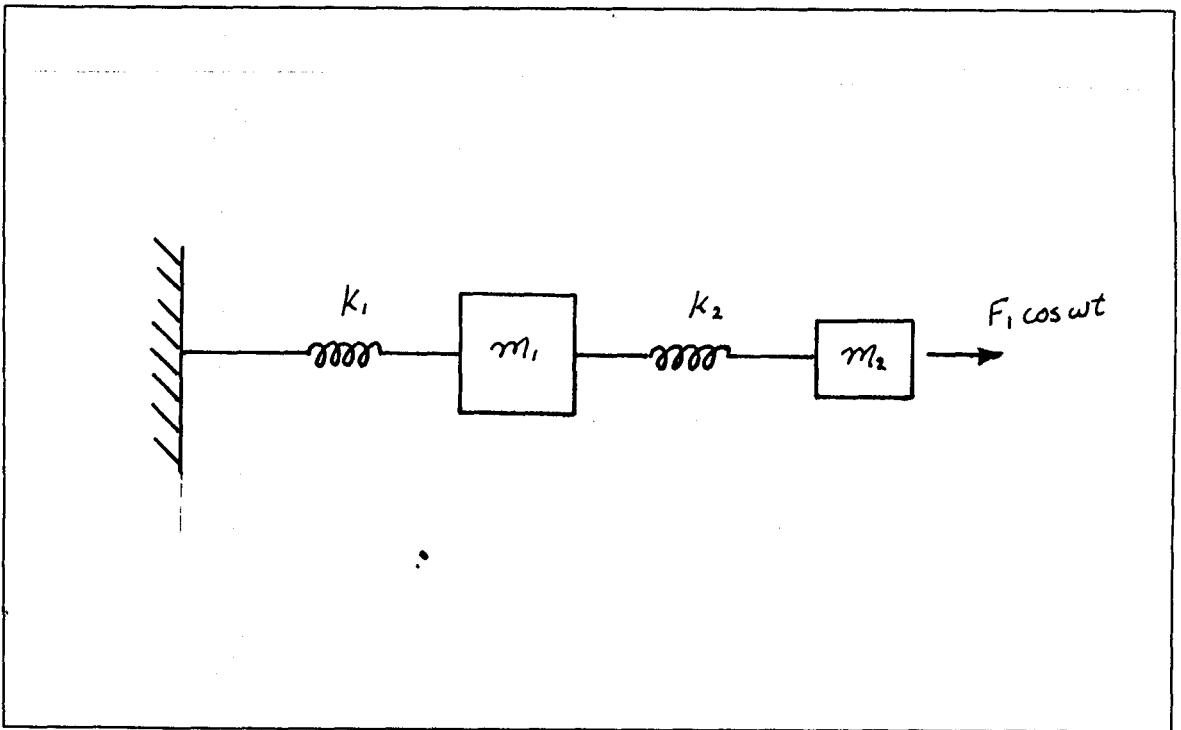


Figura 5. Sistema masa resorte, 2 grados de libertad

En este sistema, el amortiguamiento será ignorado completamente, por el momento, para evitar la falsa impresión de que sea en alguna forma responsable de los resultados esperados, sus ecuaciones de movimiento son :

$$m_1 \ddot{x}_1 - k_2(x_2 - x_1) + k_1 x_1 = F_1 \cos \omega t \quad (1.15)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - k_2(x_1 - x_2) = 0 \quad (1.16)$$

Para la vibración forzada estable,

$$x_1 = R_e A_1 e^{i\omega t}$$

$$x_2 = R_e A_2 e^{i\omega t}$$

Antes de sustituir valores, primero se define,

$$\omega_{11} = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} \quad \text{frecuencia natural del sistema original independiente}$$

$$\omega_{22} = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} \quad \text{frecuencia natural del absorbedor independiente, con}$$

$x_1$  ignorando el sistema principal

Con lo que podemos reescribir las ecuaciones del movimiento en estos términos y obtener las magnitudes  $\bar{x}_1$  y  $\bar{x}_2$  para la solución del sistema:

$$\frac{\bar{x}_1}{\frac{F}{K_1}} = \frac{\left[ 1 - \left( \frac{\omega}{\omega_{22}} \right)^2 \right]}{\left[ \left[ 1 + \frac{K_2}{K_1} - \left( \frac{\omega}{\omega_{11}} \right)^2 \right] \left[ 1 - \left( \frac{\omega}{\omega_{22}} \right)^2 \right] - \frac{K_2}{K_1} \right]} \quad (1.17)$$

$$\frac{\bar{x}_2}{\frac{F_1}{K_1}} = \frac{1}{\left[ \left[ 1 + \frac{K_2}{K_1} - \left( \frac{\omega}{\omega_{11}} \right)^2 \right] \left[ 1 - \left( \frac{\omega}{\omega_{22}} \right)^2 \right] - \frac{K_2}{K_1} \right]} \quad (1.18)$$

Donde podemos notar que si  $\omega_{22} \approx \omega$ , la vibración de la masa principal es cero. Esto es,

si la frecuencia natural del absorbedor,  $\omega_{22} = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}$  es "sintonizada" a la frecuencia de la vibración del sistema principal (en donde se tiene una resonancia), entonces la amplitud de este será cero,  $\bar{x}_1 = 0$ , como se observa en la figura 6.

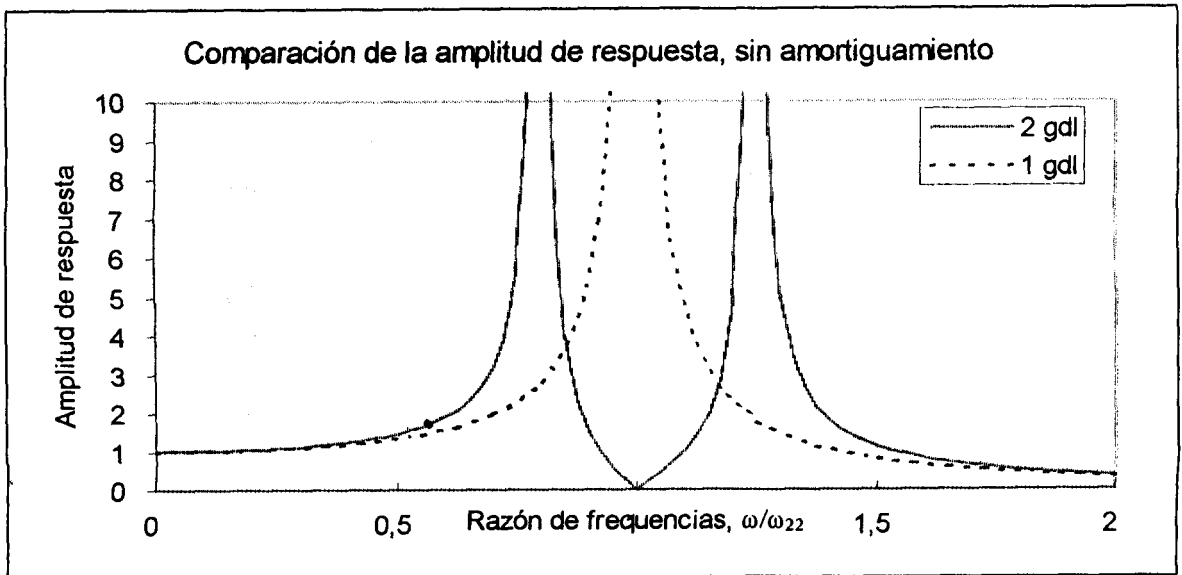


Figura 6. Respuesta del sistema

En esta condición la amplitud del absorbedor de vibración dependerá solamente de la amplitud de la fuerza excitadora y de su propia rigidez, pero ésta es función de la masa y de la frecuencia del sistema. Por lo tanto, el tamaño del absorbedor estará limitado por la razón de masas. Esto se presenta en la figura 7.

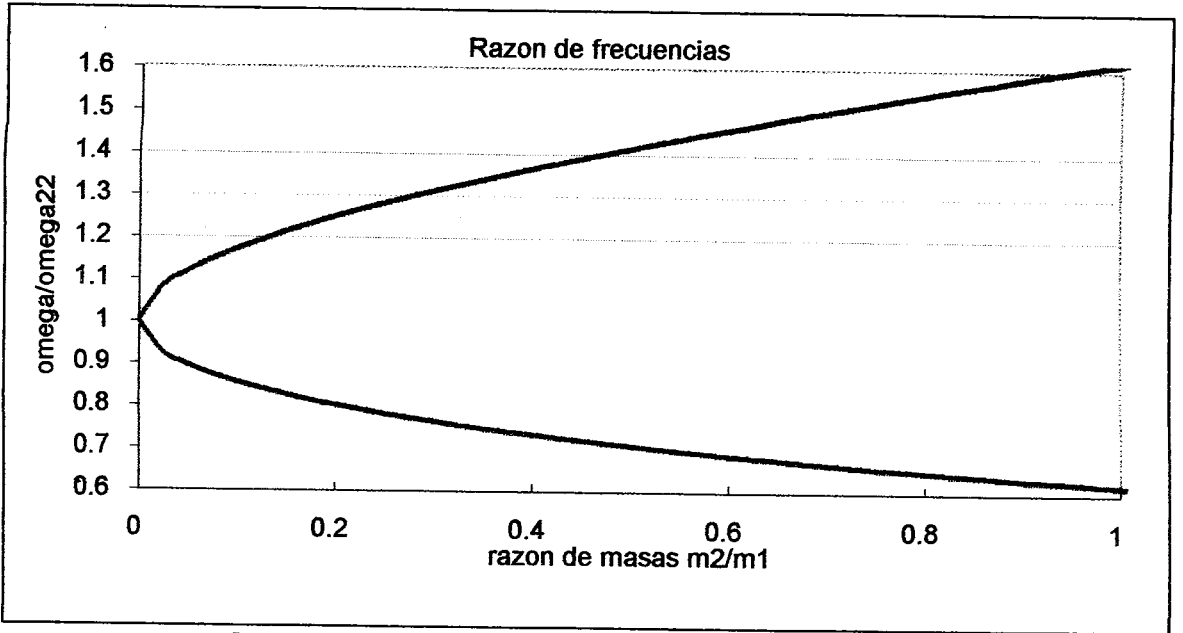


Figura 7. Frecuencias naturales vs. razón de masa

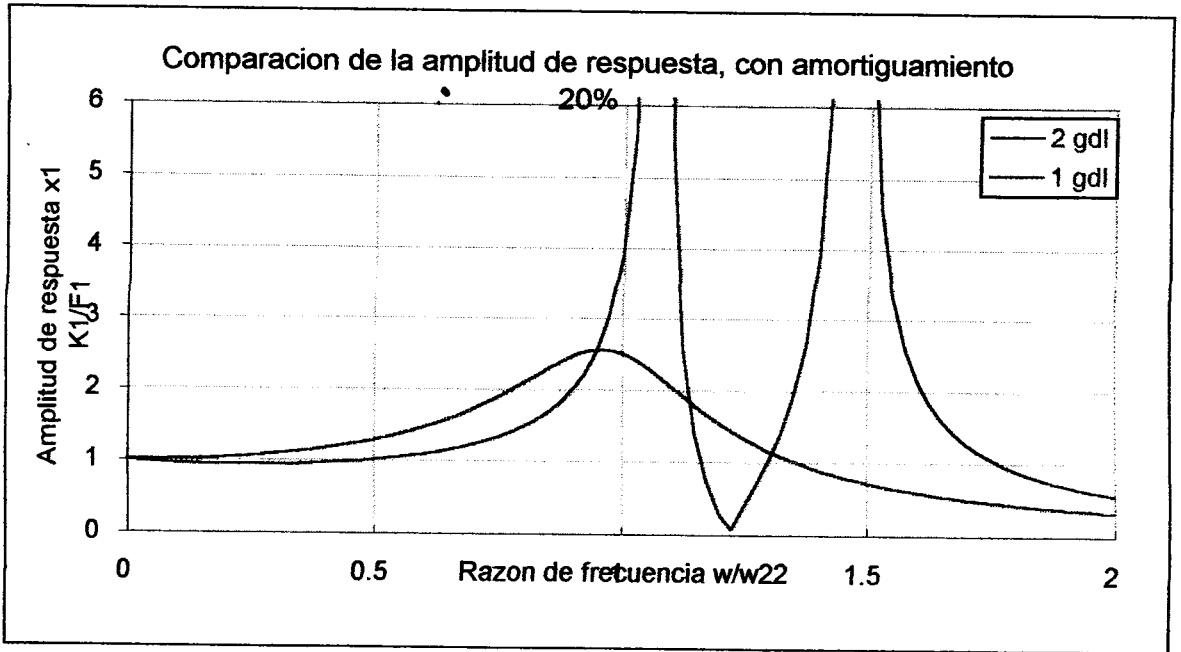


Figura 8. Respuesta con amortiguamiento

Los efectos de amortiguamiento, que a menudo son pequeños, pero nunca cero, actuarán para degradar la efectividad del absorbedor. En la figura 8 se muestra que si el amortiguamiento es incluido, el numerador de la ecuación de  $\bar{x}_1$  en la ecuación (1.17) nunca será cero; solamente se aproximará a cero según el amortiguamiento se aproxime a cero, cuando  $\omega = \omega_{22}$ .

La amplitud de la respuesta del sistema cuando se incluye el amortiguamiento es:

$$\frac{\bar{x}_1}{\frac{F_1}{K_1}} = \frac{f_2 - \left(\frac{\omega}{\omega_{22}}\right)^2}{\left[ f_1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{11}}\right)^2 + \frac{K_2}{K_1} f_2 \right] \left[ f_2 - \left(\frac{\omega}{\omega_{22}}\right)^2 \right] - \frac{K_2}{K_1} \left[ 1 - 4\xi^2 \left(\frac{\omega}{\omega_{22}}\right)^2 \right]}$$

$$\frac{\bar{x}_2}{\frac{F_2}{K_2}} = \frac{1 - 2\xi \left(\frac{\omega}{\omega_{22}}\right)}{\left[ f_1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{11}}\right)^2 + \frac{K_2}{K_1} f_2 \right] \left[ f_2 - \left(\frac{\omega}{\omega_{22}}\right)^2 \right] - \frac{K_2}{K_1} \left[ 1 - 4\xi^2 \left(\frac{\omega}{\omega_{22}}\right)^2 \right]}$$

donde:

$$f_1 = 1 + 2\xi \left(\frac{\omega}{\omega_{11}}\right)$$

$$f_2 = 1 + 2\xi \left(\frac{\omega}{\omega_{22}}\right)$$

Por otro lado, los términos de amortiguamiento en el denominador de  $\bar{x}_1$  y  $\bar{x}_2$  actuarán para reducir la respuesta de la masa del absorbedor,  $\bar{x}_2$ , cuando  $\omega_{22} = \omega$ ; y, por supuesto, el amortiguamiento reducirá la resonancia entre las dos frecuencias naturales del sistema.

Entonces, considerando el amortiguamiento en ambos sistemas podemos asegurar que :

" Añadiendo un sistema de masa elástica auxiliar a un sistema principal, la vibración del estado estático del sistema principal puede ser reducida si la frecuencia natural del sistema auxiliar es sintonizada a la frecuencia de excitación del sistema principal" [10].

Este es el principio por el cual los tanques antibalance trabajan, si la frecuencia natural del tanque es cercana a la frecuencia natural de balance de buque, se tiene un sistema estabilizado.



## **CAPITULO II**

### **ANALISIS DEL CONTROL DEL MOVIMIENTO DE BALANCE DEL BUQUE**

Las condiciones que producen incremento en la amplitud de los movimientos de balance en un buque son tan frecuentes como los esfuerzos de los ingenieros navales para tratar de reducir los mismos. El más severo movimiento de balance ocurre cuando dicho movimiento entra en resonancia con la excitación producida por las olas, y ya que las fuerzas y momentos restauradores involucrados en el balance son relativamente pequeños, una de las formas de disminuir la amplitud del movimiento es reducir el efecto de resonancia, lo que permite que el balance pueda ser controlado.

El propósito de este capítulo es describir los mecanismos, ya sean internos o externos al casco, que reducen o de alguna forma disminuyen las respuestas del movimiento del casco. Se asume que estos dispositivos, llamados estabilizadores, son tales que sus

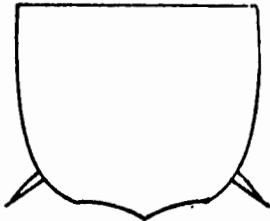
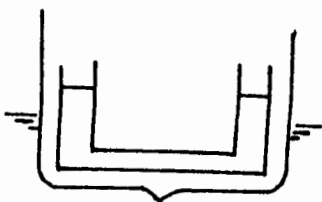
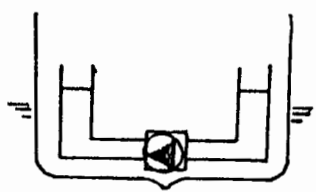
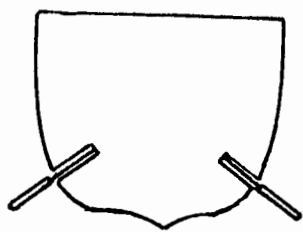
beneficios a los movimientos del buque sobrepasan cualquier impacto en la habilidad del mismo para realizar su tarea asignada.

## **2.1. CONTROL DEL MOVIMIENTO DE BALANCE DE UN BUQUE**

Se han inventado muchos tipos de mecanismos que reducen la amplitud del balance del buque, pero solo pocos son de uso común. Debido a consideraciones económicas, tamaño, y facilidad de construcción, muchos de ellos no se usan actualmente, mientras otros, aunque pueden no ser los más efectivos técnicamente, continúan en uso.

Los estabilizadores pueden agruparse en categorías generales, dependiendo de como logren su propósito: pasivos, pasivos controlados y activos. Esta clasificación se puede esquematizar en el cuadro de la siguiente página.

A continuación se presenta una descripción general de los mecanismos antibalance, en especial de los más populares.

CLASIFICACION DE LOS DISPOSITIVOS DE ESTABILIZACION		
TIPO	ESTABILIZADOR	ESQUEMA
PASIVOS NO MOVILES	Velas Quillas de balance	
MOVILES	Pesos sólidos Tanques	
PASIVOS CONTROLADOS	Tanques pasivos	
ACTIVOS	Aletas Tanques Giroscopios Timones	

### **Estabilizadores pasivos de balance**

Son los que no requieren poder o un sistema de control para operar. Estos pueden o no tener partes móviles. Ejemplos de estabilizadores que no tienen partes móviles son las quillas de balance y las velas.

**Velas:** Para pequeñas embarcaciones, son muy efectivas como estabilizadores de balance, y se han usado mucho en botes de pesca. El levantador en la vela estabilizante cambia cuando el buque se balancea y la repuesta de estas fuerzas de levantamiento es tal que la energía del balance es removida desde el buque. El tamaño de la vela y la complejidad asociada con el manejo de la misma no significan un gran esfuerzo en un pequeño bote, pero es demasiado para buques grandes.

**Quillas de balance:** Es el estabilizador más común, tanto como el más ampliamente usado de los mecanismos para estabilización de balance; son aletas construidas de platinas que forman una obstrucción al movimiento de balance. En su mayoría están unidas perpendicularmente al casco en, o cerca, del pantoque. La quilla está alineada con el flujo de agua con el buque moviéndose, de tal forma que su efecto sobre la resistencia sea mínimo. En este caso el momento de amortiguamiento es generado

por una componente de resistencia a la presión de la propia quilla y por una componente debida al cambio en la distribución de presión en el casco. Para un buque sin quillas de balance el amortiguamiento es causado por la disipación de energía en las olas superficiales, los flujos viscosos que rodean el casco y la tensión superficial. Las quillas de balance incrementan considerablemente la disipación de energía debido al flujo viscoso.

Cuando los mecanismos antibalance no tienen partes móviles, existen dos formas típicas de estabilización: el movimiento de pesos y los tanques pasivos estabilizadores.

**Movimiento de pesos sólidos:** Con el fin de contrarrestar el momento de balance, se adapta al buque un peso móvil cuyo movimiento en el sentido transversal es retrasado noventa grados con respecto al movimiento de balance. Este dispositivo se basa prácticamente en alcanzar un sistema resonante al mover el peso, logrando así un efecto de amortiguamiento. El sistema ha sido exitoso solo en embarcaciones pequeñas, debido a problemas mecánicos que surgen en el montaje y la operación de grandes pesos.

**Tanques pasivos estabilizadores:** El concepto se basa en el principio de que un fluido en un tanque parcialmente lleno, dentro del buque, se moverá de un lado a otro

a través del tanque cuando el buque se mueva transversalmente. La diferencia de peso entre ambos reservorios, generará un momento de balance en el buque, y este efecto puede ser ajustado para amortiguar el movimiento de balance. La figura 9 muestra algunas formas de los tanques pasivos que se usan actualmente.

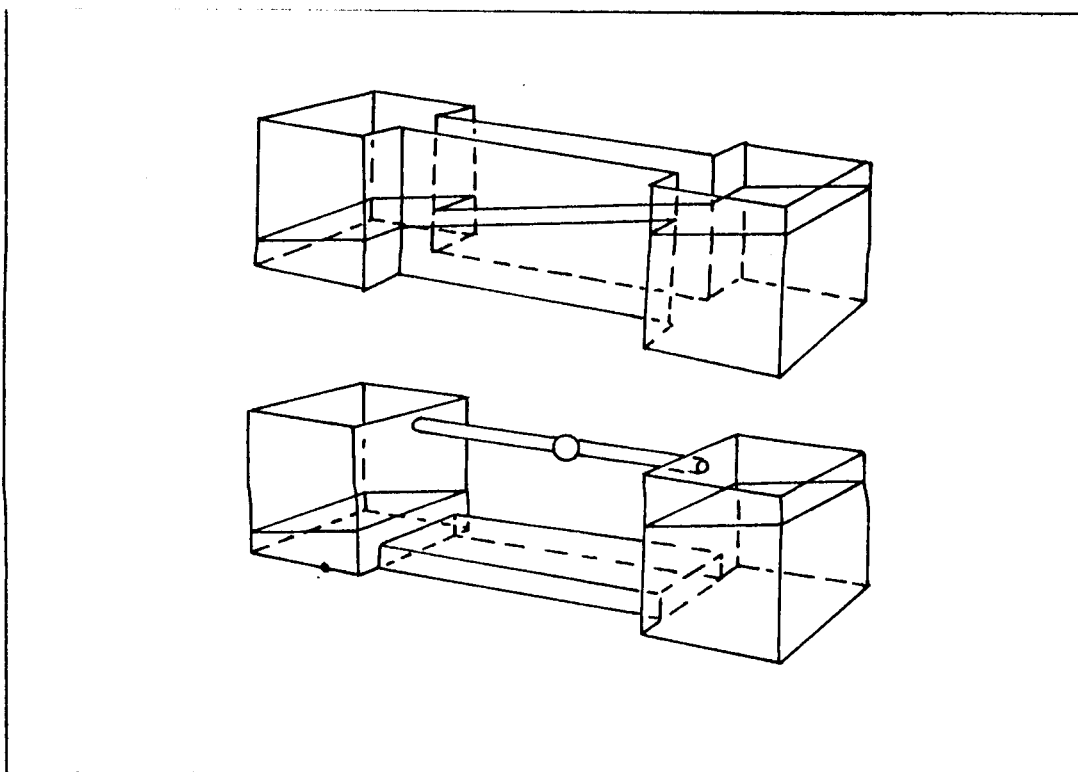


Figura 9. Formas comunes de tanques pasivos

Tanque de superficie libre, es el más simple de los tanques pasivos, consiste de un tanque rectangular dispuesto transversalmente en el buque. Algunas veces, se ejerce cierto control sobre el movimiento del fluido instalando una división en el centro del tanque.

Tanque de tubo en U, en este caso la superficie libre está confinada a los dos brazos de un tubo en U que se conectan con un ducto horizontal. El comportamiento de este tipo de estabilizador será analizado en detalle en este trabajo.

### **Estabilizadores pasivos controlados**

Constituyen un sistema de estabilización un poco más complejo que los estabilizadores pasivos comunes. El objetivo es mejorar la eficiencia de los sistemas pasivos añadiendo un medio de control; este puede ser, por ejemplo, una válvula de estrangulamiento en el caso de un tanque en U que restringe el paso del aire de un lado al otro del tanque, manteniendo el agua bajo presión dentro del reservorio deseado.

### **Estabilizadores activos de balance**

Estos mecanismos están en capacidad de responder más rápido a los movimientos de las olas, tanto como de incrementar el efecto de amortiguamiento, y pueden trabajar a altas velocidades del buque. El gasto en equipo y maquinaria requerida es tal que el sistema debe ser diseñado para ser mucho más efectivo que los sistemas anteriores al tratar de restringir el movimiento de balance. Cada sistema consiste de dos partes esenciales: un sistema de control para detectar el

movimiento del buque y predecir el momento de balance que será aplicado al buque por el mar en un futuro inmediato, y un sistema generador de momento que aplicará un momento de balance para cancelar el momento pronosticado. Los posibles sistemas generadores de momento pueden ser: aletas estabilizadoras, giroscopios, timones y tanques activos de estabilización. Aunque el sistema de control para cada tipo de estabilizador es similar, el mecanismo por el cual se produce el momento de balance de cancelación es completamente diferente.

**Aletas estabilizadoras:** El sistema de estabilización mediante aletas activas está compuesto de, al menos, un par de aletas móviles, una a cada banda del buque. El ángulo de incidencia de las aletas se ajusta continuamente mediante un sistema de control que es sensible al movimiento de balance del buque. Las aletas desarrollan, mientras se mueven a cierta velocidad, fuerzas de sustentación que ejercen momentos de balance respecto del centro de gravedad del buque. Estos momentos de balance se pueden ajustar de forma que se oponen al momento aplicado por las olas y el movimiento de balance se reduce.

Como se ha descrito, los estabilizadores pasivos constituyen una de las formas más simples de reducir el balance. De estos, tanto los pesos sólidos como los tanques pasivos se basan en un mismo principio físico básico de operación, esto es, que cada uno tiene una



masa que puede moverse de un lado al otro del buque y tienen una característica de diseño que restaura la masa al centro del buque cuando este se aproxima a la vertical. El resultado es que cada uno de estos estabilizadores pasivos es un sistema masa-resorte amortiguado que se mueve en respuesta a los movimientos transversales del buque. Con un diseño apropiado, los momentos de balance generados por el movimiento del estabilizador contrarrestarán parte del momento de balance aplicado al buque por las olas y reducirá el movimiento total de balance. Ninguno de estos estabilizadores puede eliminar completamente el movimiento, ya que el estabilizador no se mueve hasta que el buque se mueve. En principio, entonces, estos mecanismos de estabilización pasiva, son similares al clásico absorbedor de vibración.

Los tanques tienen la ventaja frente al sistema masa resorte, de no tener partes móviles y requerir de poco mantenimiento, también evitan la pequeña resistencia creada por las quillas o aletas de balance. Una gran desventaja de estos tanques es que la superficie libre siempre reduce la altura metacéntrica y por consiguiente la estabilidad del buque. Si se trata de tanques de superficie libre, este efecto es inevitable, y al ocupar mayor área de la sección transversal del buque, el tanque dificulta el acceso en sentido longitudinal. Esto hace que los tanques en U, sean los más adecuados para este tipo de estabilización.

## 2.2. MOVIMIENTO DEL FLUIDO ENTRE DOS TANQUES

A continuación se describe la ecuación que define el movimiento de un fluido dentro de un tanque en U, como el mostrado en la figura 10, sometido a la influencia del movimiento de balance aplicado al tanque por el buque; se ha usado como base la referencia [4]. Se concluye en una expresión para estimar la frecuencia natural del movimiento del agua en el tanque.

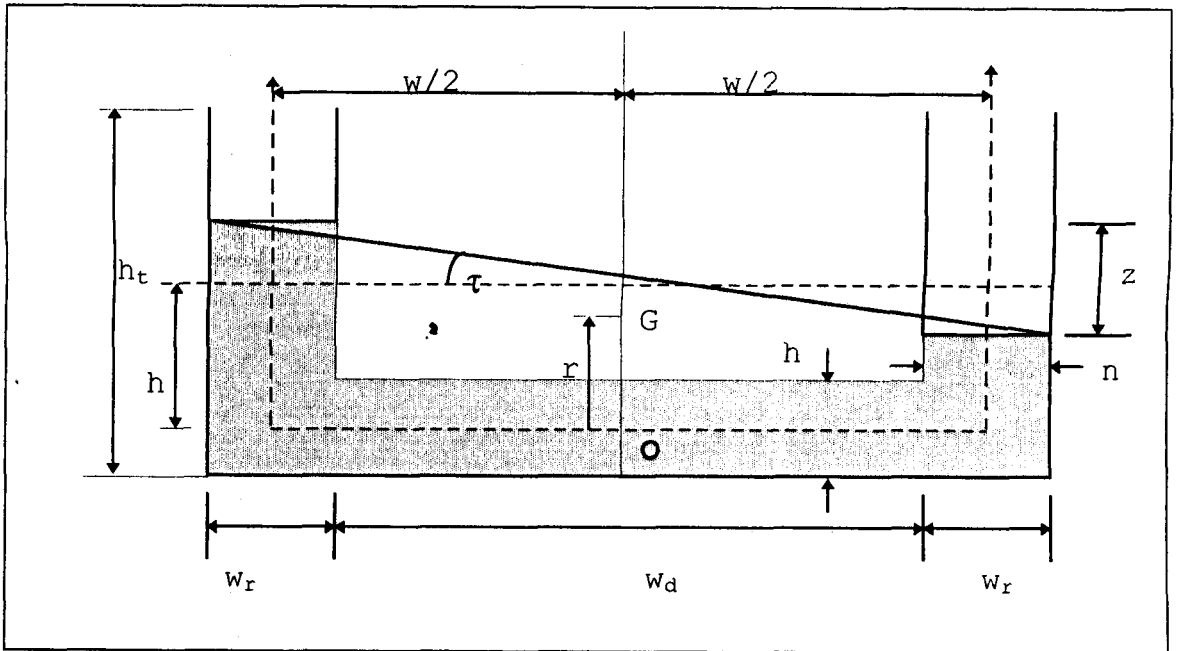


Figura 10. Sistema de referencia y dimensiones del tanque en U

El tanque consiste de dos reservorios abiertos a la atmósfera y un ducto conector de sección transversal rectangular constante; el fluido en el interior del tanque no ocupa el volumen total, y puede moverse libremente entre uno y otro reservorio. Se asume que el

movimiento del fluido dentro del tanque está gobernado por la ecuación de Euler que establece que la razón de cambio de momentum es igual a la suma de las fuerzas externas (de volumen y superficie):

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial s} = Y - \frac{1}{\rho_t} \frac{\partial P}{\partial s} \quad (1.2)$$

donde:

- s es la abscisa en el sistema de coordenadas mostrado,
- v la velocidad con que se mueve el fluido,
- $\rho_t$  la densidad del fluido
- P la presión hidrostática, y
- Y la fuerza externa por unidad de masa .

Los términos de esta ecuación se pueden definir en función de las características geométricas del tanque y el análisis correspondiente se incluye en el Apéndice 2. La velocidad del agua en el tanque puede escribirse como función del ancho del tanque y del ángulo  $\tau$ , como una consecuencia del Principio de Conservación de masa:

$$v = \frac{w_r w \dot{t}}{2n} \quad (2.2)$$

La fuerza externa Y es la resultante de la contribución de las aceleraciones aplicadas al tanque, y de las fuerzas friccionales que surgen de las pérdidas en las paredes. Como se muestra en la figura 11 estas componentes son las siguientes:

- La componente de la aceleración debida a la gravedad a lo largo de la dirección y :

Luego de integrar estos términos con respecto a  $s$ , la ecuación (1.2) puede ser expresada en función del momento aplicado al fluido multiplicado por el momento del área de los reservorios del tanque. Definiendo el parámetro  $Q_t$  de la siguiente manera:

$$Q_t \equiv \frac{\rho_t w_r w^2 x_t}{2}, \quad (2.3)$$

se puede escribir la ecuación del movimiento del fluido en el tanque, a través del ángulo formado por el desnivel entre los dos reservorios,  $\tau$ , acoplado al movimiento rotativo de la base,  $\phi$ , como:

$$a_{\tau\phi} \ddot{\phi} - c_{\tau\phi} \dot{\phi} + a_{\tau\tau} \ddot{\tau} + b_{\tau\tau} \dot{\tau} + c_{\tau\tau} \tau = 0 \quad (2.4)$$

donde los coeficientes de la ecuación son:

$$a_{\tau\phi} = Q_t (r_d + h_r) \quad (2.5)$$

$$c_{\tau\phi} = Q_t g \quad (2.6)$$

$$a_{\tau\tau} = Q_t w_r \left( \frac{w}{2h_d} + \frac{h_r}{w_r} \right) \quad (2.7)$$

$$b_{\tau\tau} = Q_t q w_r \left( \frac{w}{2h_d} + \frac{h_r}{w_r} \right) \quad (2.8)$$

$$c_{\tau\tau} = Q_t g = c_{\tau\phi} \quad (2.9)$$

y las dimensiones del tanque están definidas de la siguiente manera, véase la Figura 10:

$x_t$	longitud del tanque
$w_d$	ancho del ducto
$w_r$	ancho del reservorio
$h_t$	altura del tanque
$h_d$	altura del ducto
$h_r$	altura del agua en el reservorio(promedio)
$r_d$	distancia vertical entre el ducto y el centro de gravedad del tanque

Si se desea analizar el movimiento del fluido dentro del estabilizador, sin la influencia del movimiento de balance del buque, los términos de acoplamiento de la ecuación (2.4) se anulan, y el movimiento del fluido en el tanque se puede representar como:

$$a_{\tau\tau}\ddot{\tau} + b_{\tau\tau}\dot{\tau} + c_{\tau\tau}\tau = 0 \quad (2.10)$$

La ecuación descrita tiene la forma de las ecuaciones que gobiernan el comportamiento de un sistema lineal masa-resorte-amortiguador, [9], como se ha visto en el subcapítulo 1.3, y podemos calcular la frecuencia natural del tanque  $\omega_\tau$ , empleando la siguiente fórmula:

$$\omega_\tau = \sqrt{\left(\frac{c_{\tau\tau}}{a_{\tau\tau}}\right)} = \sqrt{\left(\frac{2gh_d}{w_r w + 2h_r h_d}\right)} \quad (2.11)$$

Con esta ecuación, en la figura 12, se presenta la frecuencia natural correspondiente a un tanque de 90 cm de ancho total, 10 cm para el ancho del reservorio y 7 cm de altura del ducto, para diferentes alturas del tanque.

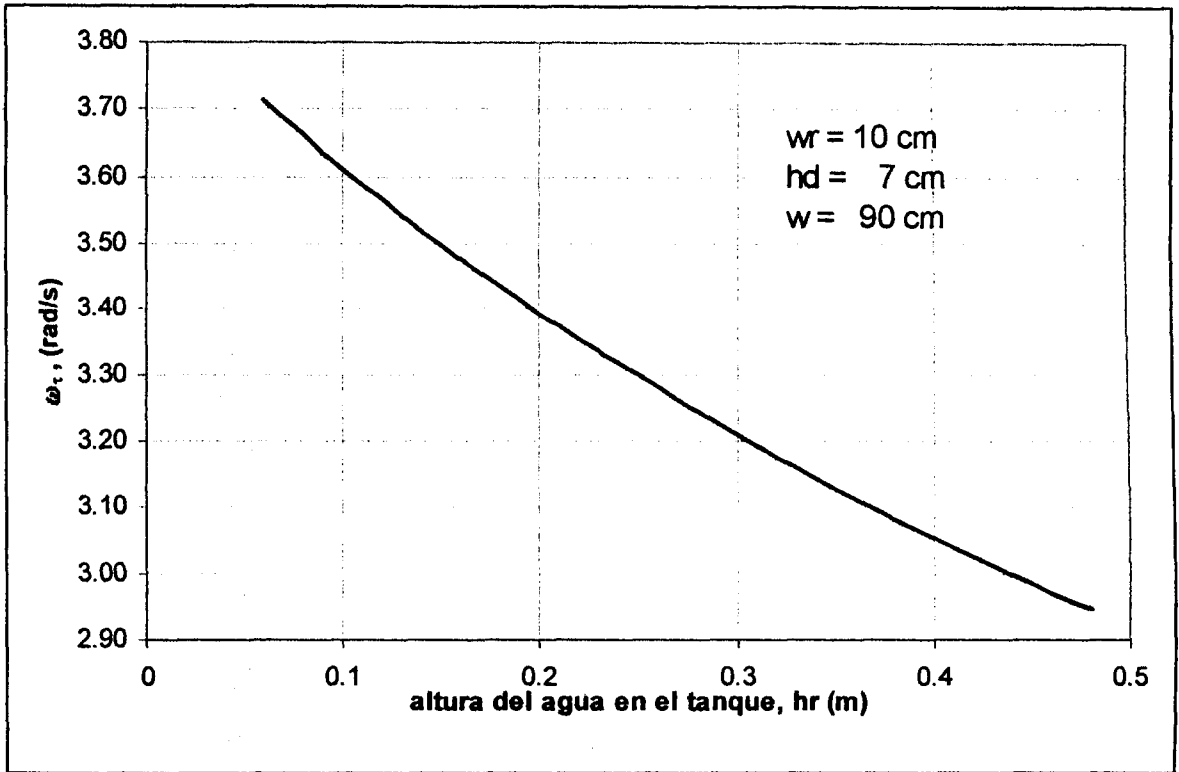


Figura 12. Variación de la frecuencia natural en función de la altura del agua.

### 2.3. SOLUCION TEORICA PARA UN SISTEMA BUQUE-TANQUE EN BALANCE

En el capítulo 1 se definieron las ecuaciones que describen el movimiento de balance del buque, modelado como un sistema de dos grados de libertad, y la solución de dicho sistema. Además, como se ha visto en el subcapítulo anterior, el ángulo  $\tau$  del tanque puede ser considerado como un grado de libertad adicional en las ecuaciones de movimiento del buque. Entonces, el tanque pasivo estabilizador acoplado al buque es un típico absorbedor de

vibración, y la ecuación de movimiento de balance para un buque estabilizado con un tanque pasivo es, [4]:

$$A \ddot{\phi} + B \dot{\phi} + C \phi + a_{\psi\tau} \ddot{\tau} + b_{\psi\tau} \dot{\tau} - c_{\psi\tau} \tau = M_0 e^{i\omega t + \gamma} \quad (2.12)$$

donde los tres primeros términos corresponden al movimiento del buque en balance que ya han sido descritos, el término independiente es el momento de excitación de las olas, y los términos restantes representan la influencia del tanque estabilizador sobre el buque, y se describen a continuación:

- El término  $a_{\psi\tau} \ddot{\tau}$  representa el momento de balance requerido para mantener la aceleración del fluido dentro del reservorio y a través del ducto:

$$a_{\psi\tau} \ddot{\tau} = \frac{\rho_l w_r w^2 x_t (h_r + r_d) \ddot{\tau}}{2} \Rightarrow \quad (2.13)$$

$$a_{\psi\tau} = Q_t (h_r + r_d) = a_{\psi\phi}$$

- Puesto que la razón de cambio del ángulo del tanque generalmente es muy pequeño, podría demostrarse que la influencia del mismo sobre el momento de balance del buque tiene un efecto muy pequeño y se asume que el término  $b_{\psi\tau} \dot{\tau}$  se puede despreciar:

$$b_{\psi\tau} \dot{\tau} \approx 0$$

- El coeficiente del término de restauración se obtiene considerando el momento requerido para mantener estable el ángulo del tanque:



$$\begin{aligned} c_{\phi\tau}\tau &= \frac{\rho_l g w_r w^2 x_t \tau}{2} \Rightarrow \\ c_{\phi\tau} &= Q_t g = c_{\tau\tau} = c_{\tau\phi} \end{aligned} \quad (2.14)$$

Entonces se tiene completamente definido un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias, lineales, no homogéneas y de coeficientes constantes, para el buque y el tanque funcionando en conjunto, esto es:

$$\begin{aligned} A\ddot{\phi} + B\dot{\phi} + C\phi + a_{\phi\tau}\ddot{\tau} - c_{\phi\tau}\tau &= M_0 e^{(i\omega t + \gamma_0)} \\ a_{\tau\phi}\ddot{\phi} - c_{\tau\phi}\phi + a_{\tau\tau}\ddot{\tau} + b_{\tau\tau}\dot{\tau} + c_{\tau\tau}\tau &= 0 \end{aligned} \quad (2.15)$$

La solución está dada por:

$$\begin{Bmatrix} \phi(t) \\ \tau(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \overline{\Phi} \\ \overline{T} \end{Bmatrix} e^{i\omega t} \quad (2.16)$$

y las amplitudes complejas de la respuesta del sistema,  $\overline{\Phi}$ ,  $\overline{T}$ , se pueden calcular al reemplazar esta solución en las ecuaciones de movimiento:

$$\begin{bmatrix} -A\omega^2 + i\omega B + C & -a_{\phi\tau}\omega^2 - c_{\phi\tau} \\ -a_{\tau\phi}\omega^2 - c_{\tau\phi} & -a_{\tau\tau}\omega^2 + i\omega b_{\tau\tau} + c_{\tau\tau} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \overline{\Phi} \\ \overline{T} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} M_0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.17)$$

Dicho sistema de ecuaciones se puede resolver de tal forma que:

$$\begin{Bmatrix} \overline{\Phi} \\ \overline{T} \end{Bmatrix} = \frac{M_0}{\det} \begin{bmatrix} -a_{\tau\tau}\omega^2 + i\omega b_{\tau\tau} + c_{\tau\tau} \\ a_{\tau\phi}\omega^2 + c_{\tau\phi} \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

Tomando un modelo de pesquero de 0.84 ton. de desplazamiento con las siguientes características:

Eslora = 3.46 m

Manga = 1.00 m

Puntal = 0.63 m

GM = 0.12 m

Es posible determinar, desde las ecuaciones dadas, la respuesta en balance para el funcionamiento en conjunto.

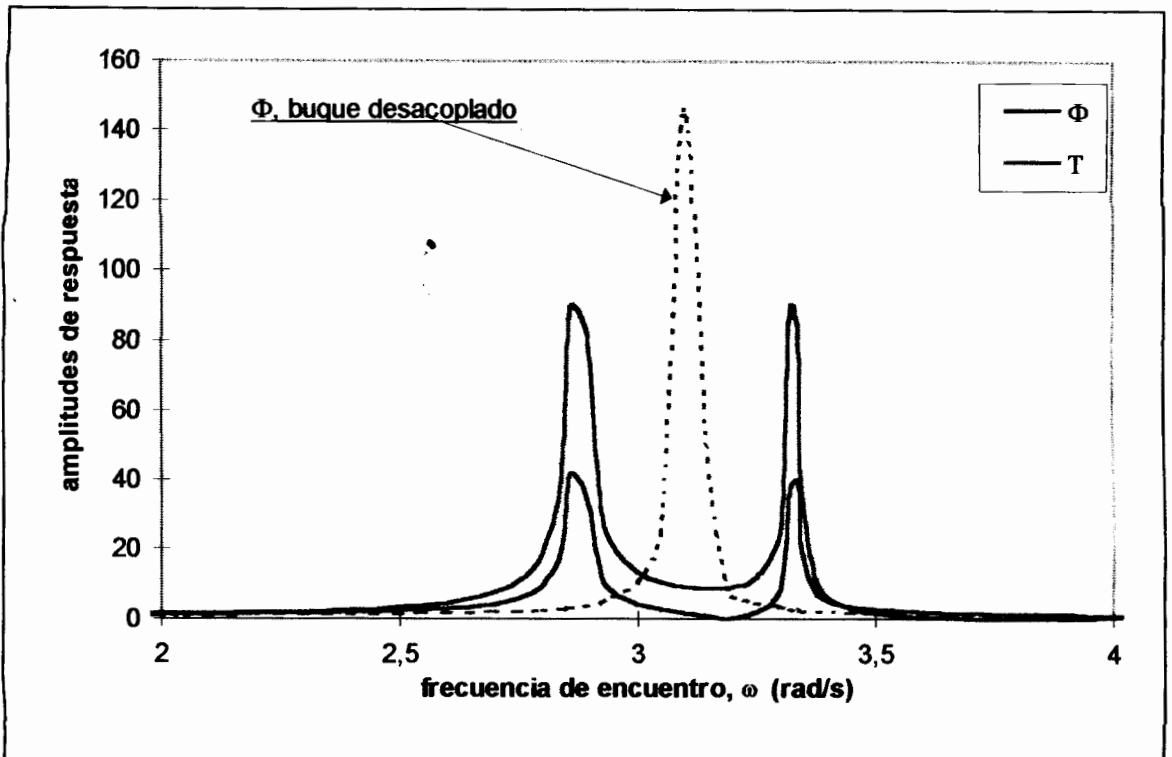


Figura 13. Respuesta del sistema buque - tanque acoplado

La figura 13 muestra que originalmente el buque responde en resonancia a una frecuencia de 3.10 rad/s. Luego de la instalación del tanque estabilizador, el sistema tiene dos zonas de resonancia, pero en la región de resonancia original la respuesta se ha reducido drásticamente.

### **CAPITULO III**

#### **DISEÑO DEL SISTEMA DE TANQUES PASIVOS**

En este capítulo se diseñará un sistema de estabilización, mediante un tanque pasivo en U, para el modelo de un buque atunero típico ecuatoriano. El trabajo de experimentación del conjunto modelo del buque más tanque pasivo se simplifica al contar con modelos de buques en el Tanque de Pruebas de la Facultad; sin embargo el tamaño de estos podría significar pérdida de exactitud en los resultados. Para disminuir este riesgo se divide el trabajo experimental en dos fases: prueba del movimiento del agua en un tanque en U, y, prueba del modelo de un buque con un tanque pasivo; el primer tanque tiene mayores dimensiones que el segundo.

Como se ha visto en los capítulos anteriores, cada elemento del sistema (buque y tanque) constituye en sí mismo un conjunto masa-resorte-amortiguador, de manera que cada

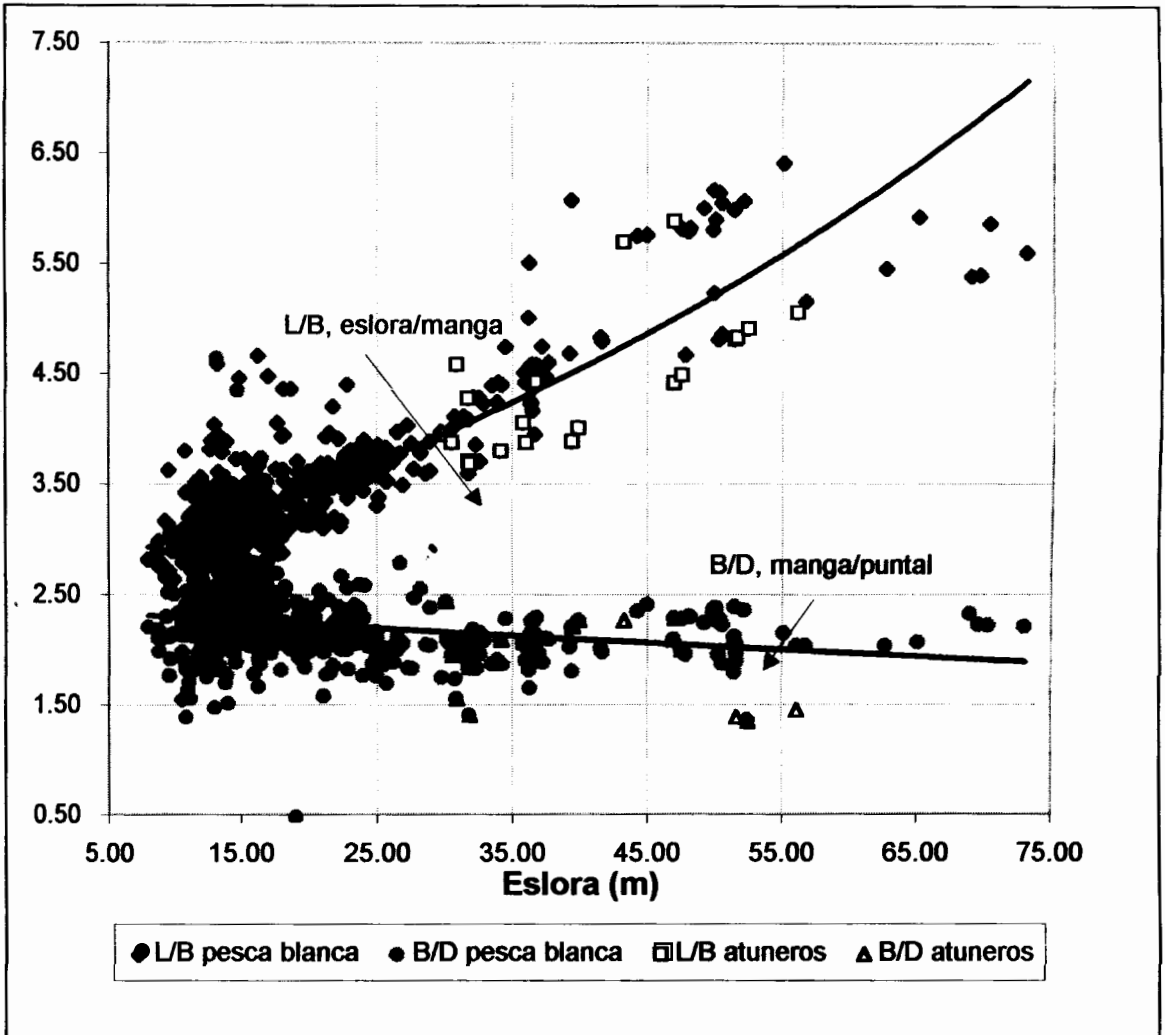
componente puede analizarse independientemente. Las características del comportamiento individual se reflejarán luego directamente en el funcionamiento del sistema acoplado. Parece natural entonces analizar cada elemento por separado, y luego en su conjunto.

Gracias a que los modelos de buques disponibles han sido analizados experimentalmente para el mismo movimiento y sus resultados se consideran confiables, [11], no es necesario construir un nuevo modelo; esta facilidad permite dar mayor atención al estabilizador. Entonces, la primera fase implica construir un tanque estabilizador en U a una escala apropiada para permitir los trabajos experimentales y determinar los coeficientes hidrodinámicos para el movimiento de balance del líquido dentro del tanque en U en forma desacoplada. A este primer diseño se lo reconocerá como “tanque grande”. La segunda fase comprende la construcción de un estabilizador específico para el modelo del buque seleccionado y registrar experimentalmente el movimiento de balance para el conjunto, a este estabilizador se lo nombrará como “tanque pequeño”.

### **3.1. SELECCIÓN DEL BUQUE ATUNERO A SER ANALIZADO**

La flota nacional está integrada en su mayoría por buques pesqueros, de los que el 65% están destinados a pesca blanca y de estos al menos el 25% exclusivamente a la pesca de atún, [13]. En la figura 14 se han obtenido las relaciones adimensionales entre

eslora/manga y manga/puntal de los buques de pesca blanca y atuneros ecuatorianos. Se obtiene una curva de tendencia para cada relación, y de esta forma se establecen las proporciones típicas para los buques atuneros ecuatorianos.



**Figura 14. BUQUES DE PESCA BLANCA ECUATORIANOS**  
**Relaciones Eslora/Manga, Manga/Puntal.**

Uno de los buques que se puede considerar típico y del que además se cuenta con el estudio de estabilidad es el B/P "Don Antonio". Esta embarcación originalmente fue diseñada como sardinero, y luego fue alterada para operar como atunero. La prueba de un estabilizador de balance para un buque real está fuera del alcance de este trabajo, por lo que es necesario determinar un modelo equivalente al buque seleccionado, para el cual se desarrollará la primera fase de la experimentación (modelo1). Para la segunda fase se utilizará el único modelo de buque atunero que está disponible en el Tanque de Pruebas de la Facultad (modelo 2). Las dimensiones principales de los modelos se presentan en la Tabla 2.

	<b>Buque</b>	<b>Modelo 1</b>	<b>Modelo 2</b>
<b>L (m)</b>	25.66	3.46	2.040
<b>B (m)</b>	7.42	1.00	0.520
<b>D (m)</b>	4.65	0.63	0.260
<b><math>\Delta</math> (ton)*</b>	343.00	0.84	0.111
<b>GM (m)*</b>	0.89	0.12	0.038
<b>L/B</b>	3.46	3.46	3.550
<b>B/D</b>	1.59	1.59	2.000

**Tabla 2. Características del buque seleccionado**  
\* para una condición de carga intermedia.

A partir de estas dimensiones podemos calcular, inicialmente para el modelo 1, los coeficientes para la ecuación de movimiento de balance desacoplado del buque, como se definió en el capítulo 1, ecuación (1.12):

$$A_{\phi\phi} \frac{d^2\phi}{dt^2} + B_{\phi\phi} \frac{d\phi}{dt} + C_{\phi\phi}\phi = M_0 e^{i\omega t}$$

- el coeficiente de inercia virtual,  $A_{\phi\phi}$ , se calcula como la suma de la inercia propia del buque más su inercia añadida; esta última normalmente se supone como un porcentaje adicional de la inercia del buque, en este caso 30%, [3], de manera que:

$$A_{\phi\phi} = 1.3 \left( \frac{\Delta}{g} k_{xx} \right)$$

El radio de giro del buque para balance,  $k_{xx}$ , se establece como aproximadamente un 30% de la manga del buque, por lo que:  $k_{xx} = 0.3(1.00\text{m}) = 0.30 \text{ m}$ , entonces:

$$A_{\phi\phi} = 1.30 \frac{0.839 \text{ ton}}{9.81 \text{ m/s}^2} (0.30 \text{ m})^2 = 0.0100 \text{ ton.m.s}^2.$$



- el coeficiente de amortiguamiento,  $B_{\phi\phi}$ , para modelos de atuneros nacionales se ha determinado experimentalmente en la referencia 11. Inicialmente podemos asumir que



$$B_{\phi\phi} = 2 \xi A \omega$$

$$B_{\phi\phi} = 2 (0.04) (0.0100 \text{ ton.m.s}^2) \omega \text{ s}^{-1} = 0.0008 \omega \text{ ton.m.s.}$$

- el coeficiente de restauración  $C_{\phi\phi}$ , se calcula como el producto  $\Delta \cdot \overline{GM}_T$ :

$$C_{\phi\phi} = 0.839 \text{ ton} \cdot 0.12 \text{ m} = 0.1014 \text{ ton.m.}$$

No es posible realizar experimentos de oscilación forzada porque el equipo generador de olas del Tanque de Pruebas de la Facultad no está completamente operativo, por lo que este trabajo está limitado a oscilación libre. De manera que, el momento de excitación de la ola que actúa sobre el buque es igual a cero, y la ecuación del movimiento de balance del buque queda completamente definida.

### 3.2. SELECCIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL TANQUE ESTABILIZADOR

El requerimiento básico para el diseño de un tanque estabilizador es establecer un ciclo en que la fase inicial sea tal que el momento estabilizante aplicado por el tanque sea opuesto al momento de balance aplicado por las olas. Es imposible mantener este estado en todas las frecuencias simultáneamente (véase la explicación del capítulo 1), por lo que

se escoge la frecuencia natural donde ocurre la mayor amplitud de los movimientos de *balance*.

El movimiento de balance está retrasado 90 grados con respecto a la ola de excitación a la frecuencia natural de balance (resonancia), y por lo tanto, se requiere un momento estabilizante para adelantar el movimiento 90 grados a esta frecuencia. También se desea que el momento estabilizante sea el máximo para la frecuencia escogida.

El momento aplicado por el tanque al buque,  $M_{\tau\phi}(t)$ , puede ser calculado usando las ecuaciones del movimiento de balance para el tanque y el buque acoplados (2.4) y (2.12). Se supone que el buque está balanceándose en olas regulares y que los movimientos de balance del buque,  $\phi(t)$ , y del tanque,  $\tau(t)$ , están dados por las ecuaciones:

$$\begin{Bmatrix} \phi(t) \\ \tau(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{\Phi} \\ \bar{T} \end{Bmatrix} e^{i\omega t} \quad (2.15)$$

El momento estabilizante aplicado por el tanque sobre el buque es:

$$M_{\tau\phi}(t) = M_{\tau\phi} e^{(i\omega t + \epsilon_\tau)} \quad (4.1)$$

Sustituyendo estas expresiones en las ecuaciones (2.4) y (2.12) se obtiene el momento resultante del tanque al movimiento de balance,

$$\frac{M_{\tau\phi}}{\Phi} = \frac{(c_{\tau\phi} - \omega^2 a_{\tau\phi})^2}{\sqrt{[(c_{\tau\tau} - \omega^2 a_{\tau\tau})^2 + b_{\tau\tau}^2 \omega^2]}}$$

y el ángulo de fase está dado por:

$$\tan \varepsilon_{\tau 2} = \tan \varepsilon_{\tau 1} = \frac{-b_{\tau\tau} \omega}{c_{\tau\tau} - \omega^2 a_{\tau\tau}},$$

mostrando que el momento del tanque siempre está en fase con su propio movimiento.

En la ecuación (2.11) se define la frecuencia natural del tanque:

$$\omega_{\tau} = \sqrt{\left(\frac{c_{\tau\tau}}{a_{\tau\tau}}\right)}$$

con lo que, el momento estabilizante será máximo cuando las frecuencias naturales del tanque y del buque sean iguales.

Para definir la geometría del tanque, se deben definir ciertas variables geométricas, véase figura 15, que pueden calcularse en función de ciertos parámetros que se describen a continuación.

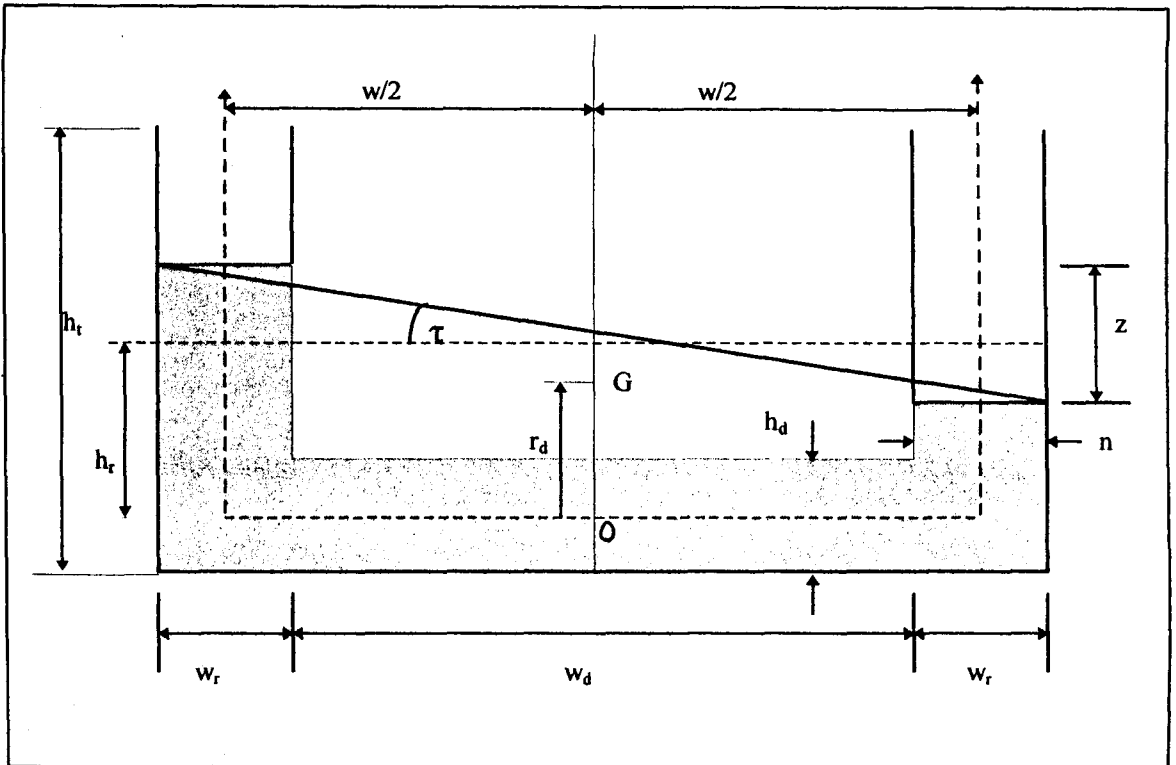


Figura 15. Dimensiones del tanque en U

### Parámetro 1. Frecuencia natural

Este es el principal de los parámetros que deben seleccionarse para el diseño de un tanque estabilizador. La razón de la frecuencia natural del estabilizador a la frecuencia natural de balance  $\omega_r/\omega_\phi$ , debe estar próxima a la unidad; los movimientos del buque (aquellos cercanos a la frecuencia resonante) son estabilizados por el máximo momento del estabilizador y la amplitud de respuesta total es reducida. (En la práctica, es típico que esta razón sea ligeramente mayor que la unidad para tomar en cuenta la diferencia de amortiguamiento entre el buque y el estabilizador [2], sin embargo, la consideración básica en este trabajo es que las frecuencias naturales del buque y del tanque son iguales.)

La frecuencia natural de balance para el buque seleccionado, a partir de la ecuación (1.3), es:

$$\mu_t = \frac{Q_t}{\Delta \overline{GM}_t} \quad (3.2)$$

En esta fórmula,  $\mu_t$ , es la pérdida fraccional de altura metacéntrica, que obviamente es indeseable, y se considera que no debe exceder a 0.25. En este caso se toma  $\mu_t = 0.20$ , con lo que:

$$Q_t = \mu_t \Delta \overline{GM}_t = 0.20 * 0.84 \text{ton} * 0.12 \text{ m} = 0.02 \text{ ton.m}$$

Recordando la definición de este parámetro dada en la ecuación (2.3),

$$2Q_t \equiv \rho_t w_r w^2 x_t ,$$

se establece la segunda relación para el diseño del estabilizador.

### Parámetro 3. Masa del fluido

La masa del fluido en el tanque está definida por las dimensiones del mismo. Usualmente se considera que entre el 1 y el 10% de la masa del buque es suficiente para alcanzar un grado de estabilización aceptable, [2] y [4]. En este caso se asume un 7.5% de la masa del buque. Entonces:

$$m_t = \rho_t x_t (w h_d + 2h_r w_r) \quad (3.3)$$

$$m_t \cong 0.075 * 0.839 \text{ ton.} = 0.062 \text{ ton.} = \rho_t x_t (w h_d + 2h_r w_r)$$

#### Parámetro 4. Dimensiones del buque

Las dimensiones transversales del tanque,  $w$ ,  $w_r$ ,  $h_d$ ,  $h_r$ , se relacionan directamente con su frecuencia natural en la ecuación (3.1); sin embargo, estas dimensiones están principalmente limitadas por las dimensiones del buque. La altura del agua en el reservorio  $h_r$  puede actuar como una variable del problema, pero, para que el sistema funcione, el nivel del líquido no debe estar por debajo del ducto y siempre debe permitirse el movimiento entre los reservorios, con lo que esta altura está restringida por la siguiente relación:

$$h_r = (h_t + h_d) / 2, \quad (3.4)$$

que representa la altura promedio entre el ducto y el tanque.

La altura total del tanque se limita al 90 % del puntal del buque:

$$h_t \leq 90\% (0.63 \text{ m}) \quad (3.5)$$

y, el ancho total  $w + w_r$ , a la manga del buque:  $w + w_r \leq 1.00 \text{ m}$  (3.6)

Existen otros criterios para el diseño de los estabilizadores, tales como la capacidad de estabilización, la posición vertical dentro del buque o la razón de amortiguamiento del tanque con respecto a la del buque:

- La capacidad de estabilización se relaciona con el máximo ángulo de giro,  $\tau_{\max}$ , del tanque y depende principalmente de las dimensiones consideradas en el cuarto parámetro de este diseño. Se encontró que su inclusión causa una dependencia lineal entre las ecuaciones a presentarse, y para evitarla este criterio no se incluyó en el dimensionamiento.
- La posición vertical del tanque,  $r_d$ , dentro del buque influye inversamente sobre el momento estabilizante [2]; esta característica no se considera dentro de los cálculos para las dimensiones del tanque ya que no existe una relación específica entre ellos. Además es posible establecer su influencia real, una vez construido el sistema, al probar diferentes posiciones verticales del tanque dentro del buque.
- El coeficiente de amortiguamiento del buque se ha establecido en trabajos anteriores [11], y determinar del coeficiente de amortiguamiento del tanque es uno de los objetivos de este trabajo, por lo que la razón de amortiguamiento entre ambos no puede establecerse como un parámetro de diseño.

Con las consideraciones anteriores, combinando las ecuaciones (3.1) a (3.4) se establece una ecuación de segundo grado para la altura del agua en el reservorio en función de la



frecuencia natural del tanque, la pérdida fraccional de altura metacéntrica, la masa del tanque, y el ancho del mismo. Una deducción detallada se incluye en el Apéndice 3:

$$a h_r^2 + b h_r + c = 0, \quad (3.7)$$

donde:

$$a = 4 \omega_r^2 Q_t,$$

$$b = - (4 Q_t g - m_t \omega_r^2 w^2),$$

$$c = w^2 (g m_t - \omega_r^2 Q_t).$$

Puesto que tres de las variables,  $Q_t$ ,  $m_t$ , y  $\omega_r$ , se han establecido previamente, se elaboró una tabla en función del ancho del tanque  $w$ , para dimensionar completamente el mismo, véase la Tabla 3. Dado que se trata de una ecuación cuadrática, tiene dos raíces como solución, habiéndose tomado como válida la positiva. En la línea sombreada se han seleccionado las características con las que se cumplen las condiciones establecidas en las ecuaciones (3.5) y (3.6).

Además, estas características deben corresponder a una longitud  $x_t$  aceptable, como se observa en la Figura 16. Nótese la ausencia de soluciones reales en ciertos casos.

w	a	b	c	$h_r$	$h_d = 2h_r - h_t$	$w_r$	$w+w_r$	$x_t$
1,0000	0,8218	-1,43	0,404069	0,3570	0,1500	0,1834	1,1834	0,2212
0,9600	0,8218	-1,38	0,37239	0,3395	0,1150	0,1507	1,1107	0,2922
0,9200	0,8218	-1,33	0,342004	0,3213	0,0785	0,1105	1,0305	0,4339
<b>0,9100</b>	<b>0,8218</b>	<b>-1,32</b>	<b>0,334609</b>	<b>0,3166</b>	<b>0,0692</b>	<b>0,0991</b>	<b>1,0091</b>	<b>0,4942</b>
0,9000	0,8218	-1,31	0,327296	0,3119	0,0598	0,0872	0,9872	0,5741
0,8600	0,8218	-1,26	0,298849	0,2928	0,0215	0,0338	0,8938	1,6227
0,8400	0,8218	-1,24	0,285111	0,2830	0,0020	0,0033	0,8433	17,4981
0,8000	0,8218	-1,20	0,258604	0,2632	-0,0375	-0,0662	0,7338	-0,9579

Tabla 3. Selección de las características del tanque grande (m)

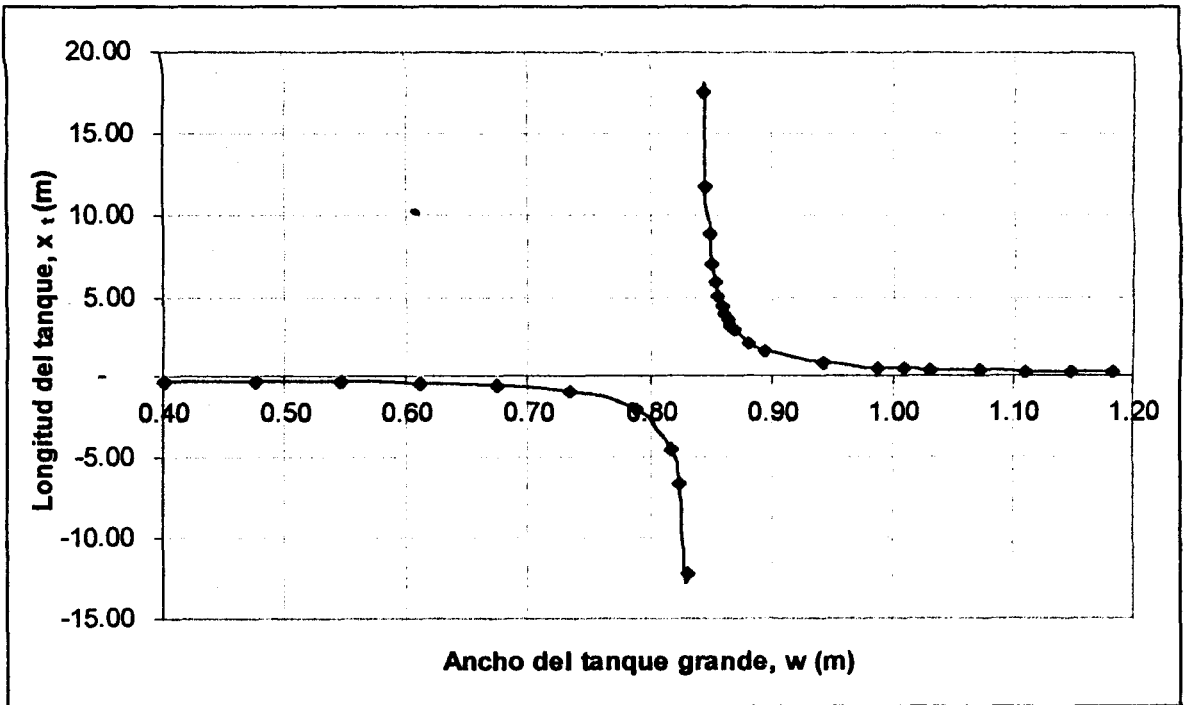


Figura 16. Longitud del estabilizador grande con respecto al ancho del tanque.

*Para apoyar la asunción de que los estabilizadores no afectan mayoritariamente la habilidad del buque para realizar su tarea asignada, se espera que la longitud del tanque no*

Longitud, $x_t$	49.40 cm
Altura, $h_t$	50.00 cm
Ancho total, $w + w_r$	100.00 cm
Ancho de cada reservorio, $w_r$	10.00 cm
Altura del ducto, $h_d$	7.00 cm
Altura del agua en el reservorio, $h_r$	32.00 cm

Tabla 4. Dimensiones del tanque "grande".

Estos valores corresponden a la "mejor" combinación para las dimensiones del tanque en U cuya longitud representa el 14% de la eslora del modelo, siendo este el tanque de mayor tamaño que puede servir como estabilizador para el modelo seleccionado, lo que satisface el objetivo de la primera fase del diseño.

#### Diseño de tanque para el modelo del buque atunero

Para la segunda fase, construcción de un estabilizador específico para el modelo del buque seleccionado, el trabajo se simplifica puesto que los coeficientes hidrodinámicos del modelo ya han sido determinados experimentalmente, [11], y el procedimiento para dimensionar el tanque en U correspondiente se repite.

En el informe final del proyecto "Análisis de la Respuesta Dinámica Lineal de Embarcaciones Menores", [11], para un desplazamiento de  $\Delta = 110.67 \text{ Kg}$ , del modelo de buque atunero que se utilizará para este trabajo, se han obtenido los siguientes resultados experimentales para el movimiento de balance en oscilación libre extinguida.

$\Delta$ , desplazamiento (Kg)	110.670
GM, (cm)	3.788
KG, (cm)	24.452
$\delta$ , decremento logarítmico	0.118
$\xi$ , coeficiente de amortiguamiento	0.015
$\omega_r$ , frecuencia natural (rad/s)	3.977
$I_{xx}$ , inercia del modelo ( $\text{Kg.m}^2$ )	2.336
$M_{44}$ , inercia añadida ( $\text{Kg.m}^2$ )	0.264

Tabla 5. Resultados experimentales de oscilación libre del modelo atunero para  $H = 21.5 \text{ cm}$ , [11].

Es decir, la ecuación de movimiento de balance del modelo es:

$$\frac{(2336+0.264)\text{Kg.m}^2}{9.81\text{m/s}^2} \frac{d^2\phi}{dt^2} + 2*0.015*\frac{(2336+0.264)\text{Kg.m}^2}{9.81\text{m/s}^2} * \omega_r [\text{s}^{-1}] \frac{d\phi}{dt} + 110.67\text{Kg} * 0.03788 \text{m} \phi = 0$$

$$26.50 \text{Kg.cm.s}^2 \cdot \frac{d^2\phi}{dt^2} + 0.795 \text{Kg.cm.s} \cdot \omega_r \frac{d\phi}{dt} + 419.218 \text{Kg.cm} \cdot \phi = 0$$



A partir de la frecuencia natural del modelo,  $\omega_t$ , se define la frecuencia natural del tanque en U, con lo que se inicia el procedimiento para obtener las dimensiones del mismo. Los parámetros adimensionales de diseño a utilizarse en este caso, como se han descrito anteriormente son:

Parámetro 1. Frecuencia natural,	$\omega_t = 3.977 \text{ rad/s}$
Parámetro 2. Pérdida de estabilidad metacéntrica,	$\mu_t = 0.20$
Parámetro 3. Masa del fluido,	$m_t = 5\% \Delta = 5.53 \text{ Kg}$
Parámetro 4. Dimensiones del modelo,	$h_t = 85\% D = 20.80 \text{ cm.}$
	$(w + w_r) \leq 40.00 \text{ cm}$

A partir de estos parámetros se establece la ecuación (3.7), que describe el comportamiento del agua en el reservorio en función de las demás dimensiones del tanque. La Tabla 7 resume las diferentes combinaciones obtenidas para la geometría del tanque en U; la figura 18 muestra el comportamiento de la variable  $x_t$  (longitud del tanque), y la figura 19 muestra el rango donde físicamente estas combinaciones son posibles.

w	a	b	c	raiz	$h_r$	$h_d = 2h_r - h_t$	$w_r$	$w + w_r$	$x_t$
34.50	5.30	-4.33	0.49	2.90	13.51	6.21	17.47	51.97	8.07
32.90	5.30	-4.24	0.44	2.92	12.41	4.01	12.10	45.00	12.81
32.00	5.30	-4.19	0.42	2.93	11.80	2.80	8.78	40.78	18.66
31.80	5.30	-4.18	0.41	2.94	11.66	2.53	8.01	39.81	20.70
31.70	5.30	-4.17	0.41	2.94	11.60	2.40	7.62	39.32	21.90
31.50	5.30	-4.16	0.41	2.94	11.46	2.13	6.84	38.34	24.72
30.80	5.30	-4.12	0.39	2.95	11.00	1.21	4.00	34.80	44.22
30.00	5.30	-4.08	0.37	2.97	10.48	0.17	0.58	30.58	323.98

Tabla 6. Selección de las características del estabilizador para el modelo

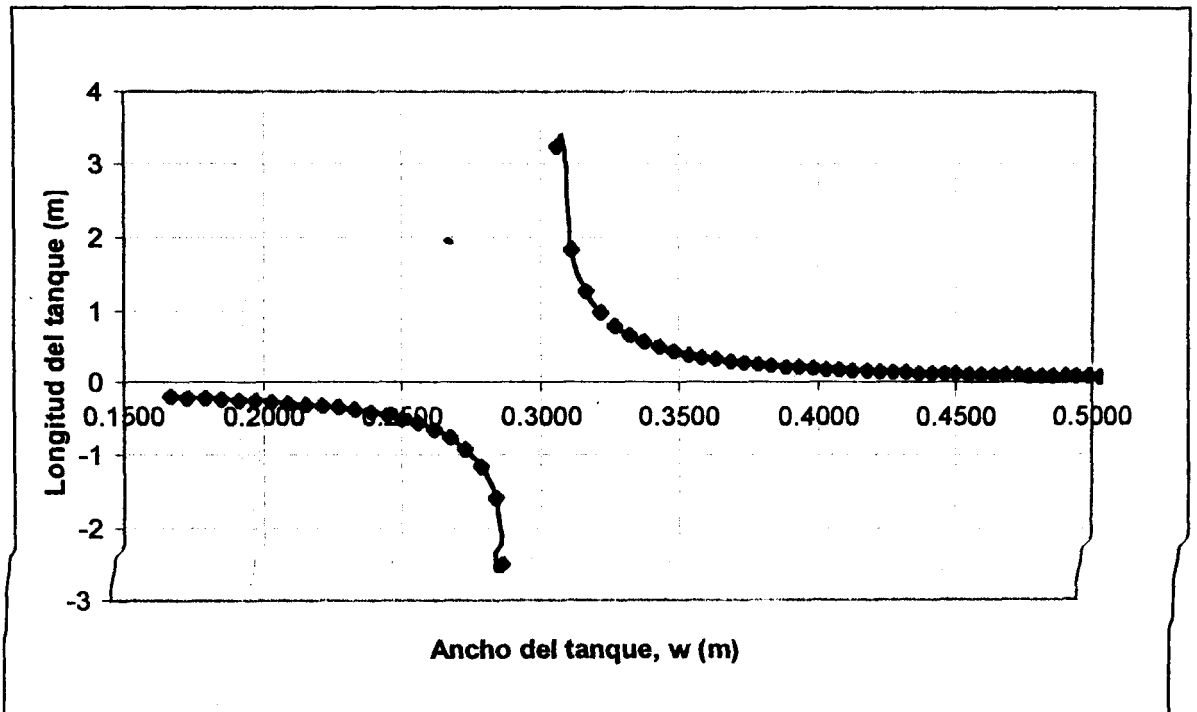


Figura 18. Longitud del estabilizador pequeño con respecto al ancho.

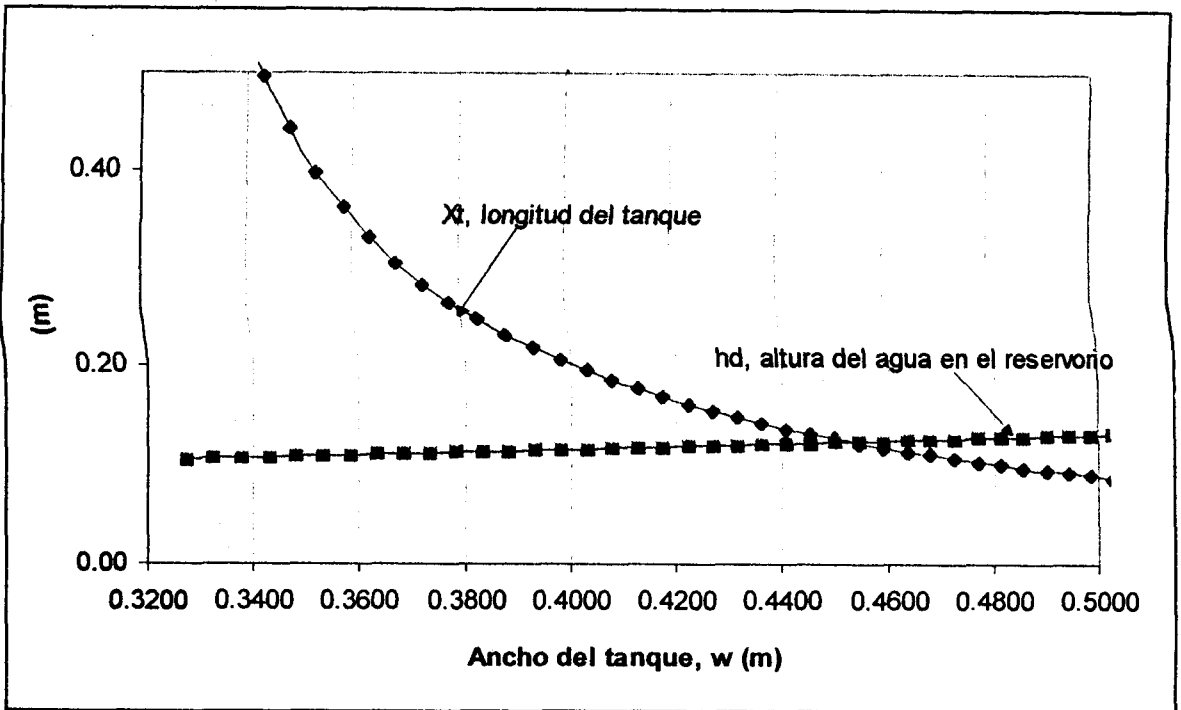


Figura 19. Selección de las características del tanque pequeño.

Las dimensiones del tanque en U a construirse son, por lo tanto:

Longitud, $x_t$	21.90 cm
Altura, $h_t$	20.80 cm
Ancho total, $w + w_r$	39.32 cm
Ancho de cada reservorio, $w_r$	7.62 cm
Altura del ducto, $h_d$	2.40 cm
Altura del agua en el reservorio, $h_r$	11.60 cm

Tabla 7. Dimensiones del tanque pequeño.



Estos valores corresponden a aquella combinación para las dimensiones del tanque en  $U$  cuya longitud representa el 11% de la eslora del modelo. Es necesario aclarar que las restricciones con respecto al ancho total del tanque se han limitado a 40 cm debido al espesor del casco del modelo, siendo este realmente el mayor espacio transversal disponible para colocar el tanque dentro del modelo.

Nótese que las proporciones de este tanque “pequeño” varían respecto del “grande”. Esto se debe a que las relaciones dinámicas no varían linealmente con el tamaño del buque.

### 3.3. CÁLCULO DE LA RESPUESTA ESPERADA

En el capítulo 2 se ha definido completamente el sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias, lineales, no homogéneas y de coeficientes constantes, para el buque y el tanque funcionando en conjunto, esto es:

$$A\ddot{\phi} + B\dot{\phi} + C\phi + a_{\phi\tau}\ddot{\tau} - c_{\phi\tau}\dot{\tau} = M_0 e^{(i\omega t + \gamma_{\phi})} \quad (2.15)$$

$$a_{\tau\phi}\ddot{\phi} - c_{\tau\phi}\dot{\phi} + a_{\tau\tau}\ddot{\tau} + b_{\tau\tau}\dot{\tau} + c_{\tau\tau}\tau = 0$$

Considerando que el movimiento de balance que se analiza en este trabajo no puede ser forzado,  $M_0 e^{(i\omega t + \gamma_{\phi})} = 0$ , se tiene el siguiente sistema:

$$\begin{bmatrix} A & a_{\phi\tau} \\ a_{\tau\phi} & a_{\tau\tau} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\phi} \\ \ddot{\tau} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} B & 0 \\ 0 & b_{\tau\tau} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\tau} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C & c_{\phi\tau} \\ c_{\tau\phi} & c_{\tau\tau} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \phi \\ \tau \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} M_0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.8)$$

Los coeficientes del sistema, modelo de atunero más tanque pequeño, pueden ser calculados a partir de las ecuaciones que se han descrito en capítulos anteriores. Para la condición de diseño estos coeficientes se resumen en la tabla 3.7.

$A = I_{xx} + \delta I_{xx}$	26.50	Kg.cm.s <sup>2</sup> .	(1.13)
$B = 2\xi A \omega_{\phi}$	3.16	Kg.cm.s.	(1.5)
$C = \rho g \Delta GM_{\tau}$	419.22	Kg.cm.	(1.14)
$a_{\tau\tau} = Q_t w_r \left( \frac{w}{2h_d} + \frac{h_r}{w_r} \right)$	5.30	Kg.cm.s <sup>2</sup> .	(2.7)
$b_{\tau\tau} = 2\xi_{\tau} a_{\tau\tau} \omega_{\tau}$	12.65	Kg.cm.s.	(1.5)
$c_{\tau\tau} = Q_t g = c_{\tau\phi}$	83.84	Kg.cm.	(2.9)
$a_{\phi\tau} = Q_t (h_r + r_d) = a_{\tau\phi}$	2.96	Kg.cm.s <sup>2</sup> .	(2.13)
$a_{\tau\phi} = Q_t (r_d + h_r)$	2.96	Kg.cm.s <sup>2</sup> .	(2.5)
$c_{\phi\tau} = Q_t g$	83.84	Kg.cm.	(2.14)
$c_{\tau\phi} = Q_t g$	83.84	Kg.cm.	(2.6)

Tabla 3.7. Coeficientes para el sistema modelo más tanque

En el caso de oscilación libre, la solución del sistema anterior produce las frecuencias naturales del sistema. Para ello, se deja de lado el amortiguamiento y se procede a determinar los valores  $s$  que hacen singular la matriz dinámica :

$$[s^2 [A] + [C]] \quad (3.9)$$

La parte imaginaria de dichos valores corresponde a las frecuencias naturales de oscilación. A continuación se presenta la solución del sistema no amortiguado para los valores de diseño:

### SOLUCION DEL SISTEMA EN OSCILACION LIBRE

Para el caso general, la solución del sistema debe resolver la matriz:

$$\begin{vmatrix} s^2 a_{11} + s b_{11} + c_{11} & s^2 a_{12} + s b_{12} + c_{12} \\ s^2 a_{21} + s b_{21} + c_{21} & s^2 a_{22} + s b_{22} + c_{22} \end{vmatrix} = 0$$

donde:

$a_{11} = A_{\psi\psi} =$	35.69	$a_{21} = a_{\tau\phi} =$	2.62
$b_{11} = B_{\psi\psi} =$	0.00	$b_{21} = b_{\tau\phi} =$	0.00
$c_{11} = C_{\psi\psi} =$	825.79	$c_{21} = c_{\tau\phi} =$	-83.84
$a_{12} = a_{\psi\tau} =$	2.62	$a_{22} = a_{\tau\tau} =$	4.96
$b_{12} = b_{\psi\tau} =$	0.00	$b_{22} = b_{\tau\tau} =$	0.00
$c_{12} = c_{\psi\tau} =$	-83.84	$c_{22} = c_{\tau\tau} =$	83.84

**ECUACION DE CUARTO GRADO:**  $s^4 + a s^3 + b s^2 + c s + d = 0$  (3.10)

$a =$	0.00	$a = (a_{11}b_{22} + a_{22}b_{11} - a_{21}b_{12} - a_{12}b_{21})/\text{dem.}$
$b =$	44.24	$b = (a_{11}c_{22} + b_{11}b_{22} + a_{22}c_{11} - a_{21}c_{12} - b_{12}b_{21} - a_{12}c_{21})/\text{dem.}$
$c =$	0.00	$c = (b_{11}c_{22} + b_{22}c_{11} - b_{21}c_{12} - b_{12}c_{21})/\text{dem.}$
$d =$	365.75	$d = (c_{11}c_{22} - c_{21}c_{12})/\text{dem.}$
$\text{dem.} =$	170.08	$\text{dem.} = (a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})$

*Si a y c son iguales a cero entonces:*  $s^4 + 44.24 s^2 + 365.75 = 0$

Para el sistema en oscilación libre no amortiguado:

Si  $\lambda = s^2$  :  $\lambda^2 + 44.24 \lambda + 365.75 = 0$

la ecuación tiene dos raíces :

$$\lambda_1 = -11.00$$

$$\lambda_2 = -33.24$$

Por lo tanto la solución de la matriz dinámica es:

$$s^1 = s^3 = \pm 0 + 3.3171467 i$$

$$s^2 = s^4 = \pm 0 + 5.7653812 i$$

y las frecuencias naturales del sistema son:

$$\omega_1 = 3.317 \text{ rad/s}$$

$$\omega_2 = 5.765 \text{ rad/s}$$

Las frecuencias naturales de oscilación, para el caso amortiguado, se obtienen al resolver la ecuación (3.10). En la figura 3.7 se presenta la variación de las frecuencias naturales del sistema en función de la altura de agua en el reservorio, se incluye la frecuencia natural del modelo antes de instalar el estabilizador.

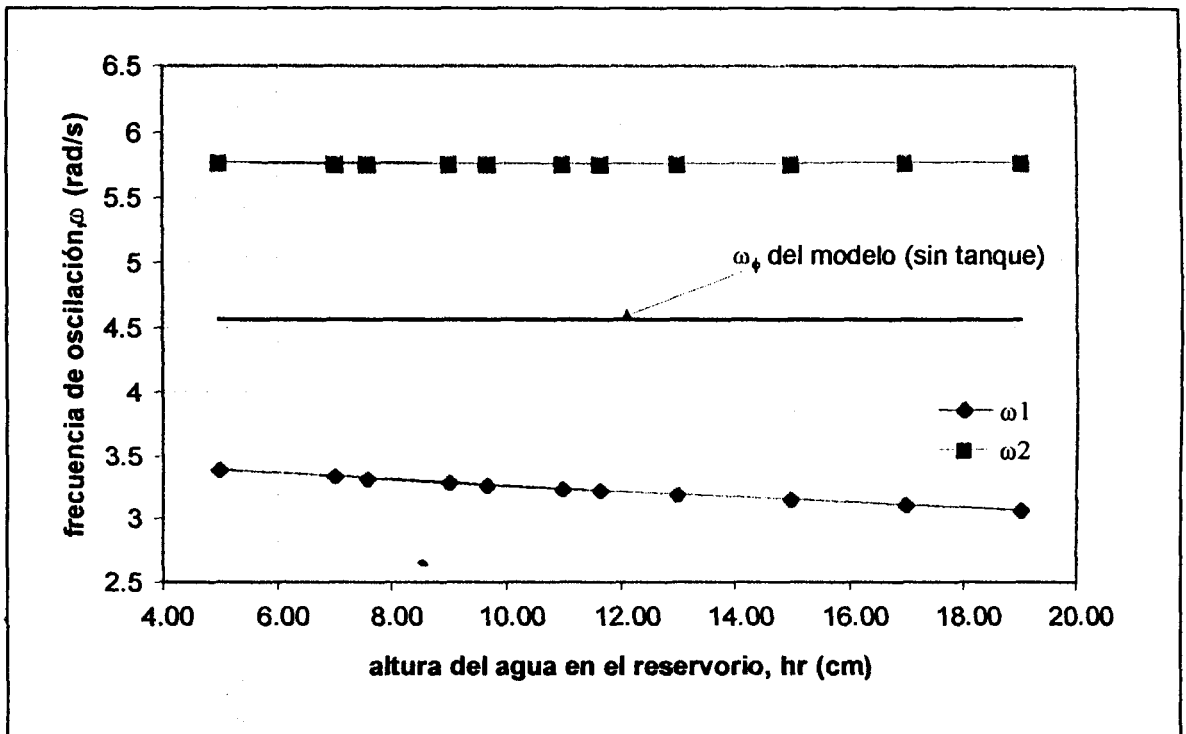


Figura 3.7. Frecuencias naturales del sistema amortiguado, modelo de atunero más tanque pequeño.

El cálculo de la respuesta para el caso de oscilación libre amortiguada se realiza mediante un programa de integración en tiempo, que ha sido desarrollado por J.R. Marín, PhD, "Simulación de la oscilación de un sistema de dos grados de libertad empleando el método Runge Kutta de cuarto orden". La respuesta del sistema diseñado en este trabajo se presenta en la figura 3.8.

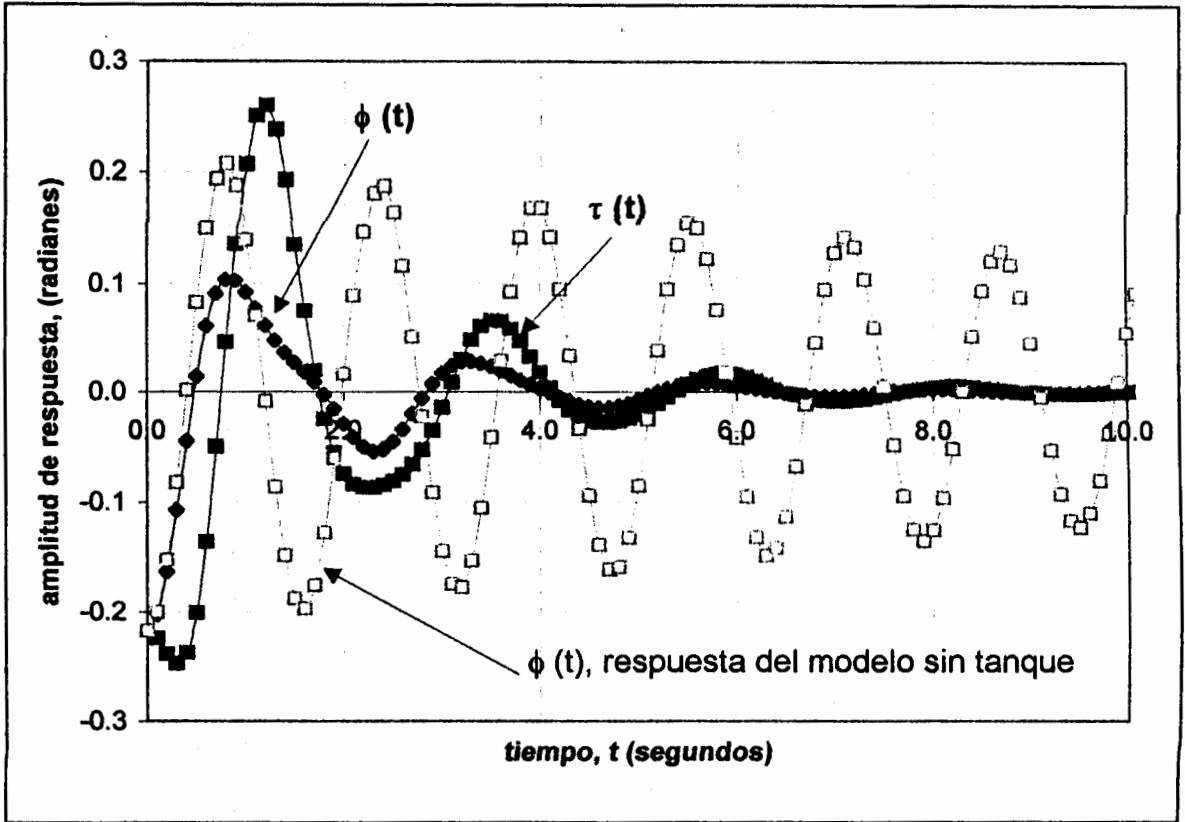


Figura 3.8. Amplitud de respuesta del sistema modelo + tanque

Puede esperarse, como se ve en la figura 3.8, que instalando el estabilizador diseñado en el modelo de atunero, la amplitud de respuesta del modelo en el nuevo sistema sea notablemente disminuida.

## **CAPITULO 4.**

### **DESARROLLO EXPERIMENTAL**

#### **4.1. DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS**

El equipo de trabajo que se utilizó para la experimentación se presenta en la Figura 22 y está compuesto de :

1. Un microcomputador personal con procesador 486.
2. Una tarjeta de adquisición de datos, marca Data Translation, modelo DT2811, multifuncional de propósito general, I/O analógico-digital, diseñada para control de procesos industriales e investigaciones de laboratorio en ambientes con bajo nivel de ruido.

La función principal de esta tarjeta es convertir las señales analógicas en señales digitales, y almacenarlas en la memoria RAM del microcomputador, [12].

3. Un panel de conexión de construcción local, que permite registrar las señales analógicas externas desde dieciséis canales de entrada, [12].
  
4. Un sistema de medición de deformaciones, marca Bruel & Kjaer, tipo 1526 que reporta instantáneamente la lectura directa de niveles de deformación unitaria en una pantalla digital. Este instrumento está originalmente concebido para medir esfuerzos estáticos, pero puede también medir esfuerzos dinámicos en frecuencias de hasta 600 Hz, [13]. Tiene un puerto de salida que puede conectarse a la tarjeta de adquisición de datos.
  
5. Un sensor diseñado para medir bajos niveles de presión, construido localmente. En la Figura 23 se muestra este sensor que consiste en una campana de presión cerrada herméticamente en su base por una lámina. Sobre esta lámina de aluminio, de espesor 0.15 mm, se instaló un extensómetro (“strain gauge”) que es sensible a las deformaciones de la lámina. La presión en la campana corresponde a la columna de agua de la manguera conectada en su parte superior.
  
6. Un transductor de velocidad, marca IRD Mechanalysis, modelo 544. Su salida nominal es de 764 mV RMS por cada pulg/segundo de velocidad.

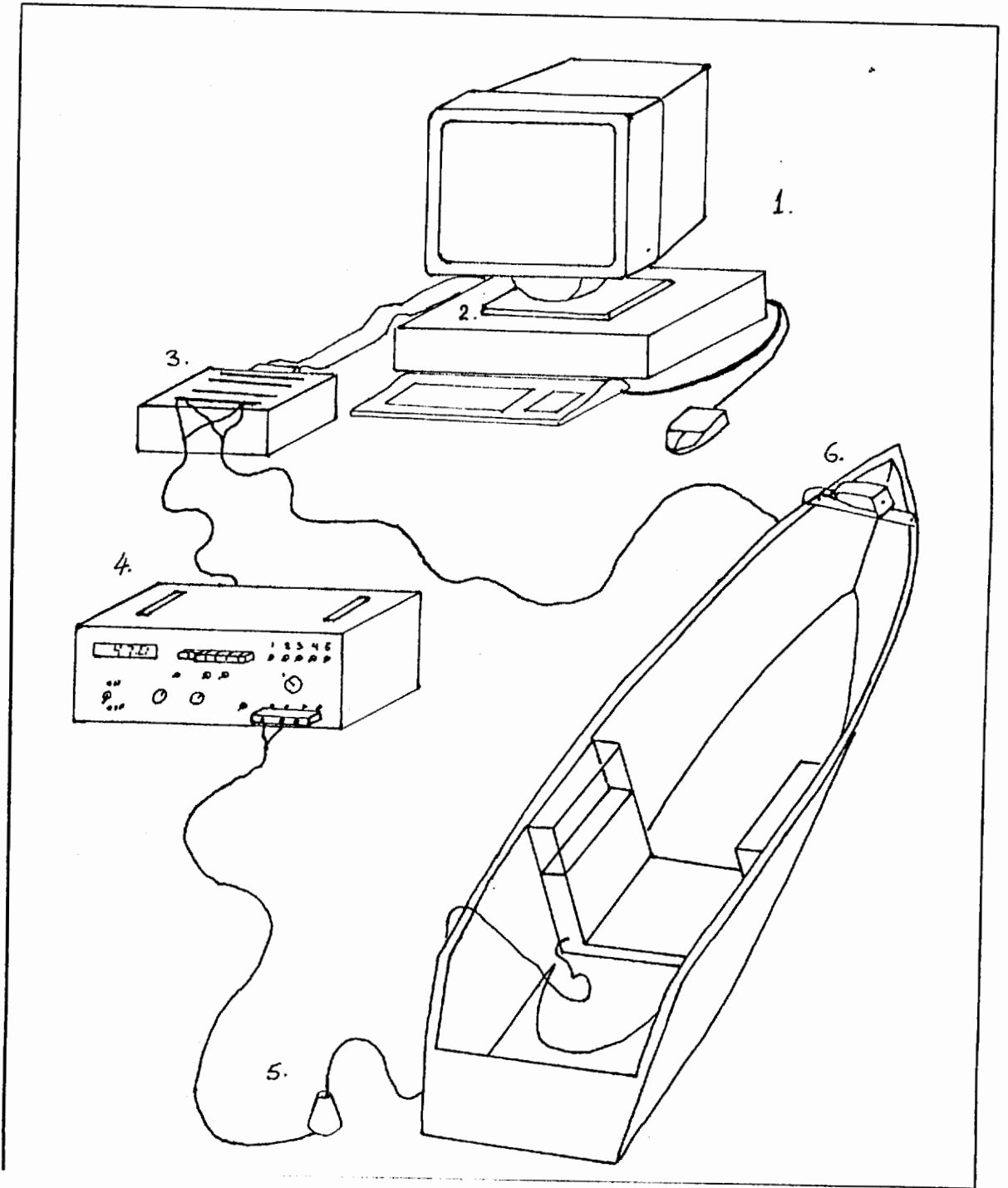


Figura 22. Disposición del equipo.



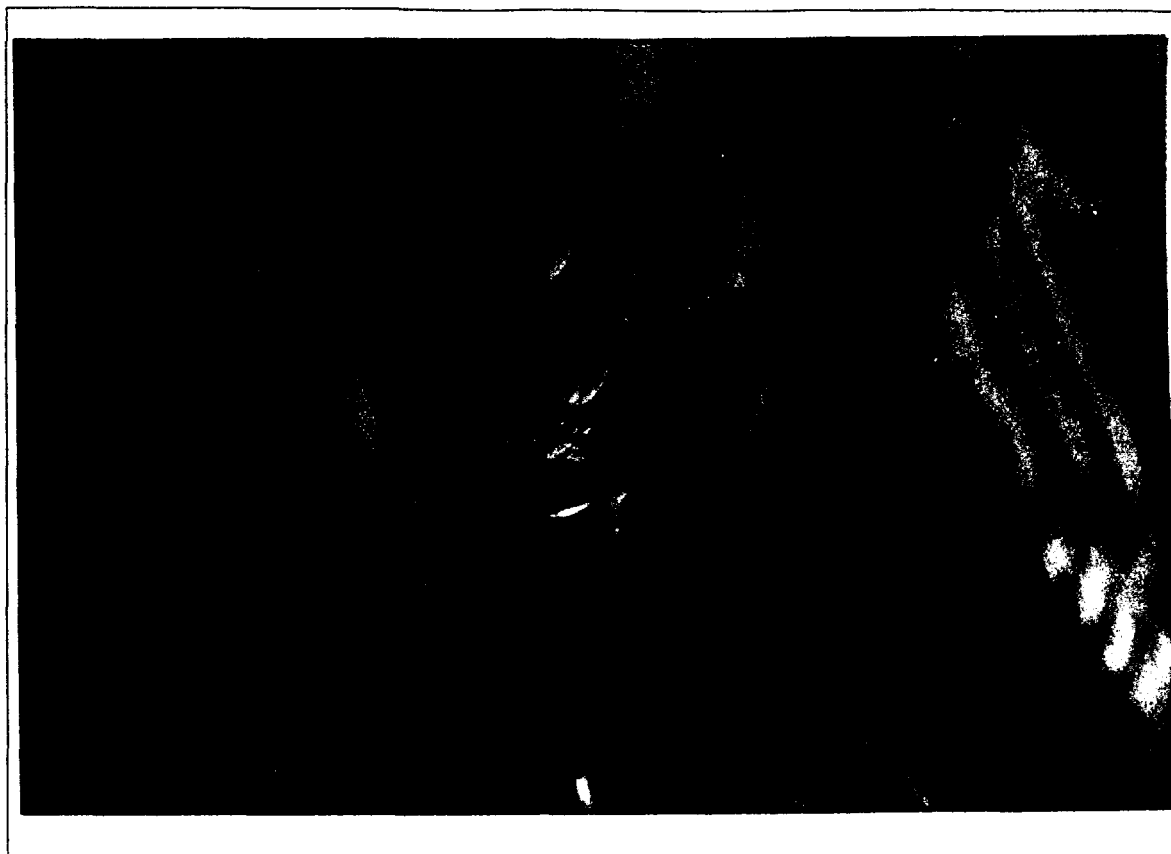


Figura 23. Campana de presión

#### 4.2. DESCRIPCIÓN DE LAS PRUEBAS

Para los movimientos de oscilación libre del agua en los tanques se aplica una perturbación lateral y se deja oscilar libremente el agua en el interior. La diferencia de presión producida entre los reservorios del tanque se transmite, mediante una manguera ubicada en el fondo de uno de los reservorios, hasta la campana de presión que está conectada al sistema medidor de deformaciones, como se muestra en la Figura 24. Desde aquí la señal es transmitida a uno de

los canales del panel de conexión hacia la tarjeta de adquisición de datos instalada en el microcomputador. La señal digital recibida es grabada en la memoria del microcomputador, mediante un programa Basic en notación hexagesimal, con una razón de lecturas por unidad de tiempo, seleccionadas por el usuario. Esta información es transformada luego a notación decimal, y grabada como un archivo txt. Empleando otro programa CONVER,[12], escrito en lenguaje FORTRAN.



Figura 24. Conexión tanque, campana de presión, medidor de deformaciones

a. **Movimiento de oscilación del agua en el tanque.**

Se realiza la prueba descrita para diez alturas diferentes del agua en el tanque grande y se registran dos señales para cada una. La figura 25 muestra una de estas pruebas.



Figura 25. Movimiento de oscilación para el agua en el tanque "grande".

b. **Movimiento de oscilación transversal para el modelo**

El modelo del buque atunero se somete a oscilación transversal libre en la condición de carga y frecuencia seleccionada para el diseño del tanque pequeño. Se utiliza el transductor de velocidad para registrar la señal de oscilación directamente al segundo canal del panel de

conexión de la tarjeta de adquisición de datos. El almacenamiento de la señal se hace mediante el sistema ya descrito en el punto anterior.

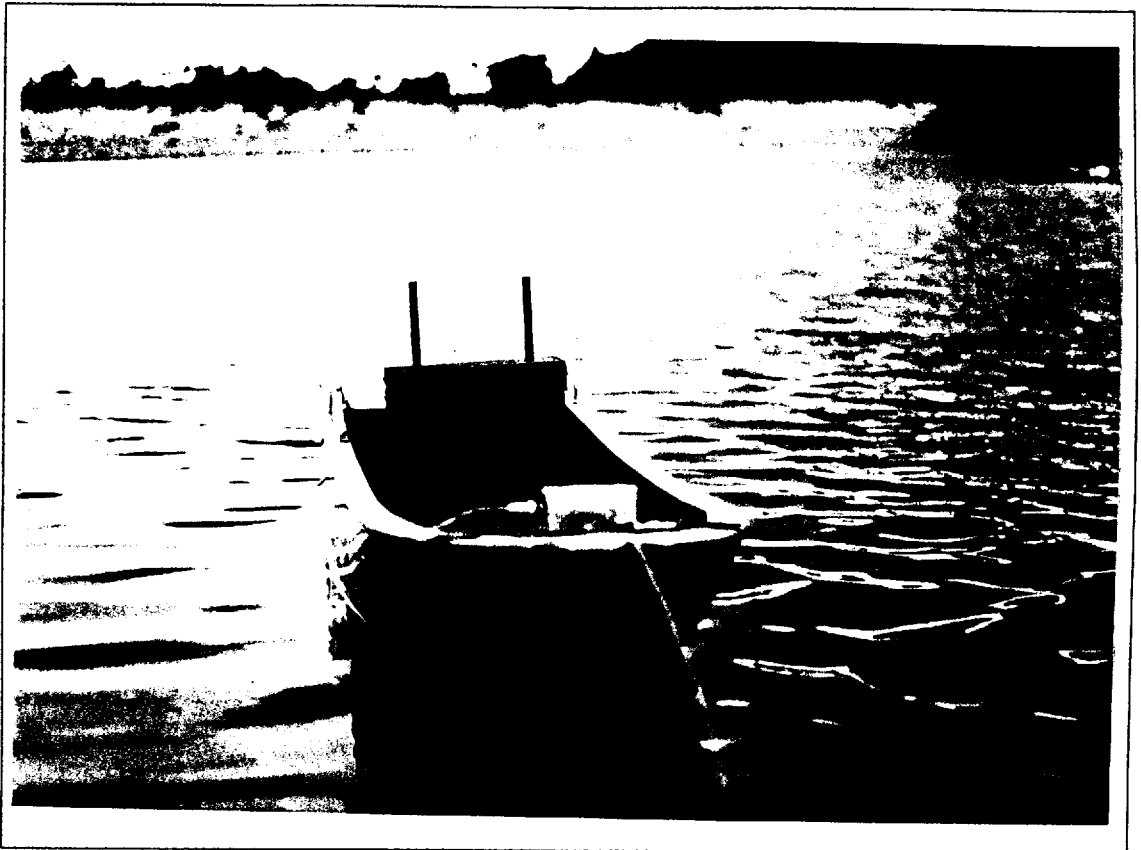


Figura 26. Movimiento de oscilación para el modelo.

**c. Movimiento de oscilación transversal para el sistema buque más tanque**

Se hace una modificación al programa de adquisición de datos para recibir simultáneamente dos señales, una desde el sistema medidor de presiones (variación de altura del agua en el tanque) y otra desde el transductor de velocidad (movimiento de balance del modelo). Se

realizan las pruebas de oscilación transversal libre para el conjunto buque + tanque y se registran sus movimientos.

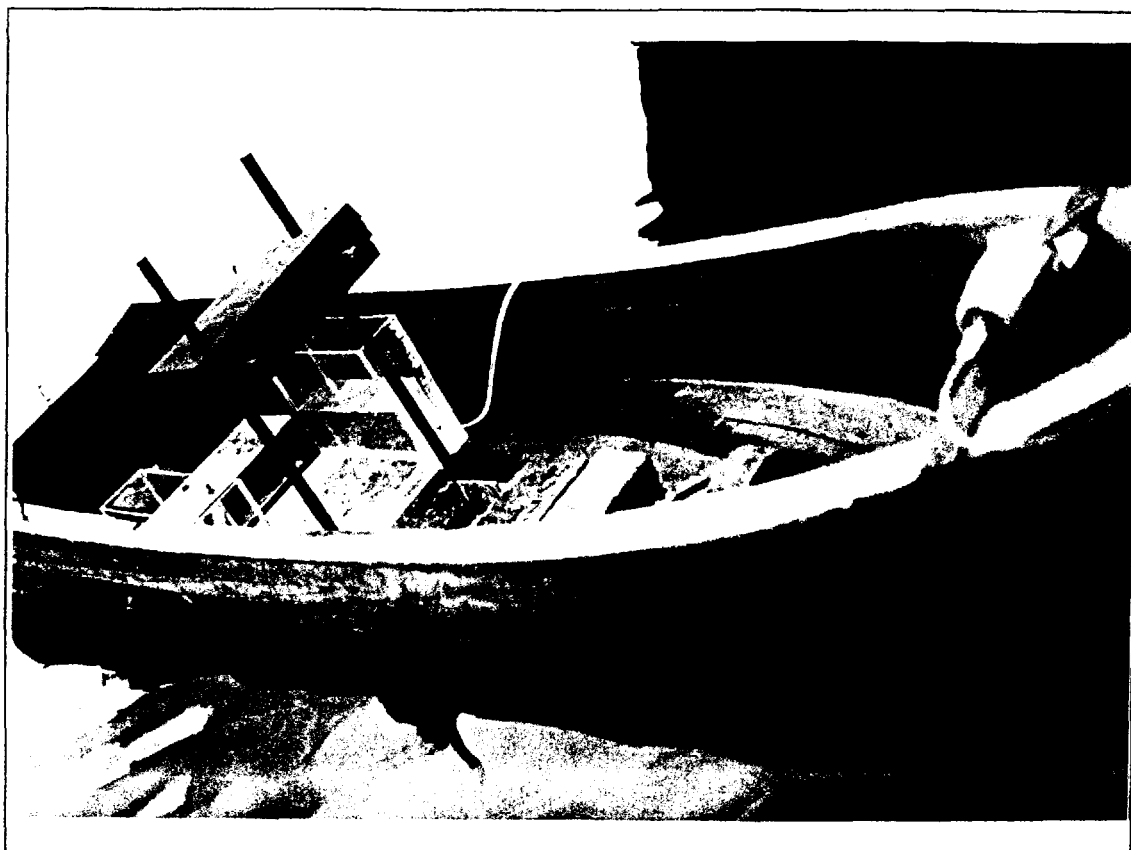


Figura 27. Movimiento de oscilación para el sistema buque más tanque.

### 4.3. RESULTADOS

Los archivos con la información obtenida se presentan en el Apéndice 4 para cada una de las pruebas descritas. Algunas de las señales presentan una desviación con respecto a su eje de

simetría, véase la Figura 28, debido, probablemente, a un ligero comportamiento viscoelástico en la unión de la base de la campana de presión. Originalmente se empleó pegamento para unir la campana y la lámina y se los selló con silicona para impermeabilizar la unión. Se piensa que este material es responsable del problema.

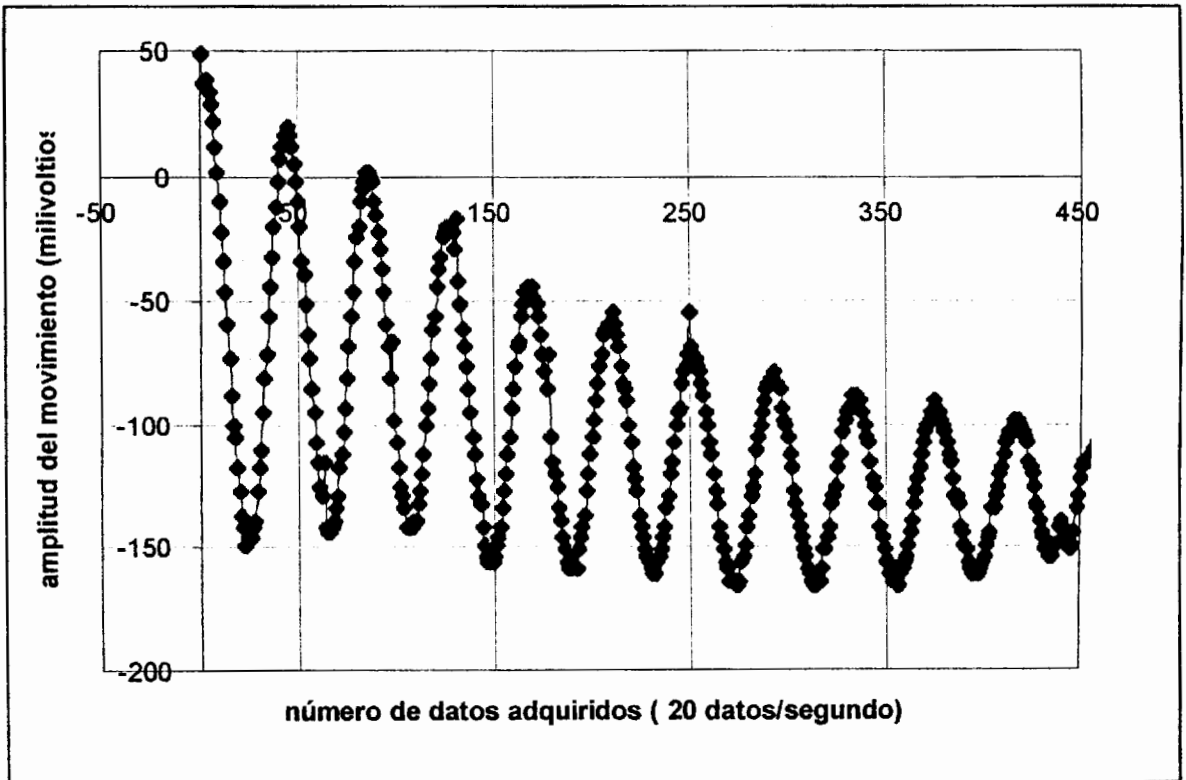


Figura 28. Señal original de la oscilación libre del tanque grande,  $h_r = 41.4\text{cm}$ .

Para corregir estas desviaciones se realiza un pre-proceso que consiste en determinar una curva de tendencia de la señal, la que se resta de los datos originales para obtener así la señal "real" de oscilación. Este proceso se muestra en la Figura 29.

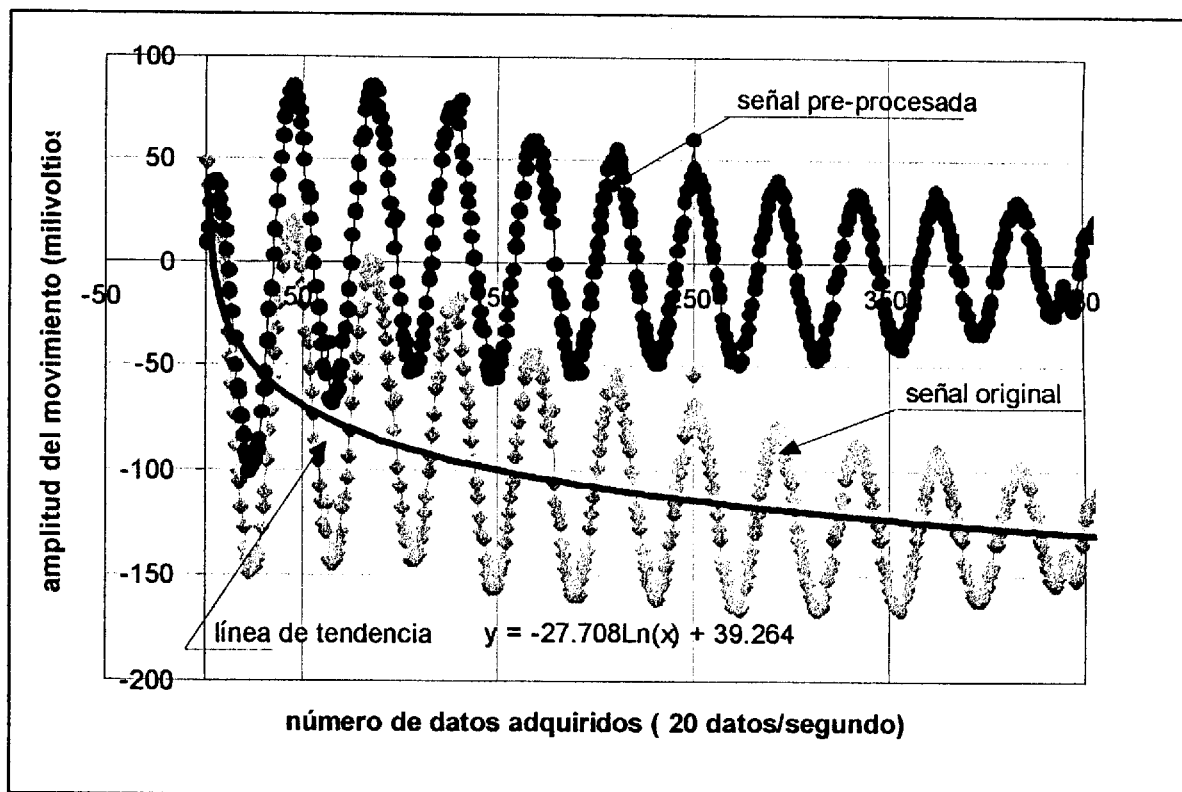


Figura 29. Proceso de corrección de las señales de oscilación.

En el Anexo 4 se utiliza la misma forma de presentación de la Figura 29 para todas las señales obtenidas, la curva de tendencia y la ecuación que la describe; la señal original en color claro, y la señal corregida, en color oscuro. Esta última es la que se somete al procesamiento en el siguiente subcapítulo.

#### 4.4. PROCESAMIENTO DE RESULTADOS

##### a. Oscilación del agua en el tanque

Para cada una de los registros obtenidos se calculó el período y el decremento logarítmico, promedios, para cinco o seis ciclos sucesivos. Usando dichos valores y las relaciones descritas en el Capítulo I, se obtienen la frecuencia no amortiguada y el coeficiente de amortiguamiento para cada una de las alturas del agua en el reservorio. Las tablas 9 y 10 presentan los resultados de aplicar las siguientes relaciones en las señales registradas.

decremento logarítmico:	$\delta = \ln \frac{\phi_1}{\phi_2},$
frecuencia amortiguada:	$\omega_a = \frac{2\pi}{\tau_a},$
razón de amortiguamiento:	$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}},$
frecuencia natural no amortiguada	$\omega_\tau = \frac{\omega_a}{\sqrt{1 - \xi^2}}.$



$h_r$ (cm)	$\tau_a$ (s)	$\delta$	$\omega_a$ (rad./s)	$\xi$	$\omega_\tau$ (rad./s)
8.40	1.6500	0.0674	3.8080	0.0107	3.8082
13.50	1.6900	0.0798	3.7179	0.0127	3.7182
15.80	1.7250	0.0867	3.6424	0.0138	3.6428
16.80	1.7500	0.0737	3.5904	0.0117	3.5906
20.50	1.8125	0.1146	3.4666	0.0182	3.4672
23.30	1.8375	0.0966	3.4194	0.0154	3.4198
27.60	1.9375	0.1315	3.2429	0.0209	3.2436
31.40	1.9000	0.1116	3.3069	0.0178	3.3075
34.50	2.1125	0.2145	2.9743	0.0341	2.9760
37.40	2.0600	0.1704	3.0501	0.0271	3.0512

Tabla 9. Resultados experimentales de la oscilación libre en el tanque grande.

$h_r$ (cm)	$\tau_a$ (s)	$\delta$	$\omega_a$ (rad./s)	$\xi$	$\omega_\tau$ (rad./s)
0.0720	1.5200	0.2189	4.1337	0.0348	4.1362
0.0890	1.5400	0.2055	4.0800	0.0327	4.0822
0.1040	1.5500	0.2247	4.0537	0.0357	4.0563
0.1180	1.5700	0.2251	4.0020	0.0358	4.0046
0.1340	1.6100	0.2062	3.9517	0.0328	3.9538
0.1490	1.6125	0.24889	3.8785	0.0396	3.8816

Tabla 10. Resultados experimentales de la oscilación libre en el tanque pequeño.

### b. Oscilación libre del modelo

Se registran dos señales, una para la condición de carga de diseño y otra para el modelo descargado. Como en las pruebas anteriores, se obtienen la frecuencia no amortiguada y el coeficiente de amortiguamiento para cada condición de carga, tabla 11. Partiendo de la altura metacéntrica, se calcula la inercia virtual del modelo, tabla 12.

$\Delta$ (Kg)	$\tau_a$ (s)	$\delta$	$\omega_a$ (rad./s)	$\xi$	$\omega_\phi$ (rad./s)
59.87	1.940	0.271	3.239	0.043	3.242
110.67	1.380	0.165	4.553	0.026	4.555

Tabla 11. Resultados experimentales de la oscilación libre del modelo.

$\Delta$ (Kg)	KG (cm)	KM (cm)	GM (cm)	$I_{xx}$ (Kg.m <sup>2</sup> )	$I_{ax}$ (Kg.m <sup>2</sup> )	$A_{44}$ (Kg.m <sup>2</sup> )
59.87	25.18	30.96	5.782	2.138	1.093	3.231
110.67	20.78	28.24	7.462	2.760	1.145	3.905

Tabla 12. Inercia virtual del modelo para oscilación libre en balance.

### c. Oscilación libre del sistema modelo más tanque

La oscilación transversal libre para el conjunto buque + tanque se registra para cada variación en la altura del agua en el reservorio para cada condición de carga. Las señales obtenidas desde sistema medidor de deformaciones (sensor de presión), presentan alguna ligera desviación que se ha corregido como se describió en el subcapítulo 4.3, las señales correspondientes al transductor de velocidad no presentan este problema, véanse las figuras 30 y 31.

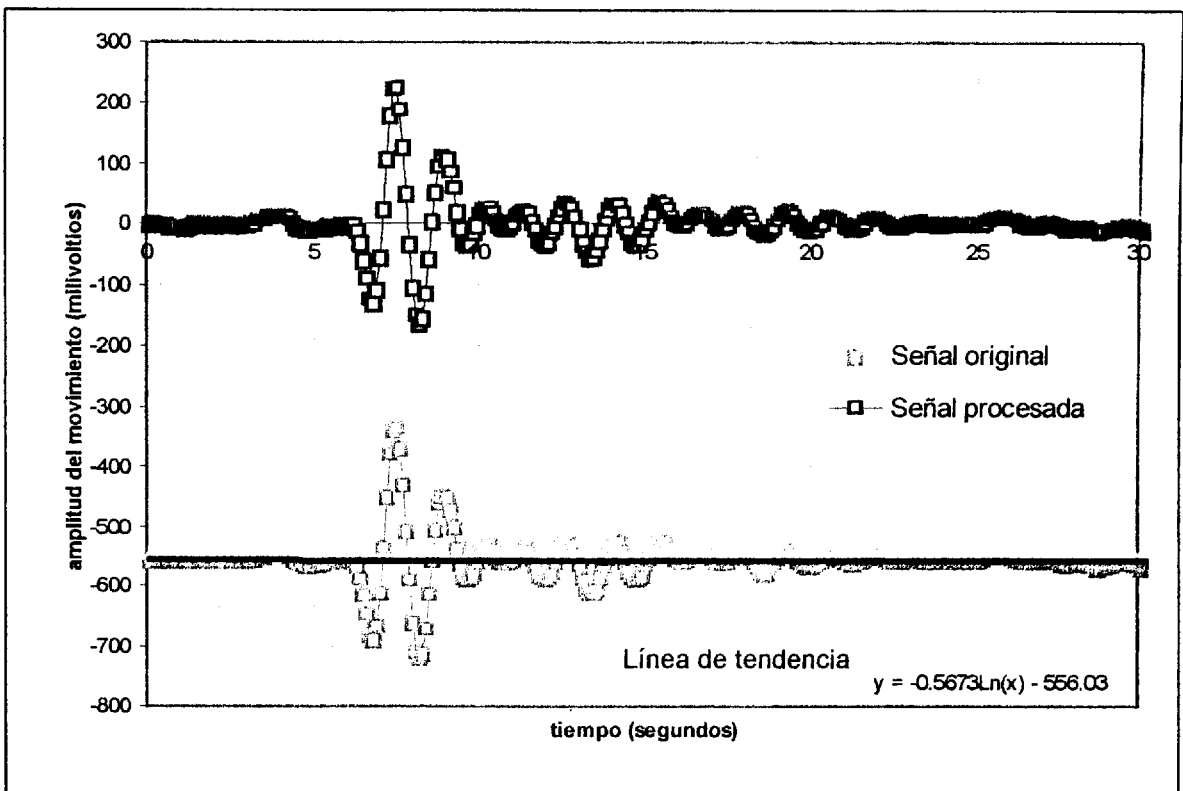


Figura 30. Señal de la oscilación libre del conjunto, registrada desde el censor de presión,  $\Delta = 110.67\text{Kg}$ ,  $h_r = 11.65\text{ cm}$ .

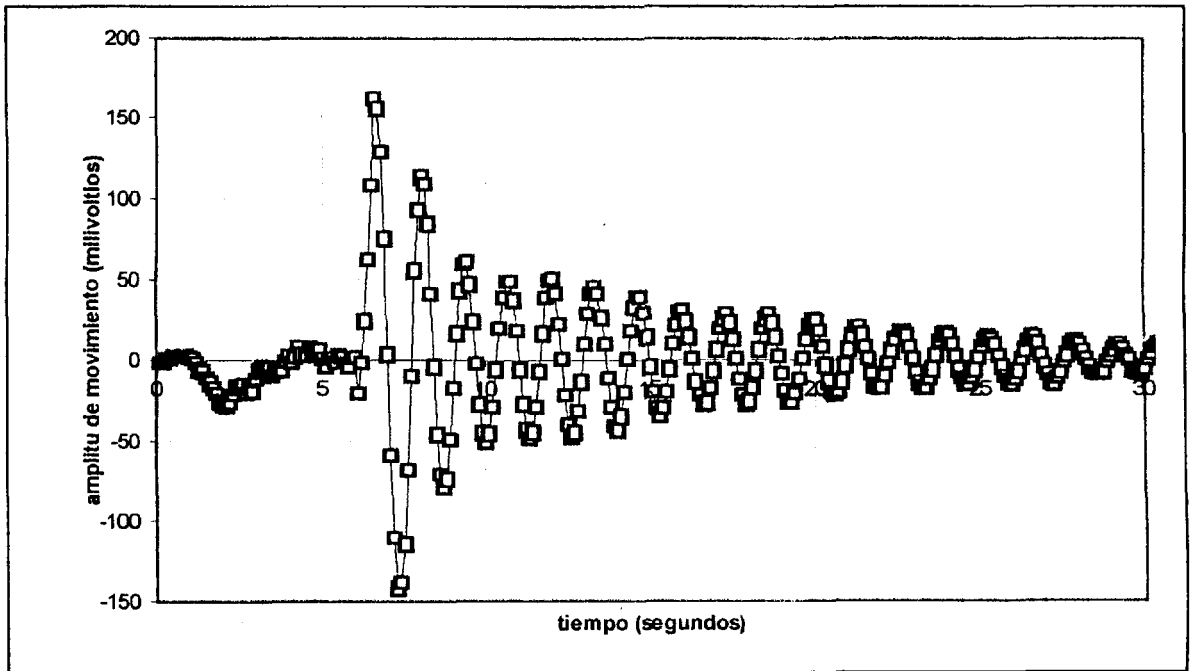


Figura 31. Señal de la oscilación libre del conjunto, registrada desde el transductor de velocidad,  $\Delta = 110.67\text{Kg}$ ,  $h_r = 11.65\text{ cm}$ .

Se debe anotar que al realizar esta prueba el programa de adquisición de datos se inicia antes de propiciar la oscilación del conjunto, esta es la razón del breve período de tiempo en que no se observa amplitud de movimiento en los registros de las señales obtenidas.

Para calcular las frecuencias del sistema en cada señal registrada se utiliza el programa "EasyPlot", [14], que permite realizar una transformación de Fourier a los datos ingresados y entrega valores de frecuencia en ciclos por segundo, multiplicados por cierto factor que depende del número de datos y el intervalo de tiempo entre registros. En la figura 32 se

muestra una Transformada de Fourier para el movimiento de balance del modelo más tanque registrado desde el transductor de velocidad.

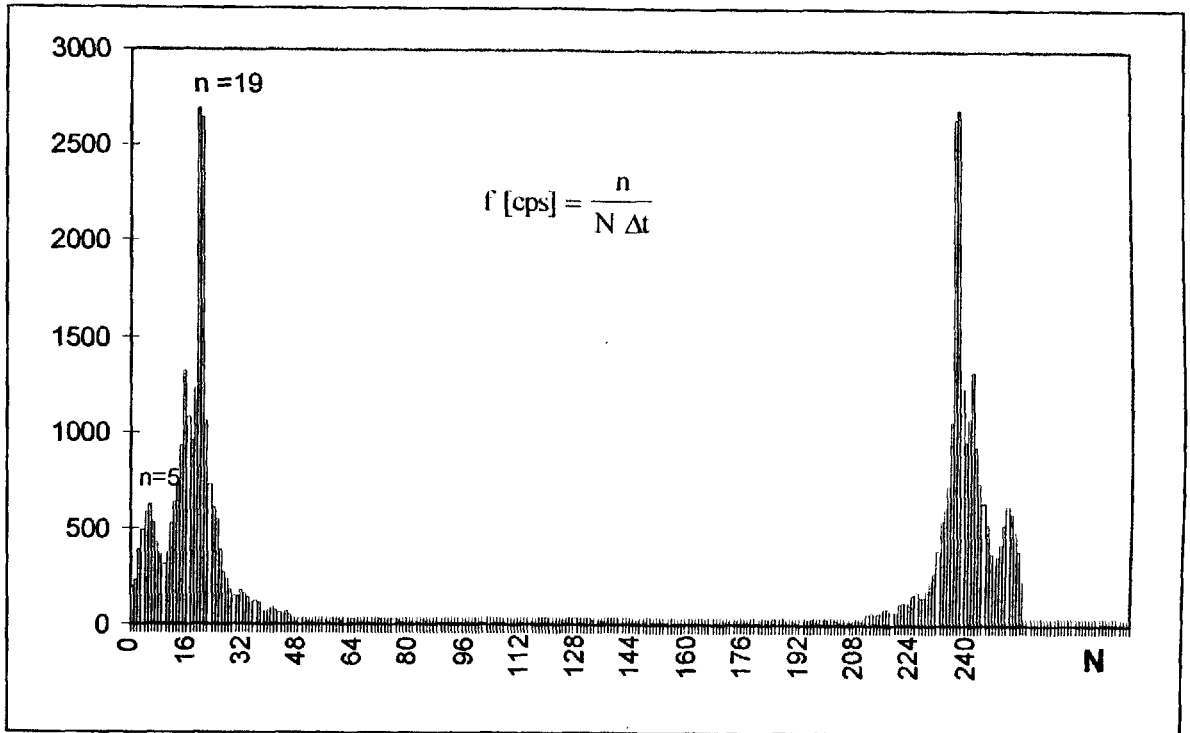


Figura 32. Transformada de Fourier para la señal registrada en el transductor de velocidad.

Existen dos frecuencias de oscilación libre amortiguada, esto se observa para cada variación de altura de agua en el reservorio con diferentes condiciones de carga. Para la segunda condición de carga ( $\Delta = 59.87$  ton) no fue posible registrar la señal desde el sensor de presión debido a daños en el mismo. En la Tabla 13 se resumen las frecuencias obtenidas de cada prueba.

Condición		$\dot{\phi}$		$\tau$	
$\Delta$	$h_r$	$\omega_1$	$\omega_2$	$\omega_1$	$\omega_2$
110.67	7.58	3.8043	4.9087	2.3317	3.927
110.67	9.65	3.8043	4.7860	3.8043	4.7860
110.67	11.65	3.6815	4.7860	-	-
59.87	7.20	3.6816	4.7860		
59.87	9.65	2.9452	4.4179		
59.87	11.50	2.9452	4.4179		

Tabla 13. Frecuencias de la respuesta del sistema registradas desde el transductor de velocidad y desde el sensor de presión.

## **CAPITULO V**

### **ANALISIS DE RESULTADOS**

#### **5.1. COMPARACION DE RESULTADOS TEORICO EXPERIMENTALES**

A continuación se van a comparar los resultados teóricos de los capítulos II y III, con los resultados experimentales obtenidos en el capítulo IV.

##### **Frecuencia de oscilación del tanque**

Para los dos tanques probados, se ha graficado la variación de la frecuencia natural de oscilación del agua en el tanque con respecto a la altura del agua en el reservorio, empleando la ecuación (2.11), que se ha descrito en el capítulo II. Los resultados experimentales de la Tabla 9 se incluyen en el gráfico y se obtienen las figuras 33 y 34, que se presentan a continuación.

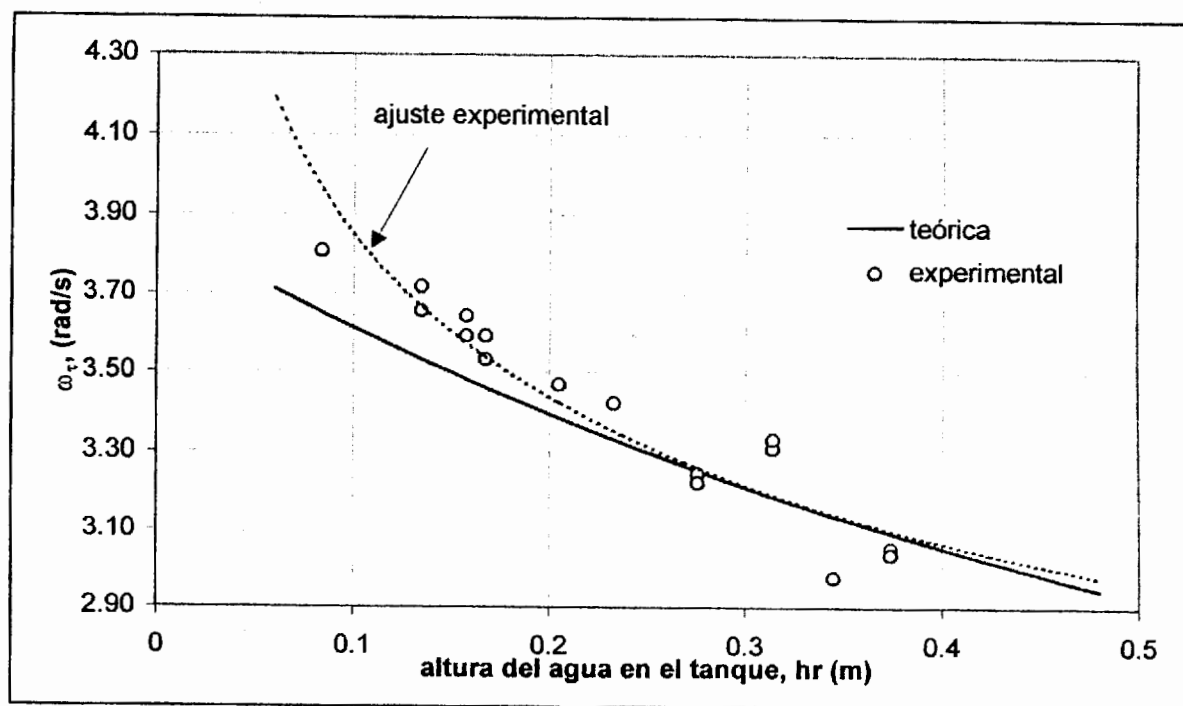


Figura 33. Variación de la frecuencia natural en función de la altura del agua, tanque grande

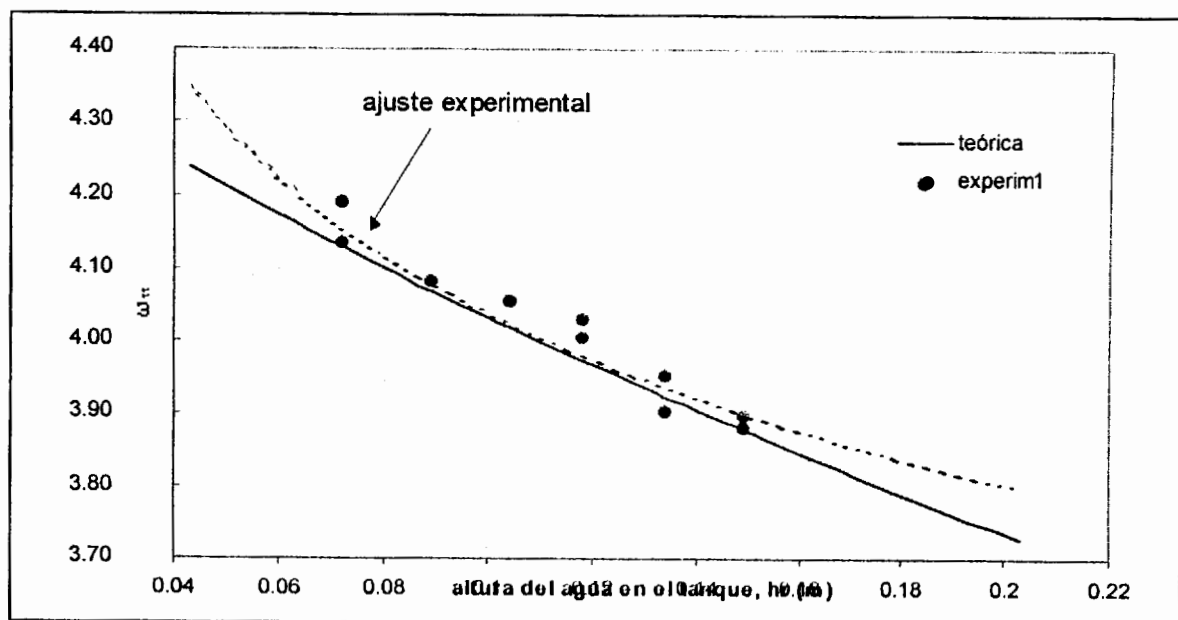


Figura 34. Variación de la frecuencia natural en función de la altura del agua, tanque pequeño.



De estas figuras se observa que los resultados experimentales tienen la misma tendencia que los teóricos, es decir, que conforme se incrementa la altura del agua en el interior del tanque, la frecuencia natural de este disminuye. Los resultados experimentales se han relacionado con una curva de ajuste, relación potencial de segundo grado, y en el intervalo de altura analizado, la predicción teórica es bastante buena para ambos tanques.

### Coefficiente de amortiguamiento

En el capítulo IV se calculó también el coeficiente de amortiguamiento para cada una de las oscilaciones del agua en el tanque, (tabla 9). Relacionando este coeficiente con el ancho promedio de la sección del ducto y los reservorios se puede comparar los resultados experimentales obtenidos para ambos tanques, como se muestra en la figura 35

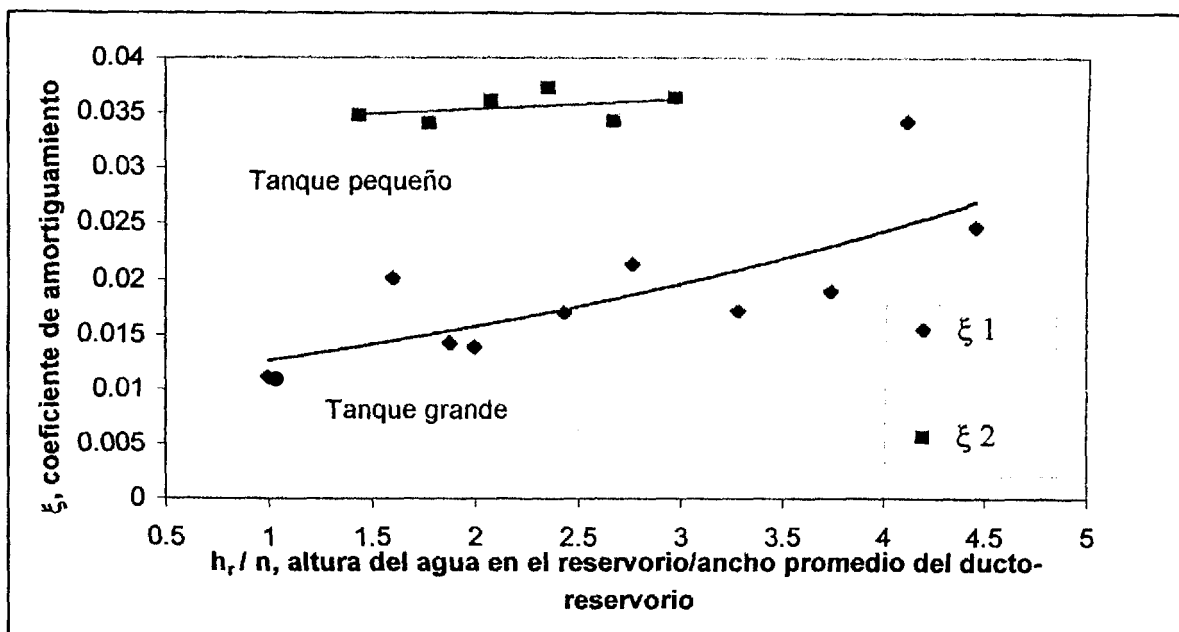


Figura 35. Coeficiente de amortiguamiento para los tanques estabilizadores.

Las relaciones obtenidas son crecientes, mostrando que el coeficiente de amortiguamiento varía en función de la altura del agua en el reservorio. La diferencia presentada entre el tanque pequeño y el grande puede atribuirse principalmente a que en el tanque pequeño la relación entre la sección transversal del reservorio y la del ducto es mayor que en el tanque grande, con lo que se crea mayor turbulencia durante el movimiento, y la amplitud de la oscilación tiende a reducirse en menor tiempo.

### **Comportamiento del sistema buque más tanque**

En la Figura 36 se observa una de las señales registradas desde el sensor de presión para las pruebas de oscilación libre del sistema buque más tanque, junto con el resultado de la integración en tiempo para la misma condición de la prueba. En la figura 37 se presentan los resultados equivalentes para la señal del transductor de velocidad. Se puede afirmar que cualitativamente el comportamiento del conjunto modelo de atunero más tanque pequeño presenta gran similitud con los resultados teóricos.

Se observa en ambas señales la presencia de pulsos ("beats"), es decir, que el sistema refleja un cambio de periodo cada cierto número de oscilaciones. Esto se debe a la presencia de dos armónicos con frecuencia parecida, [9].

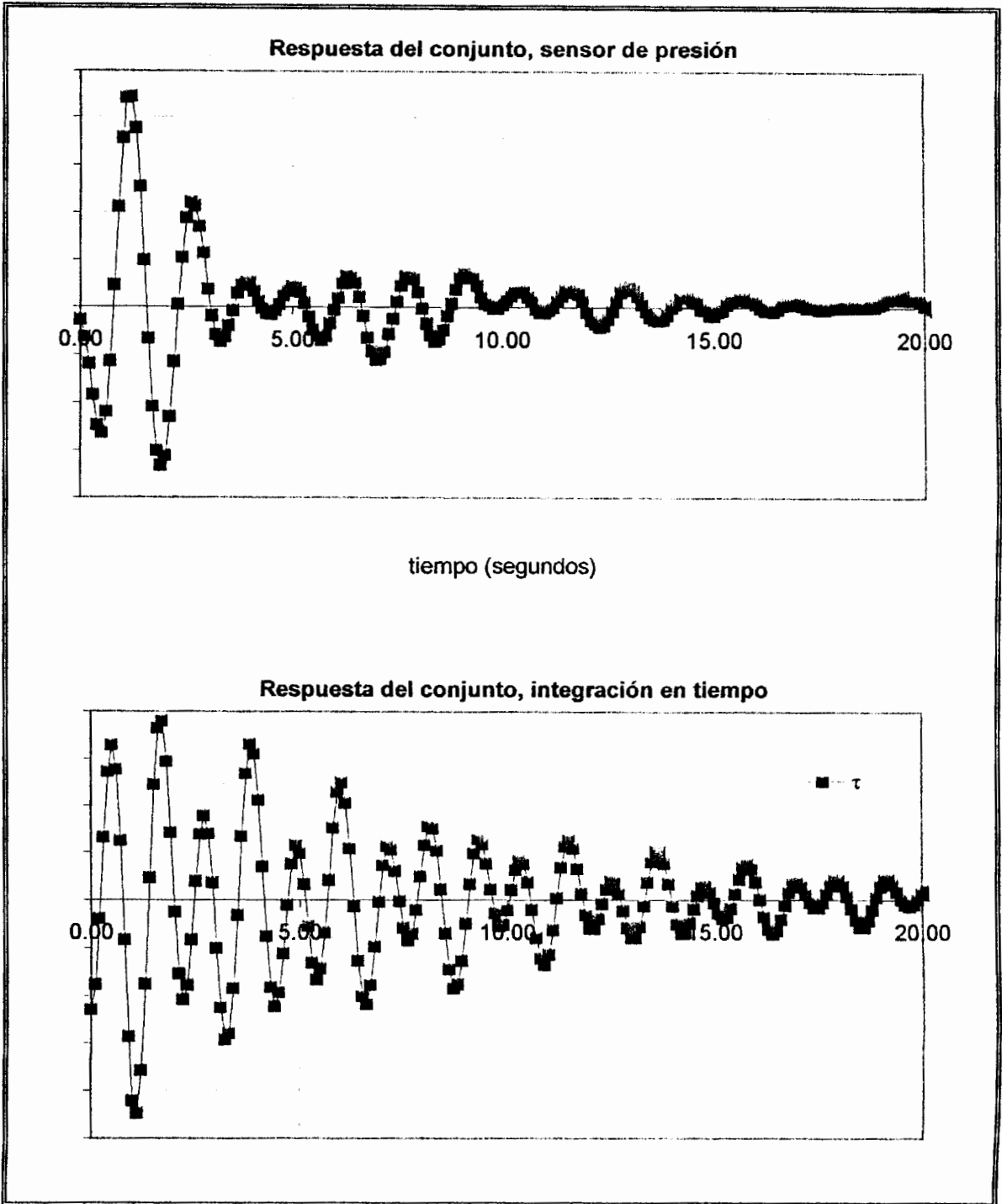


Figura 36. Comparación cualitativa de la respuesta del sistema buque+tanque.

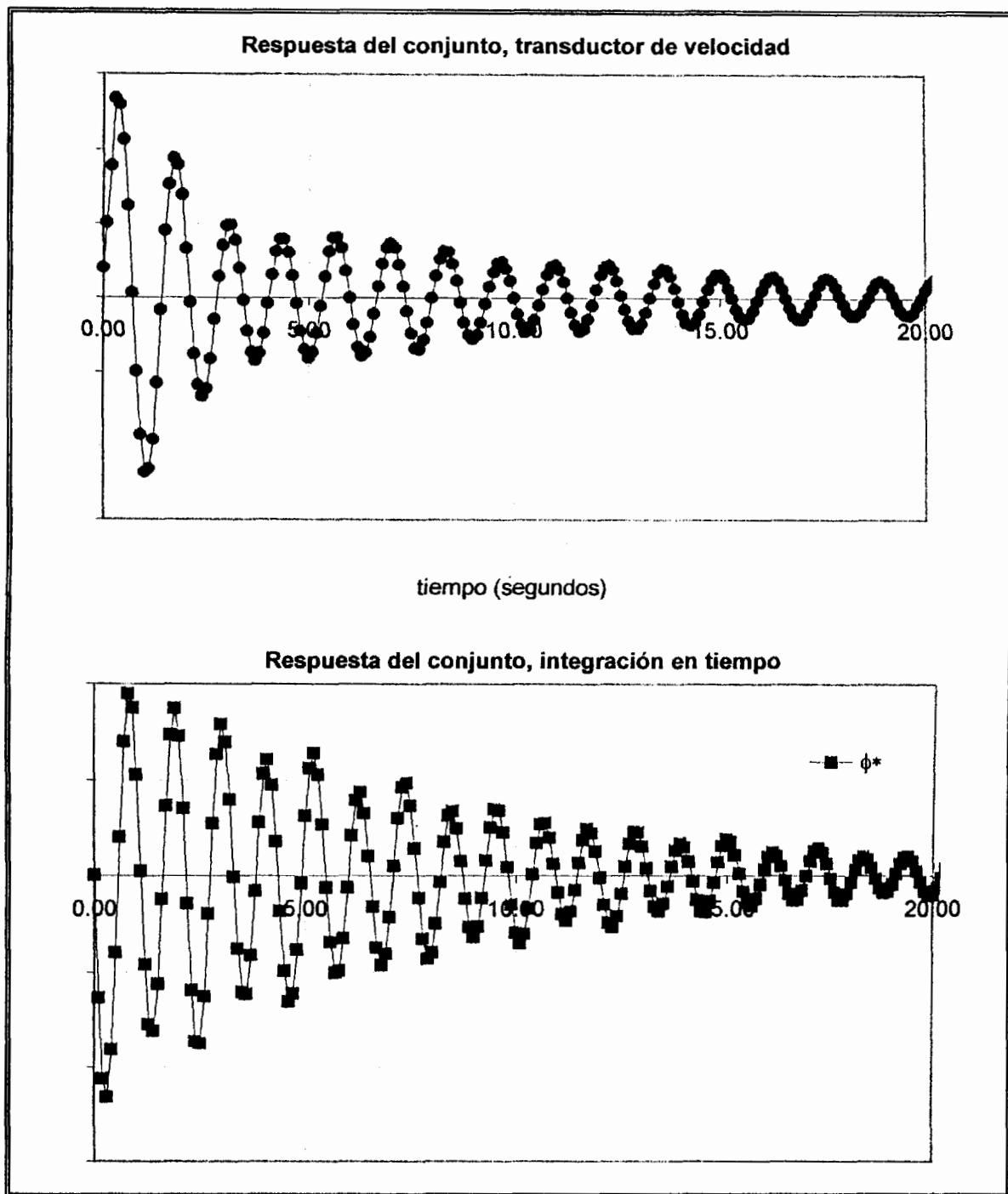


Figura 37. Comparación cualitativa de la respuesta del sistema buque+tanque.

### **Frecuencias naturales del conjunto modelo + tanque**

Como se mostró en el Capítulo 4 existen dos frecuencias de oscilación libre amortiguada para el conjunto, en cada condición de prueba, dado que está siendo analizado como un sistema de 2 grados de libertad. Las figuras 38 y 39 incluyen los resultados experimentales de la Tabla 13 combinados con los resultados teóricos de la figura 20, que presenta la variación de las frecuencias naturales del conjunto modelo de atunero más tanque, para cada condición de carga. Se observa que para el intervalo de alturas analizado, las frecuencias naturales obtenidas experimentalmente siguen la tendencia de las curvas teóricas descritas. Los valores registrados experimentalmente se acercan bastante a los teóricos, lo que permite establecer que el modelo matemático empleado es correcto.

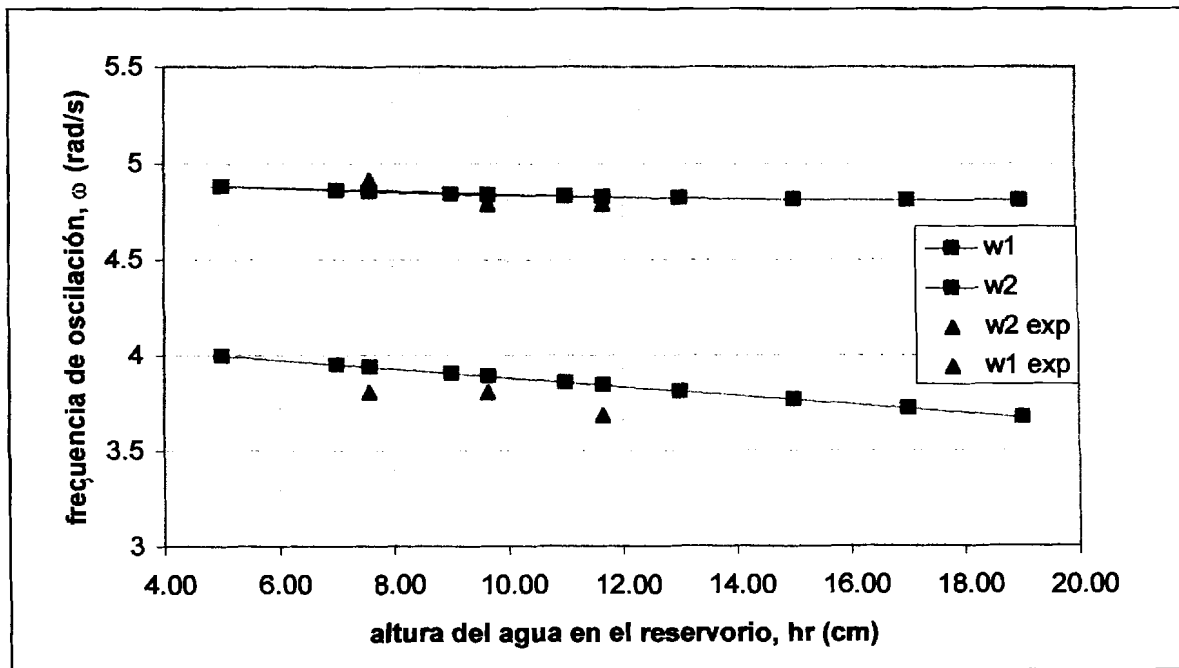


Figura 38. Comparación de frecuencias naturales del conjunto. Condición 1.

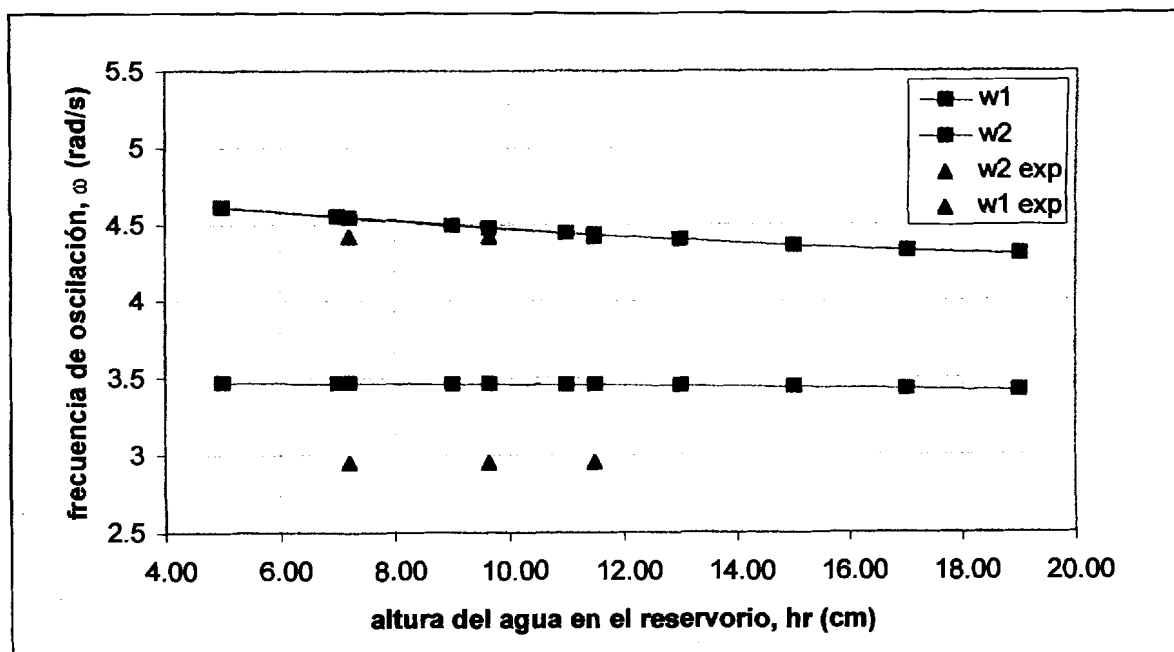


Figura 39. Comparación de frecuencias naturales del conjunto. Condición 2.

## **5.2. DETERMINACION DE COSTOS DE APLICACION DEL SISTEMA EN BUQUES ECUATORIANOS.**

En este subcapítulo se propone la determinación de los costos de operación del buque cuando se implementa un tanque estabilizador de balance. Lamentablemente, no se ha encontrado ninguna referencia que establezca cuáles son los costos directamente relacionados con la operación de un tanque pasivo. Se tratará, por lo tanto, de cuantificar el costo de instalación del sistema.

Para el buque seleccionado en el capítulo 3, de 250 toneladas de capacidad de pesca, cuya distribución bajo cubierta se presenta en la figura 40, se piensa que es posible ubicar el tanque en la sección correspondiente a la estación 5.5 que ofrece mayor área transversal, y cuyo perfil, junto con la ubicación seleccionada del tanque, se presenta en la figura 41. Se definen las dimensiones del tanque para el buque real, manteniendo las relaciones establecidas para un ancho total igual al 80% de la manga, y el volumen correspondiente del mismo es de  $41.2 \text{ m}^3$  que representa el 16 % de la capacidad de carga del buque.

La cantidad de acero para la construcción del tanque se estima como el material necesario para formar las secciones transversales y las paredes interiores del tanque. Para estas secciones se tiene un área desarrollada total de  $470.0 \text{ pies}^2$ .

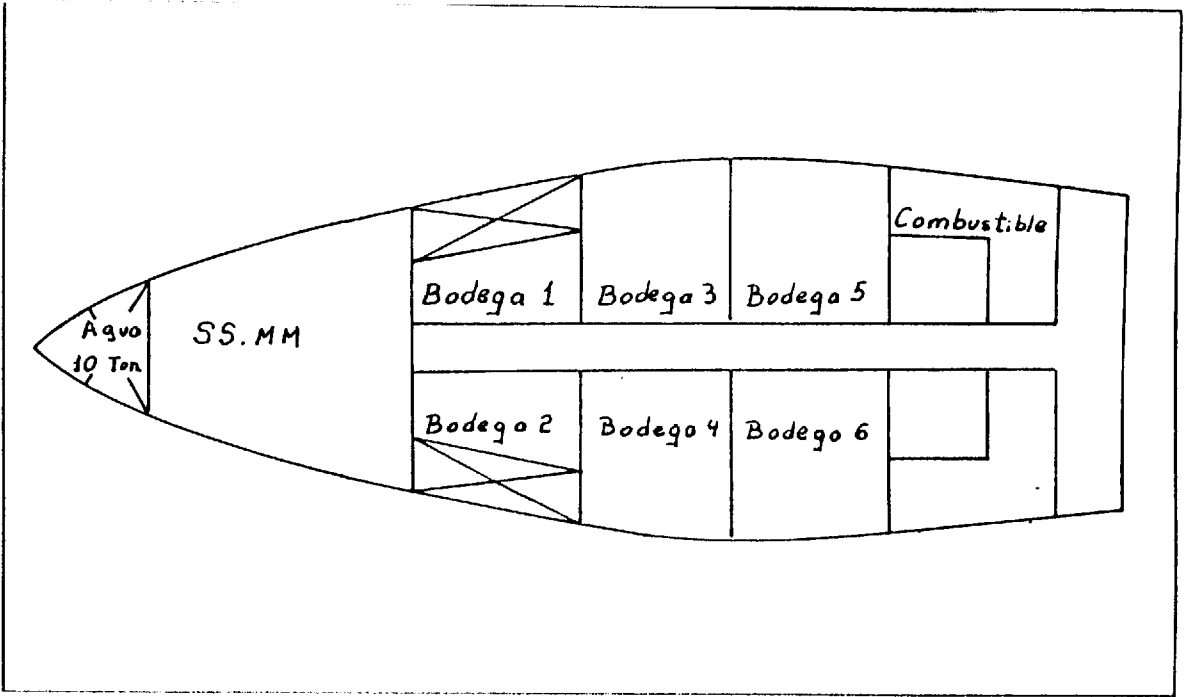


Figura 40. Ubicación en planta del tanque para el buque real.

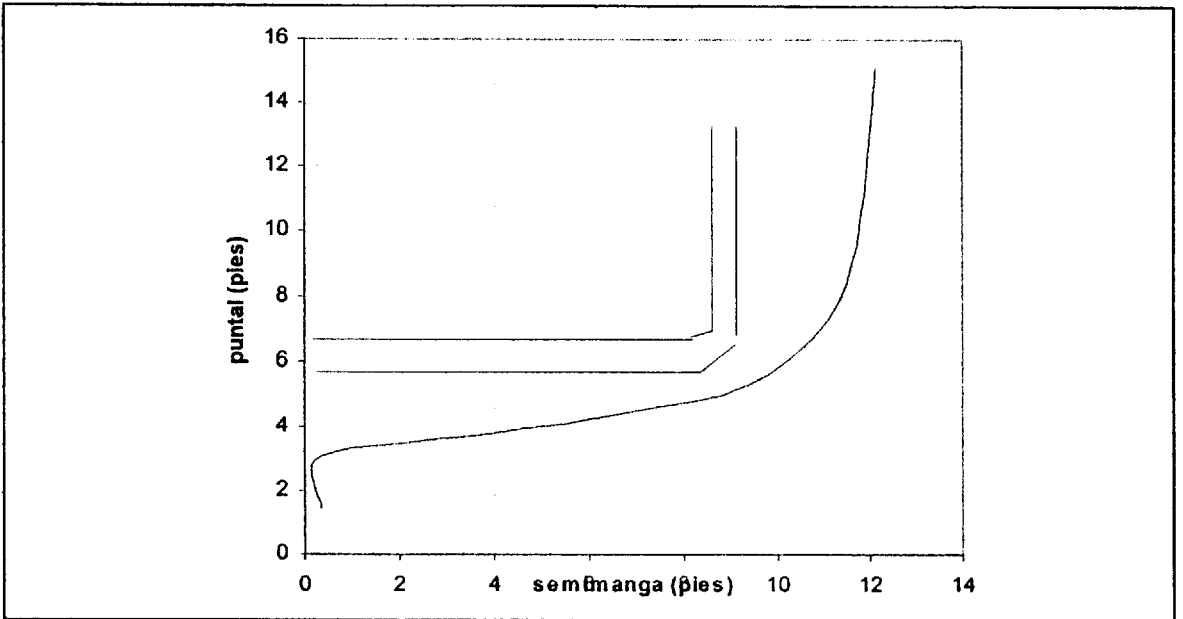


Figura 41. Ubicación transversal estimada del tanque en el buque real



Se puede estimar como principal criterio que el trabajo en acero tiene un costo máximo de \$US 1.0 / lb de acero trabajada. Si se asume que la plancha a usarse es de 3/16" de espesor y que los refuerzos estructurales de la misma no incrementan el peso en más de un 20%, el costo total en acero sería de:

Peso de la plancha a usarse :  $470.0\text{pie}^2 \times 7.66 \text{ lb/pie}^2 = 3600.0$  libras.

Total de acero trabajado =  $3600 + 20\% = 4300$  libras

Total del costo de acero =  $4300 \text{ lb} \times 1.0 \text{ \$US/lb} = 4300 \text{ USD}$

Se deben considerar también los costos de instalación de las válvulas de llenado y achique para poder controlar la altura del agua en el tanque. El costo de este tipo de válvulas (check) no excede los USD 200.0 con lo que el costo total para la adecuación del tanque en el buque sería de 4500 USD, aproximadamente

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- \* Un tanque pasivo estabilizador funciona como un absorbedor de vibración para el movimiento de rolido. La zona de resonancia en la que un buque podría encontrarse en ciertos estados de mar, puede ser convertida y desplazada hacia dos zonas diferentes de menor amplitud de movimiento, cuando se instala en el sistema un mecanismo cuya frecuencia natural sea cercana a la frecuencia natural del sistema original. Esto deja a la región de resonancia original con niveles de respuesta muy pequeños. Sin embargo, fuera de esta zona “activa” de operación el tanque no es eficiente.
  
- \* Dado que estos tanques contrabalance son sistemas pasivos, no se pueden adaptar automáticamente a cada condición de operación. Esto obliga a definir la altura de agua requerida en los reservorios, de acuerdo a la condición de carga de la embarcación.
  
- \* El proceso de diseño del sistema de control de balance, mediante tanques pasivos en U, en este trabajo se establece mediante el uso de los siguientes parámetros:
  - la relación de las frecuencias naturales del buque y del tanque estabilizador, para cumplir con el objetivo básico de desplazar la zona de resonancia del buque,

- la pérdida de estabilidad metacéntrica máxima que permita mantener la condición estable del buque,
  - el porcentaje de masa del tanque estabilizador con respecto a la masa del buque, para no interferir con las tareas normales del buque, y,
  - las dimensiones transversales límites del tanque, ancho y alto, que hacen físicamente posible la instalación y funcionamiento en el buque.
- \* Otros parámetros también definidos para diseñar tanques pasivos, tales como la capacidad de estabilización (ángulo máximo de la superficie del agua), la posición vertical del tanque y el coeficiente de amortiguamiento del movimiento del agua, no se consideran útiles para el diseño de tanques pasivos para nuestro medio. La capacidad de estabilización o máximo ángulo de inclinación del tanque es una combinación lineal de sus dimensiones transversales; la posición vertical del tanque pasivo en U pierde importancia para buques de una sola cubierta y bajo puntal, como los pesqueros ecuatorianos, donde no es factible pensar una ubicación diferente a la del fondo de la embarcación; y, no existe una relación que defina el coeficiente de amortiguamiento del tanque, por lo que se calcula experimentalmente.
- \* En el proceso de diseño deducido en este trabajo, se empieza por asumir la distancia entre centros de los reservorios del tanque. Luego pensando en emplear

completamente la manga del buque, se estima el ancho de cada reservorio. Para calcular la altura de agua, se relacionan adecuadamente los parámetros considerados útiles para el diseño, y se establece una ecuación cuadrática para dicho parámetro, cuya solución positiva permite deducir las restantes dimensiones del tanque: alto del ducto y la longitud del tanque. Se encontró que para ciertas combinaciones, la relación entre la longitud y el ancho del tanque puede ser irreal.

- \* Las pruebas experimentales de oscilación de los sistemas modelados demuestran que la ecuación empleada para calcular la frecuencia natural del fluido dentro del tanque, en función de la altura del agua en el reservorio, es adecuada. Esto confirma la solidez de la deducción de los coeficientes de inercia y restauración para la ecuación de movimiento de oscilación libre del agua en el tanque .
  
- \* El coeficiente de amortiguamiento promedio obtenido para el estabilizador varía ligeramente en función de la sección transversal al movimiento del agua en el tanque. Para el tanque grande el coeficiente de amortiguamiento está en un rango entre 0.012 y 0.027; para el tanque pequeño, estos valores son 0.035 y 0.037, véase la figura 35; en promedio se encontró experimentalmente que el amortiguamiento es menor que el 4% del crítico, que es un valor bastante pequeño comparado con el sugerido por [2].

- \* El modelo matemático del sistema buque + tanque, resumido en el sistema de ecuaciones diferenciales (2.15), para el caso de oscilación libre amortiguada, es adecuado. En las pruebas realizadas la respuesta obtenida presenta las dos frecuencias naturales del sistema de dos grados de libertad. Estos valores resultaron muy cercanos a aquellos calculados resolviendo el problema de valor principal del sistema (homogéneo), figuras 38 y 39.
  
- \* Finalmente, como se observa en la figura 42, para un mismo periodo de tiempo, el decrecimiento de la amplitud del movimiento de balance del modelo después de la instalación del tanque es evidentemente mayor que sin el estabilizador. Esto demuestra que el tanque pasivo diseñado es un buen absorbedor de la vibración libre amortiguada del modelo analizado.

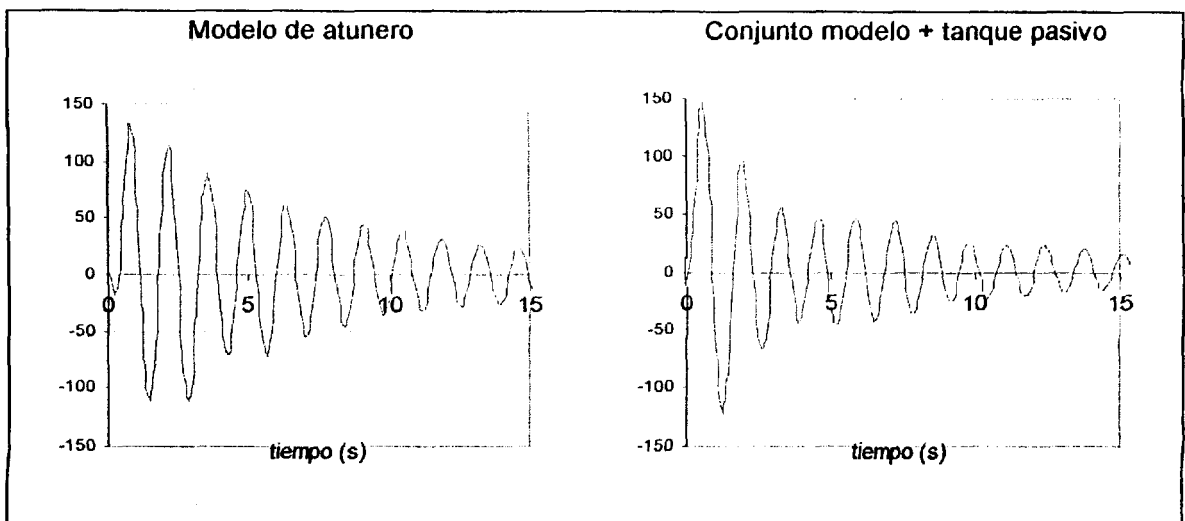


Figura 42. Amplitud de respuesta del movimiento el modelo.

## **RECOMENDACIONES**

- \* La propuesta original incluía también registrar experimentalmente la respuesta del modelo a un sistema conocido de olas. Esto permitiría verificar las formulaciones existentes para estimar el momento excitador en rolo, y comprobar el beneficio del sistema absorbedor analizado. En este trabajo, no ha sido posible experimentar con oscilación forzada, sin embargo, sus resultados serían muy importantes de comparar con los teóricos.
- \* Siempre que se trabaja con modelos se introduce errores debido al efecto de escala. La única forma de resolver este problema sería experimentar a escala real.
- \* Se ha trabajado con modelos de los tanques construidos en acrílico con la pared interior lisa. Habría que contestar ahora la pregunta, qué influencia tendrían los refuerzos transversales sobre el coeficiente de amortiguamiento? Estos refuerzos probablemente se requieran instalar para rigidizar a flexión las planchas del tanque.
- \* Finalmente, habría que complementar la determinación de costos de instalación con un análisis de costos de la aplicación de los tanques. Habría que comparar el ahorro en

consumo de combustible, con el dinero invertido en la construcción del tanque, sumado a la disminución en carga a transportarse.

## APENDICES



## APENDICE 1

### PROPIEDADES DE LA OLA

El siguiente es un sumario de las propiedades de olas armónicas bi-dimensionales y de olas con altura finita en aguas profundas (en cualquier unidad consistentes).

Numero de la ola	$k = 2\pi / L_\omega = \omega^2 / g$
Perfil de la ola (primera aproximación)	$\zeta_o = \bar{\zeta} \cos k(x - V_c t)$ $= \bar{\zeta} \cos(kx - \omega t)$
Velocidad potencial	$\phi = -\bar{\zeta} V_c e^{kz} \sin k(x - V_c t)$
Longitud	$L_\omega = 2\pi \frac{V_c^2}{g} = \frac{g T_\omega^2}{2\pi}$
Máxima amplitud (primera aproximación)	$k\bar{\zeta} = 2\pi \frac{\bar{\zeta}}{L_\omega} = \frac{\pi h_\omega}{L_\omega}$
Energía por unidad de área	$1/2 \rho g \bar{\zeta}^2$
Varianza	$\langle \zeta^2 \rangle = 1/2 \bar{\zeta}^2$

## APENDICE 2

### MOVIMIENTO DEL FLUIDO EN EL TANQUE

Se deducirá la ecuación que define el movimiento de un fluido dentro de un tanque en U (como el mostrado en la figura A2-1), sometido a la influencia del movimiento del buque, [4]. Se pretende finalmente deducir una expresión para estimar la frecuencia natural de oscilación.

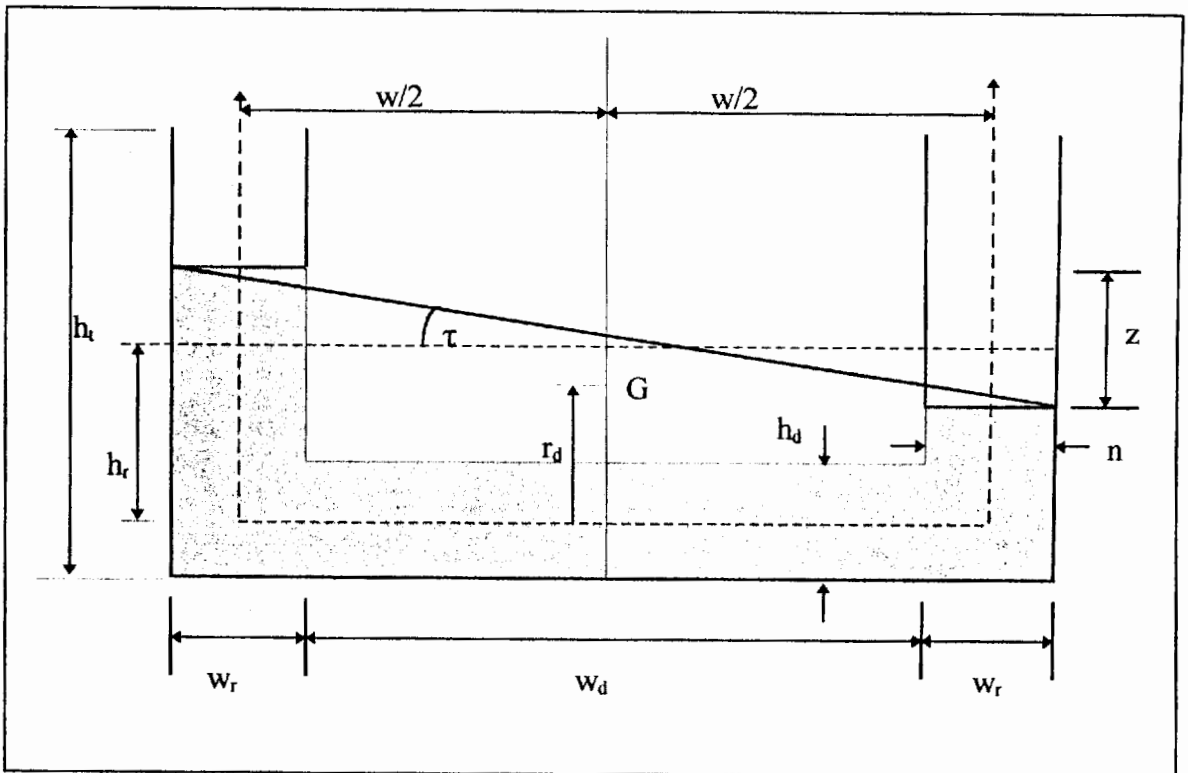


Figura A2-1. Dimensiones del tanque en U

El tanque consiste de dos reservorios y un ducto de sección transversal constante, su longitud es  $x_1$ . Y las siguientes variables definen sus dimensiones.

$w_d$	es el ancho del ducto
$w_r$	ancho del reservorio
$h_t$	altura del tanque
$z$	diferencia del nivel en los reservorios
$h_d$	altura del ducto
$h_r$	altura del reservorio (promedio)
$r_d$	radio del ducto (desde el centro de gravedad del tanque)
$\tau$	ángulo del tanque

Se puede describir al movimiento del fluido usando el sistema de coordenadas mostrado con origen en  $O$ , el punto medio del ducto, y la variable  $s$  definida a lo largo del eje del ducto y reservorio del tanque. La velocidad del fluido a lo largo de la dirección positiva  $s$  es  $v$  (m/s). El ancho del tanque perpendicular a  $s$  es  $n$ , y depende de la posición. Se asume que no hay flujo en esta dirección. El movimiento de una unidad de masa en este tanque estará gobernado por una versión simplificada de la ecuación de Euler que establece que la razón de cambio de momentum es igual a la suma de las fuerzas externas (de volumen y superficie):

$$\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + v \frac{\partial \bar{v}}{\partial s} = \bar{Y} - \frac{1}{\rho_1} \frac{\partial P}{\partial s}$$

donde  $Y$  es la fuerza externa por unidad de masa y  $\rho_1$  es la densidad del fluido.

Puesto que el ducto y el reservorio tienen la sección transversal constante, la derivada de la velocidad con respecto a  $s$  será nula en cualquier parte del tanque, excepto en las esquinas, pero se ignorará este efecto y entonces la ecuación anterior sólo tiene dos variables y se reduce a:

$$\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} = Y - \frac{1}{\rho_1} \frac{\partial P}{\partial s}$$

Usando las características del tanque, la velocidad en cada reservorio se puede escribir como la razón de cambio de la mitad de la diferencia de nivel entre ambos reservorios,  $z$ :

$$v_r = \frac{d(z/2)}{dt} = \frac{w}{2} \tau$$

considerando que el ángulo del desnivel entre reservorios,  $\tau$  es pequeño y que  $w = (w_d + w_r)$ , por conservación de masa, la velocidad en cualquier punto del tanque es:

$$v = \frac{w_r v_r}{n} = \frac{w_r w \tau}{2n}$$

Para definir la fuerza externa de superficie por unidad de masa, se suman todas las fuerzas que surgen de las pérdidas por fricción en las paredes del tanque, y las contribuciones de fuerza externa debidas a las aceleraciones aplicadas al tanque. Tomando en cuenta que

este análisis es desacoplado se ignora la aceleración lateral del buque que también contribuirían a este movimiento.

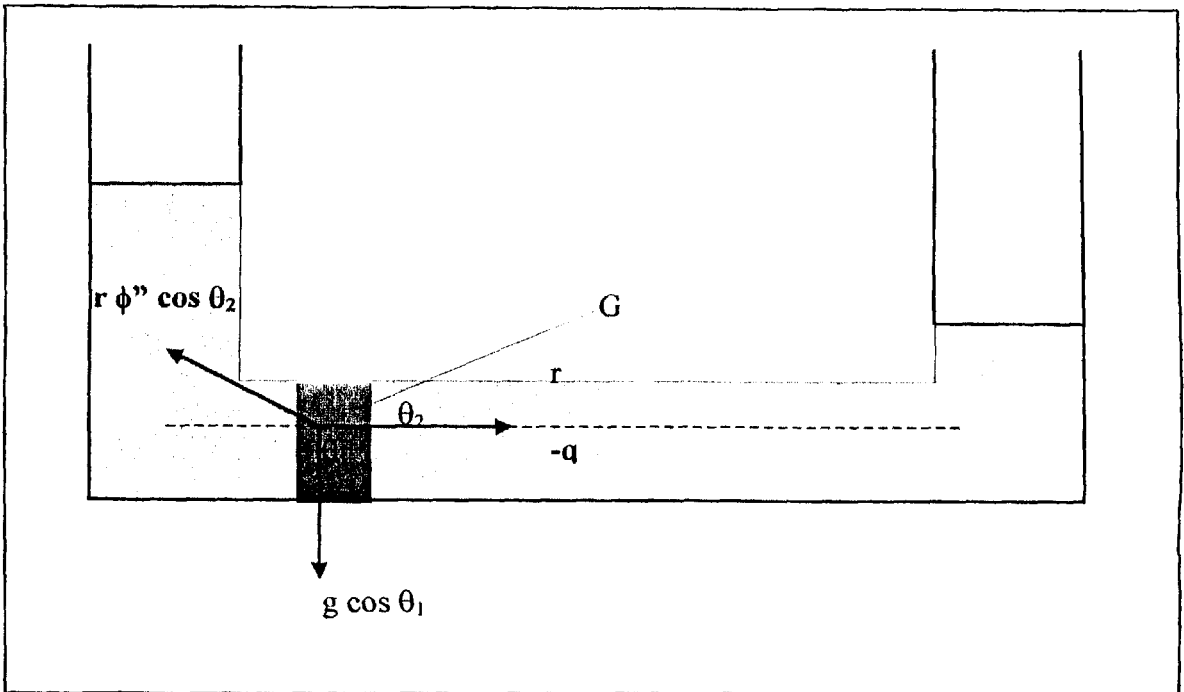


Figura A2-2. Fuerzas externas que actúan sobre el líquido en el tanque

En la figura A2-2 se muestran los siguientes componentes de la fuerza externa en el ducto y los reservorios:

a) La componente de la aceleración debido a la gravedad a lo largo de la dirección  $s$ :

$$-g \cos \theta_1,$$

b) La aceleración debido al movimiento de balance:

$$-r\ddot{\phi} \cos\left(\theta_2 - \frac{\pi}{2}\right) = -r\ddot{\phi} \operatorname{sen}\theta_2,$$

c) La fuerzas friccionales de amortiguamiento por unidad de masa es:

$$-\frac{\tau A_c}{m} = \frac{\alpha V_2 (n + x_z)}{x_c n \Delta s \rho} \Delta s \cong \frac{q v}{n}$$

donde  $q$  es un coeficiente de resistencia friccional que se determina experimentalmente. Su valor influye directamente sobre el coeficiente de amortiguamiento del tanque,  $b_{\tau\tau}$ , que para movimientos moderados tiene valores típicos entre 0.2 y 0.4, en su forma adimensional [2].

Entonces la ecuación del movimiento del fluido en el tanque se convierte en:

$$\frac{w_r w \ddot{t}}{2n} + \frac{q w_r w \dot{t}}{2n^2} + g \cos\theta_1 + r\ddot{\phi} \operatorname{sen}\theta_2 = -\frac{1}{\rho_l} \frac{dP}{ds}$$

Si se integra con respecto a  $s$  se obtiene una ecuación que describe el movimiento del fluido en el tanque como una función de la diferencia de presión en la superficie de los dos reservorios:

$$\frac{\rho_l w_r w}{2} I_1 \ddot{\tau} + \frac{\rho_l w_r w}{2} q I_2 \dot{\tau} + \rho_l g I_3 + \rho_l I_4 \ddot{\phi} = P_{EP} - P_{BB} \quad (\text{A.2.1})$$

donde:

$$I_1 = \int_t \frac{ds}{n} = \frac{w}{h_d} + \frac{2h_r}{w_r}$$

$$I_2 = \int_t \frac{ds}{h^2} = \frac{w}{h_d^2} + \frac{2h_r}{w_r^2}$$

$$I_3 = \int_t \cos\theta_1 ds = w\phi$$

$$I_4 = \int_t r \sin\theta_2 ds = w(r_d - h_r)$$

La presión hidrostática en relación a la presión atmosférica en los niveles de los reservorios es:

$$P_{BBs} = -P_{EP} = -\rho_l g \frac{w}{2} \tau$$

La ecuación (A.2.1) puede ser expresada como una ecuación del movimiento del fluido como función del momento del fluido en el tanque multiplicado por el momento del área

de los reservorios, ó sea se multiplica toda la ecuación por:  $\frac{w w_r X_t}{2}$

Se puede, entonces, escribir la ecuación que describe el movimiento del fluido en el tanque como:

$$a_{\tau\phi} \ddot{\phi} + c_{\tau\phi} \dot{\phi} + a_{\phi\phi} \ddot{\tau} + b_{\tau\tau} \dot{\tau} + c_{\tau\tau} \tau = 0$$

donde:  $a_{\tau d} = Q_t (r_d + h_r)$

$$c_{\tau d} = Q_t g$$

$$a_{\tau r} = Q_t w_r \left( \frac{w}{2h_d} + \frac{h_r}{w_r} \right)$$

$$b_{\tau r} = Q_t q w_r \left( \frac{w}{2h_d} + \frac{h_r}{w_r^2} \right)$$

$$c_{\tau r} = Q_t g = c_{\tau \phi}$$

y el parámetro  $Q_t$  se define como :  $Q_t = \frac{\rho_t w_r w^2 x_t}{2}$

De manera que la frecuencia natural de oscilación del tanque es:

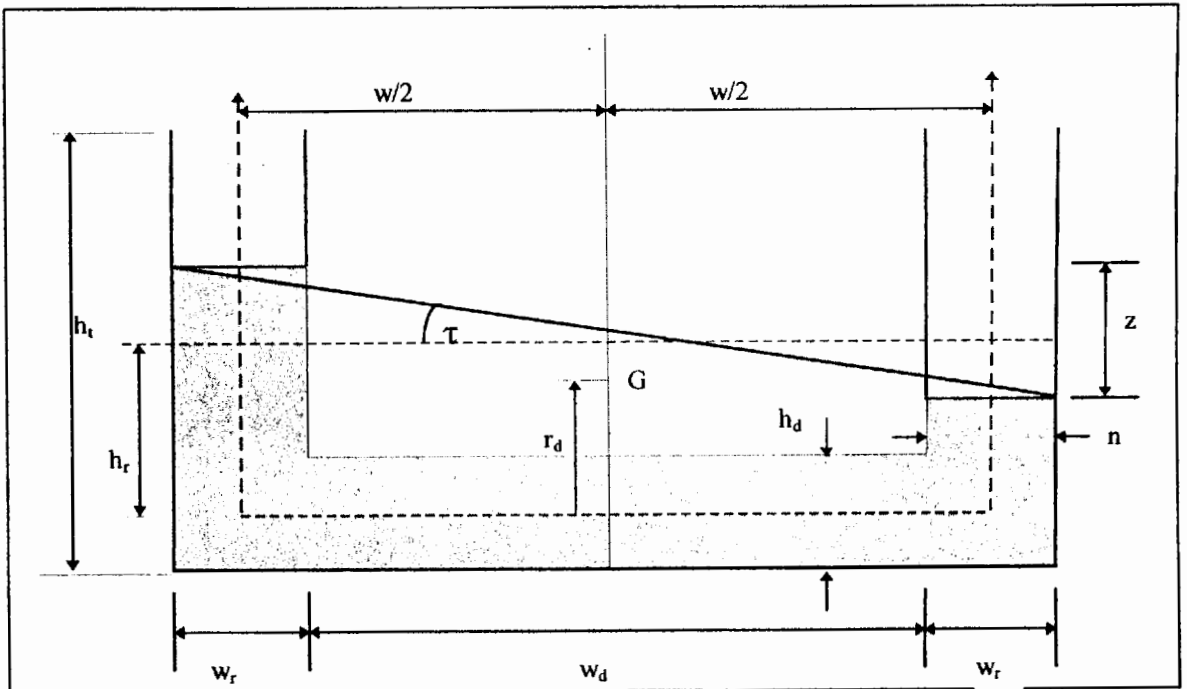
$$\omega_\tau = \sqrt{\frac{c_{\tau r}}{a_{\tau r}}} = \sqrt{\frac{2gh_d}{w w_r + 2h_r h_d}}$$



### APENDICE 3

#### **DETERMINACION DE LA ECUACION PARA LA ALTURA DEL AGUA EN EL RESERVORIO A PARTIR DE LOS PARAMETROS DE DISEÑO**

Una vez seleccionados los parámetros de diseño se los combina entre ellos de tal forma que el resultado es una ecuación algebraica que describe la altura del agua en el reservorio en función del ancho del tanque. La densidad del fluido,  $\rho_f$ , es igual a  $1 \text{ ton/m}^3$ .



Las ecuaciones a procesarse, a partir de los parámetros de diseño, son las siguientes:

Parámetro 1. La frecuencia natural del tanque,  $\omega_d$ , es igual a la frecuencia natural del modelo,  $\omega$ , que se ha calculado igual a 3.18 rad./s, se modifica la ecuación (3.1) de la siguiente forma:

$$\omega_{\pi}^2 (w_r w + 2h_r h_d) = 2gh_d \quad (3.1)$$

Despejando  $h_d$ , resulta:

$$h_d = \frac{w_r w \omega_{\pi}^2}{2(g - h_r \omega_{\pi}^2)} \quad (A3.1)$$

Parámetro 2. La segunda relación para el diseño del estabilizador se establece como el máximo de pérdida de estabilidad metacéntrica,  $\mu_t = 0.20$ , y el parámetro  $Q_t$ , dado en función de las dimensiones del tanque, resulta igual a 0.02 ton.m.

$$\mu_t = \frac{Q_t}{\Delta GM_t}$$

$$2Q_t \equiv \rho_t w_r w^2 x_t, \quad \rho_t = 1 \text{ ton/m}^3$$

$$Q_t = \frac{w_r w^2 x_t}{2} \quad (A3.2)$$

Parámetro 3. La masa del estabilizador se ha considerado como un 7.5% de la masa del modelo,  $m_t = 0.062$  ton., que en función de la geometría del tanque se define como la masa correspondiente al volumen del agua en el ducto más el volumen en los dos reservorios,:

$$m_t = \rho_t x_t w h_d + 2 \rho_t x_t h_r w_r, \quad \rho_t = 1 \text{ ton/m}^3$$

$$m_t = x_t (w h_d + 2h_r w_r) \quad (\text{A3.3})$$

Parámetro 4. Relacionando la altura del ducto,  $h_d$ , con la altura total del tanque,  $h_t$ . La altura  $h_t$  se ha limitado al 90% del puntal del modelo,  $h_t = 56.70 \text{ cm.}$ , entonces:

$$h_r = (h_t + h_d) / 2$$

$$h_r = (56.70 \text{ cm} + h_d) / 2, \quad (\text{A3.4})$$

Por lo tanto, se tiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$h_d = \frac{w_r w \omega_{rr}^2}{2(g - h_r \omega_{rr}^2)} \quad (\text{A3.1})$$

$$Q_t = \frac{w_r w^2 x_t}{2} \quad (\text{A3.2})$$

$$m_t = x_t (w h_d + 2h_r w_r) \quad (\text{A3.3})$$

$$h_r = (56.70 \text{ cm} + h_d) / 2 \quad (\text{A3.4})$$

Se reemplaza  $x_t$  de la ecuación (A3.2) en (A3.3):

$$m_t = \frac{2Q_t}{w_r w^2} (w h_d + 2h_r w_r),$$

Despejando  $h_d$  :

$$h_d = \frac{w_r w}{2Q_t} \left( m_t - \frac{4h_r Q_t}{w^2} \right)$$

Igualando esta ecuación con (A3.1):

$$\frac{w_r w}{2Q_t} \left( m_t - \frac{4h_r Q_t}{w^2} \right) = \frac{w_r w \omega_{\tau\tau}^2}{2(g - h_r \omega_{\tau\tau}^2)},$$

O bien:

$$gm_t - \frac{4h_r Q_t}{w^2} g - \omega_{\tau\tau}^2 h_r m_t + \frac{4h_r^2 \omega_{\tau\tau}^2 Q_t}{w^2} - \omega_{\tau\tau}^2 Q_t = 0$$

Multiplicando toda la ecuación por  $+w_r$ , y agrupando los términos de potencias de  $h_r$ :

$$(4\omega_{\tau\tau}^2 Q_t) h_r^2 + (-4Q_t g - \omega_{\tau\tau}^2 m_t w^2) h_r + w^2 (gm_t - \omega_{\tau\tau}^2 Q_t) = 0$$

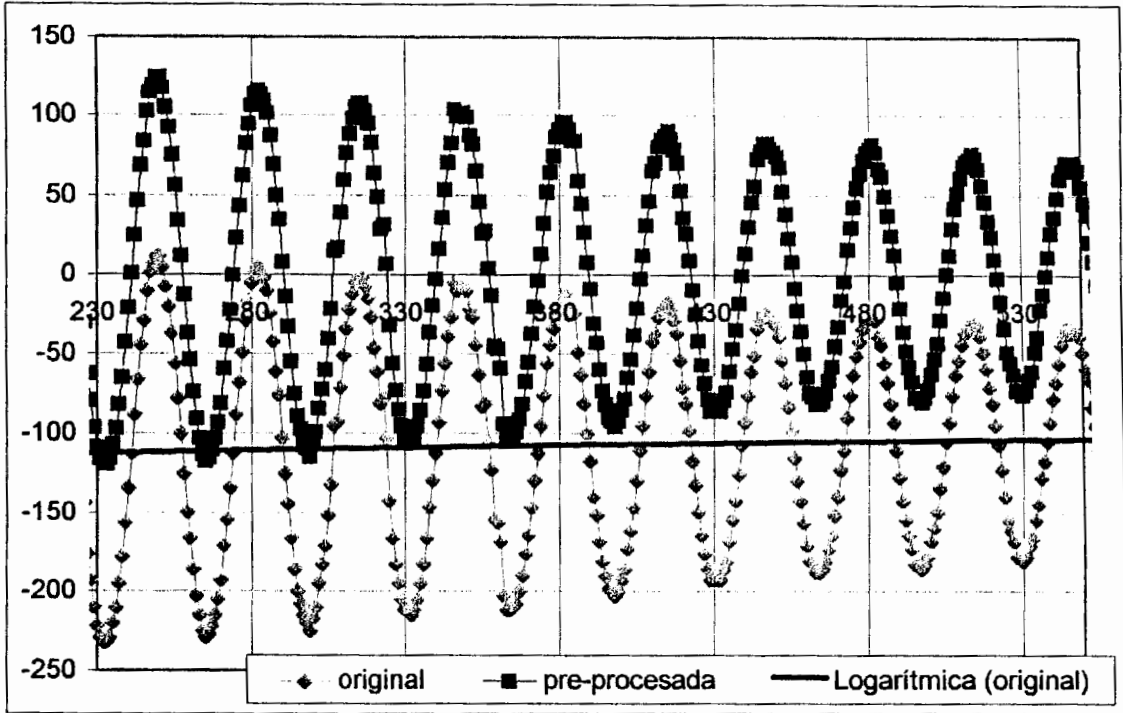
El resultado es una ecuación de la forma:

$$ah_r^2 + bh_r + c = 0$$

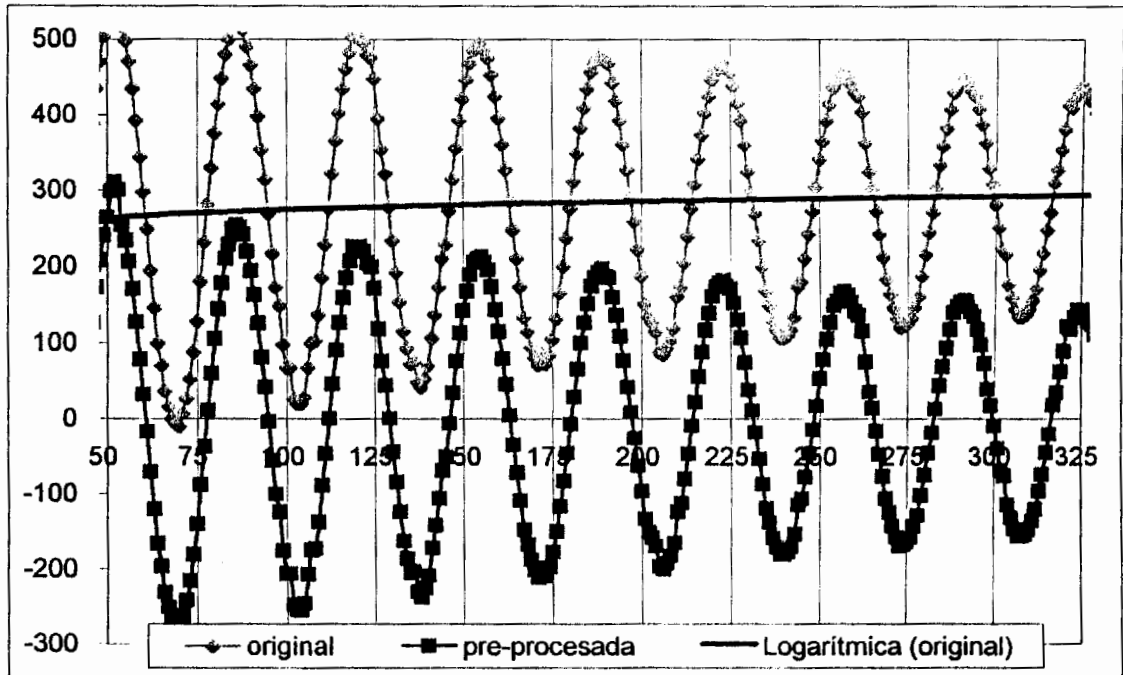
donde los coeficientes  $a$ ,  $b$  y  $c$ , están dados en función de los parámetros que se establecieron previamente.

**APENDICE 4**

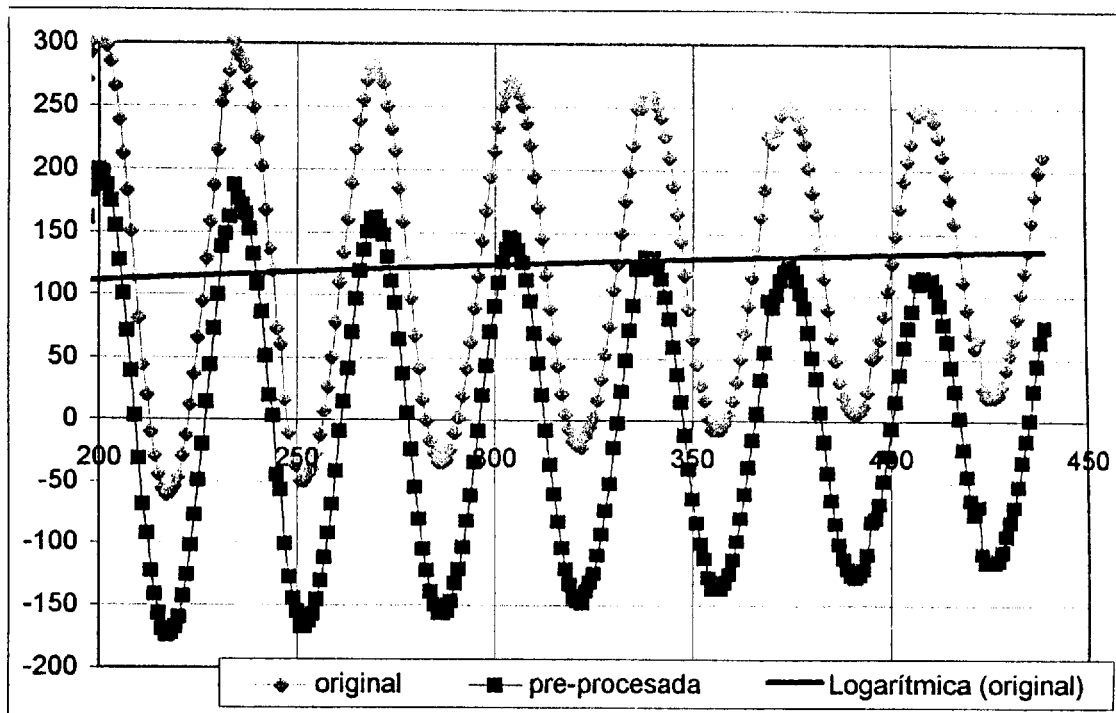
**RESULTADOS EXPERIMENTALES**



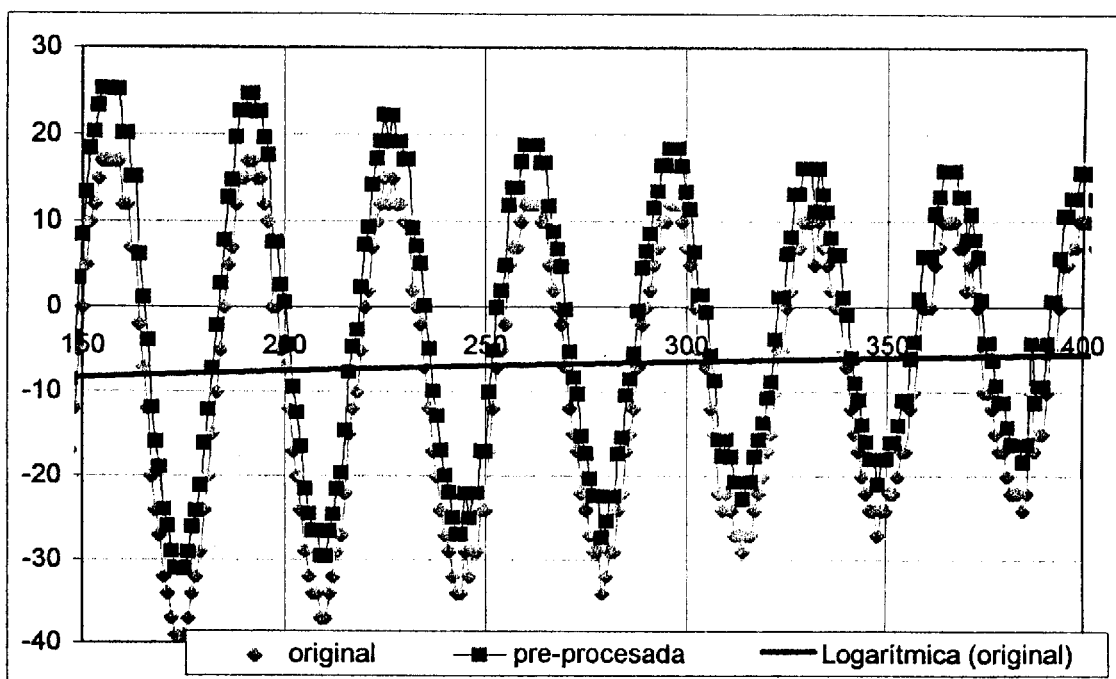
Resultado de oscilación libre para el tanque "grande", hr = 12.4 cm



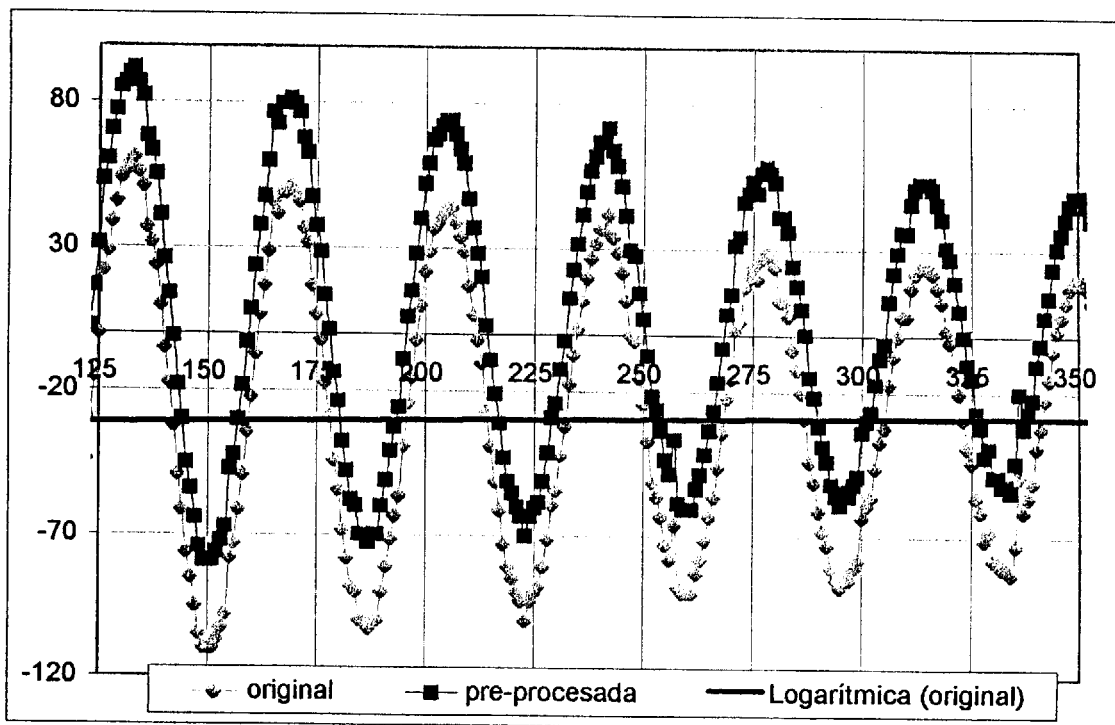
Resultado de oscilación libre para el tanque "grande", hr = 17.5 cm



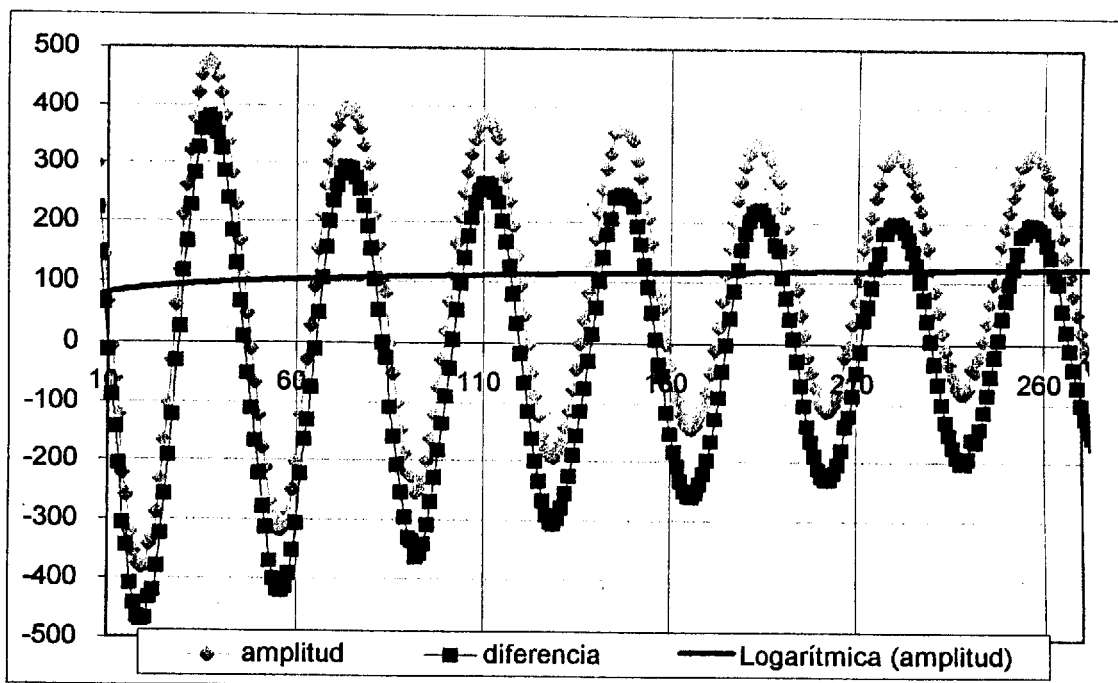
Resultado de oscilación libre para el tanque "grande", hr = 18.8 cm



Resultado de oscilación libre para el tanque "grande", hr = 20.8 cm

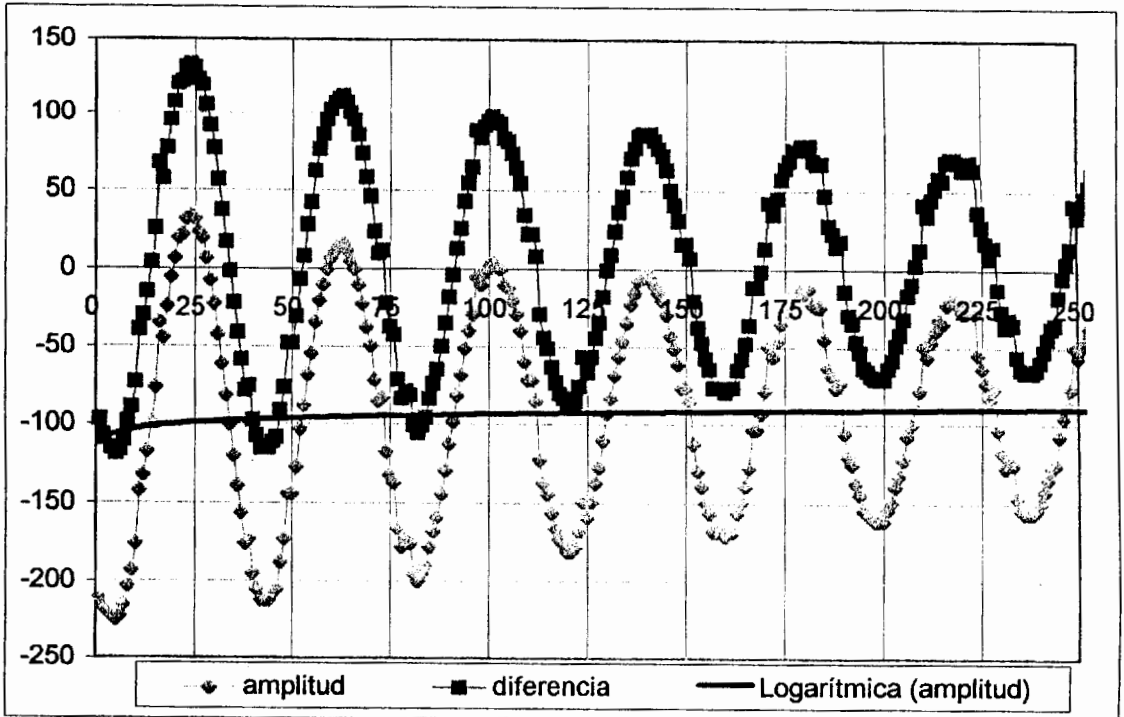


Resultado de oscilación libre para el tanque "grande", hr = 24.5 cm

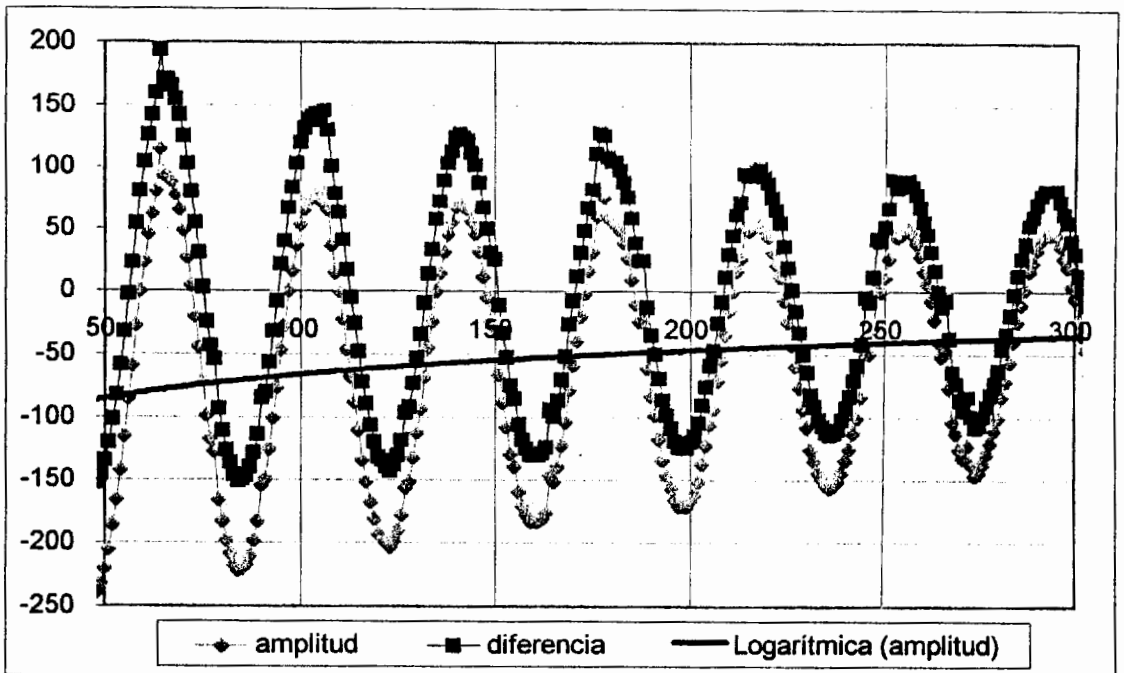


Resultado de oscilación libre para el tanque "grande", hr = 27.3 cm

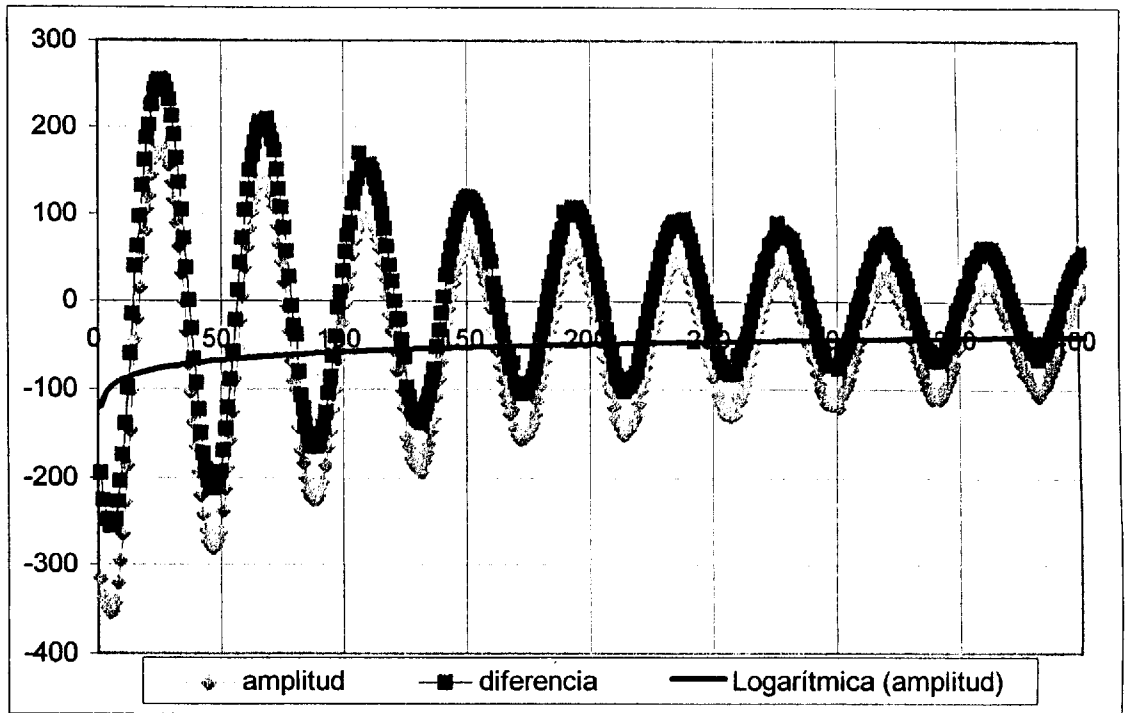




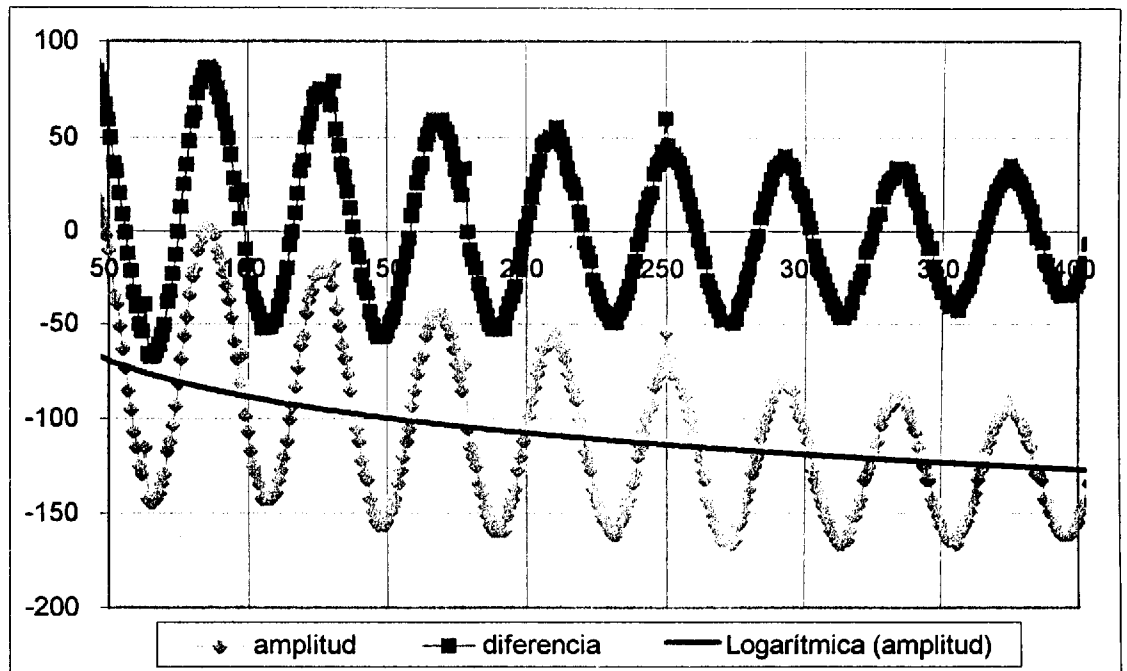
Resultado de oscilación libre para el tanque "grande", hr = 31.6 cm



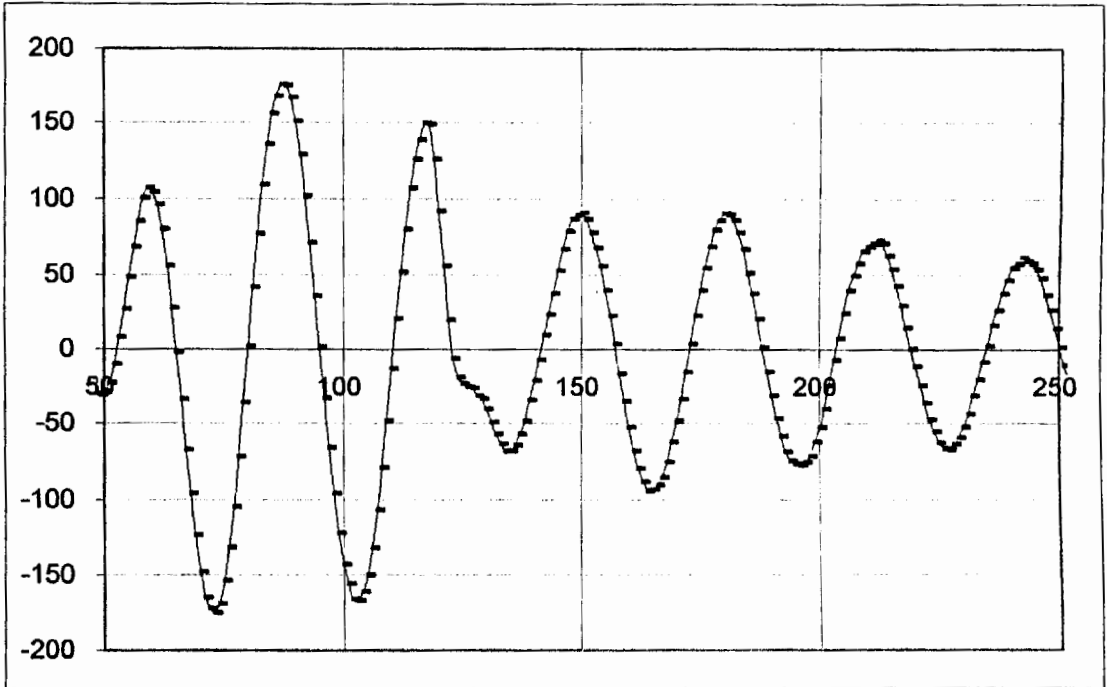
Resultado de oscilación libre para el tanque "grande", hr = 35.4 cm



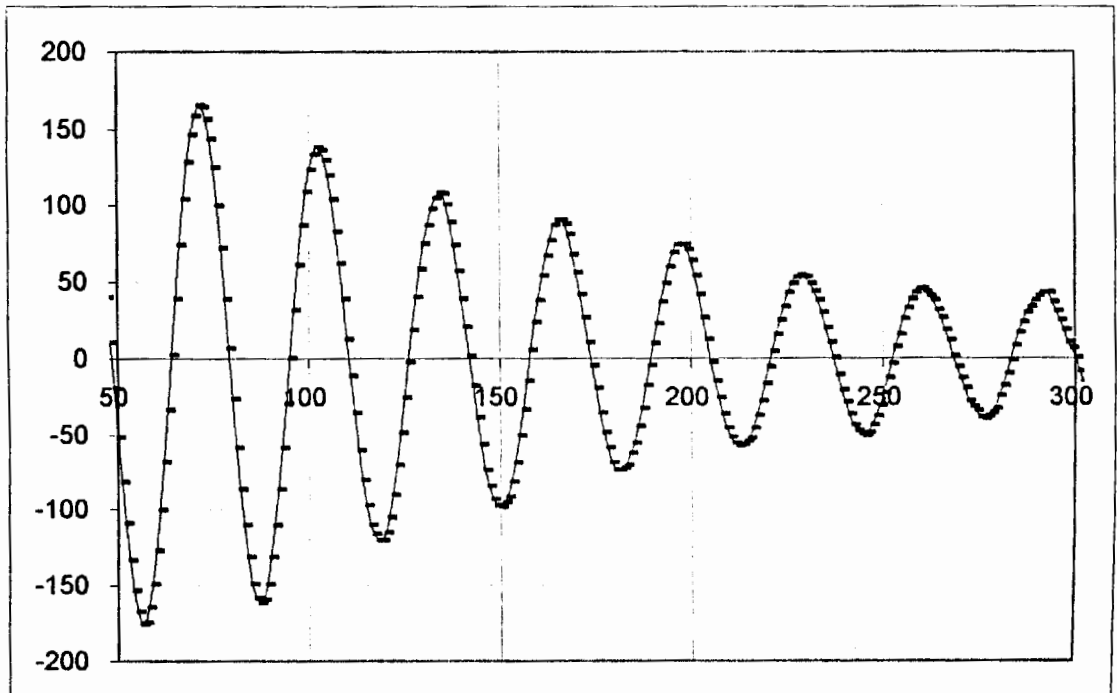
Resultado de oscilación libre para el tanque "grande", hr = 38.5 cm



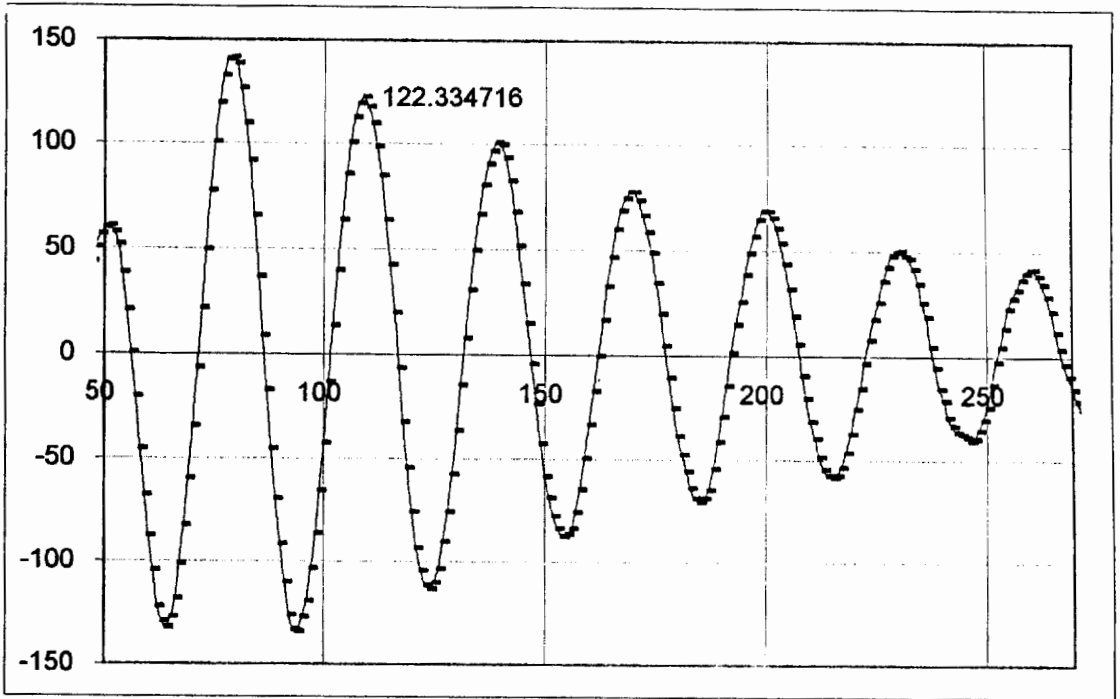
Resultado de oscilación libre para el tanque "grande", hr = 41.4 cm



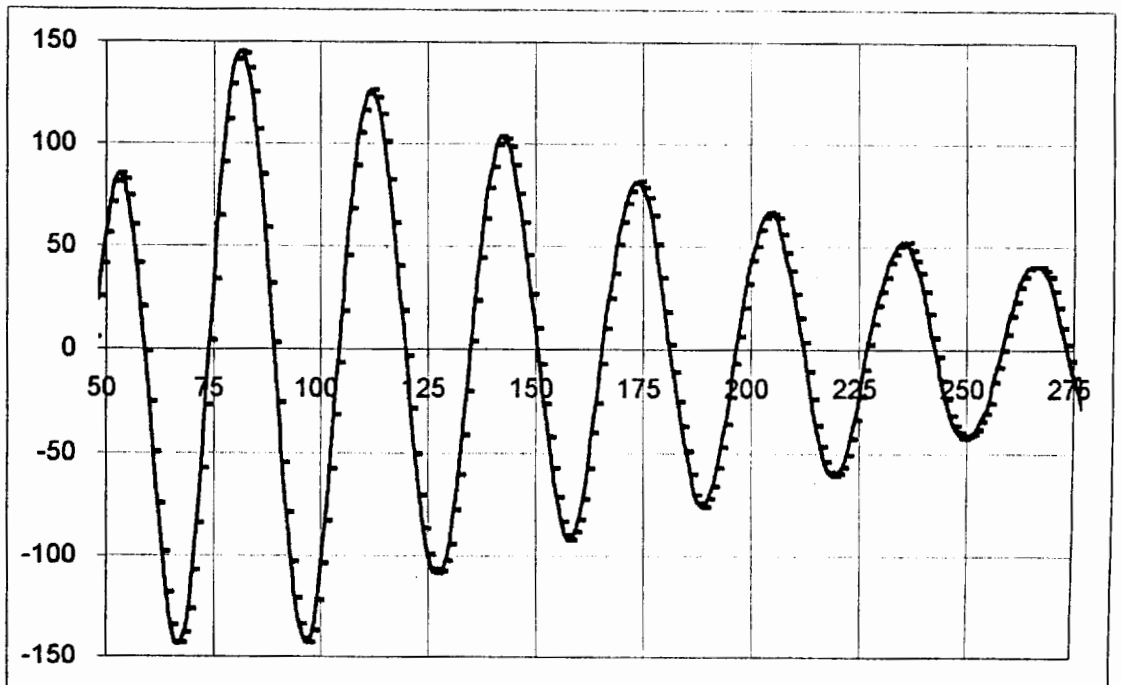
Resultado de la oscilación libre para el tanque "pequeño",  $h_r = 10.4$  cm



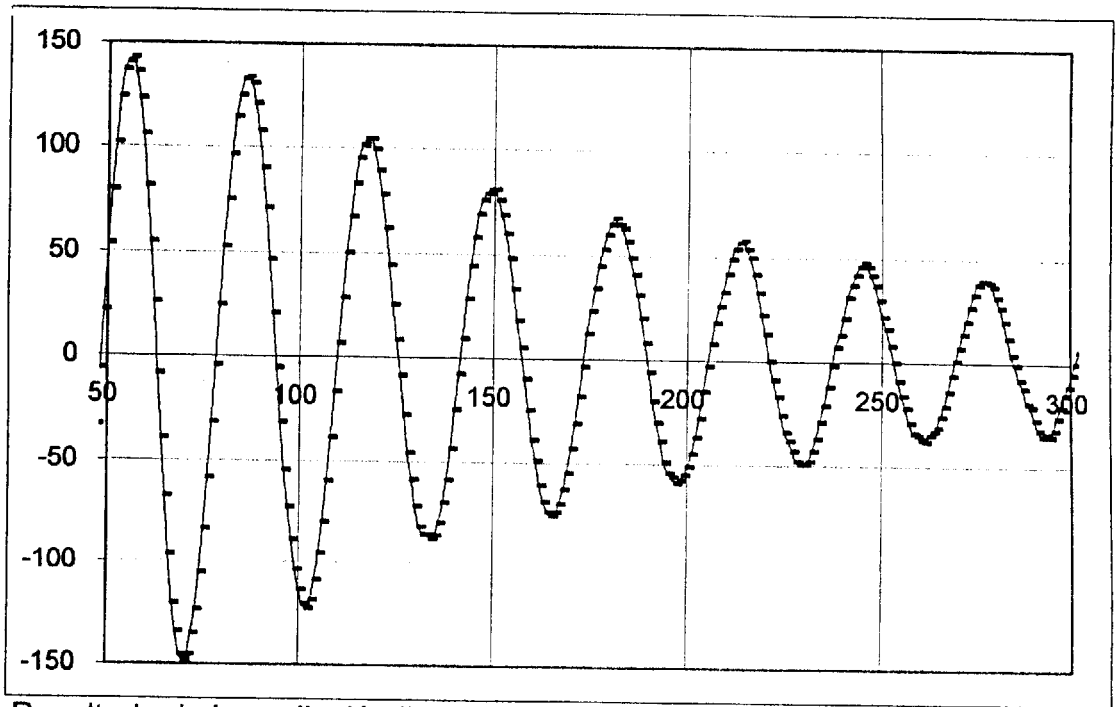
Resultado de la oscilación libre para el tanque "pequeño",  $h_r = 11.8$  cm



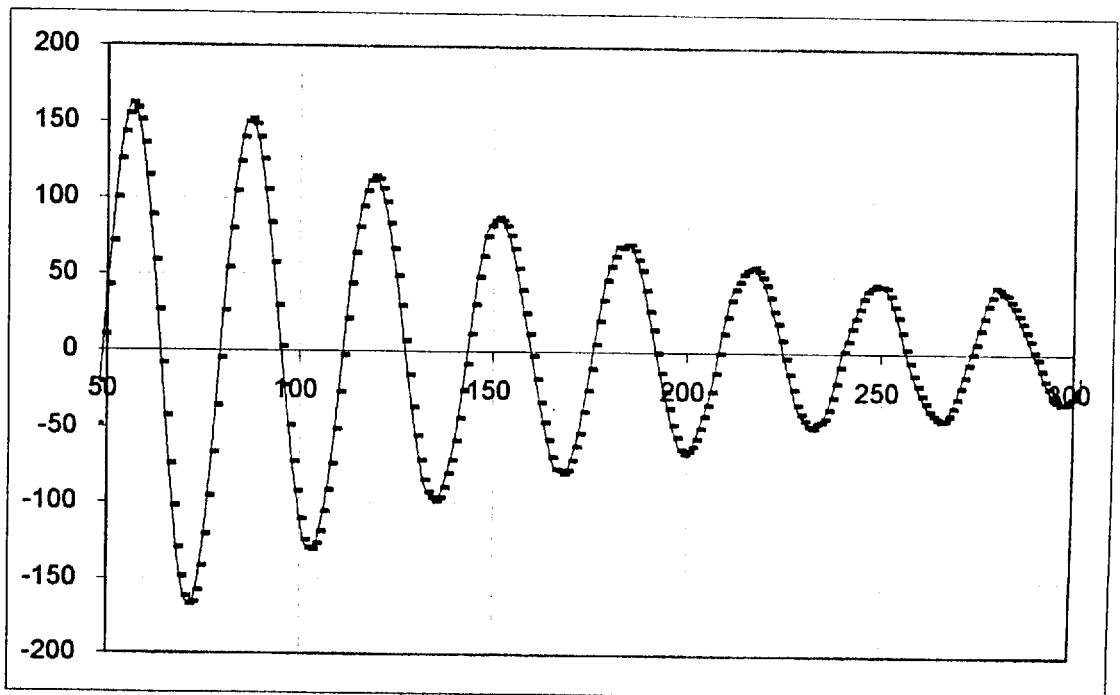
Resultado de la oscilación libre para el tanque "pequeño",  $h_r = 7.2$  cm



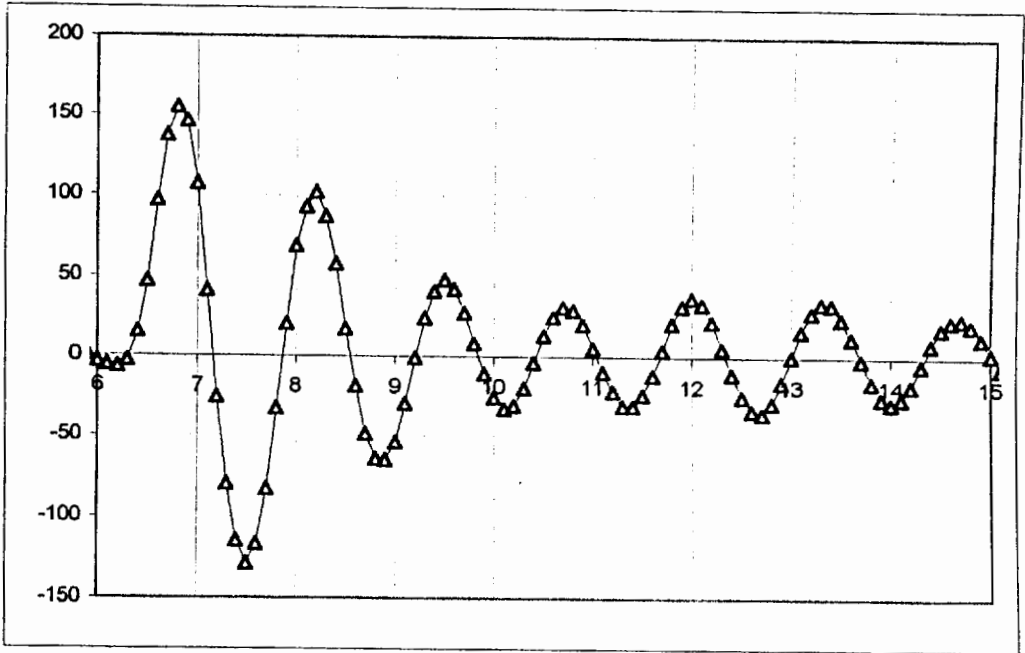
Resultado de la oscilación libre para el tanque "pequeño",  $h_r = 8.9$  cm



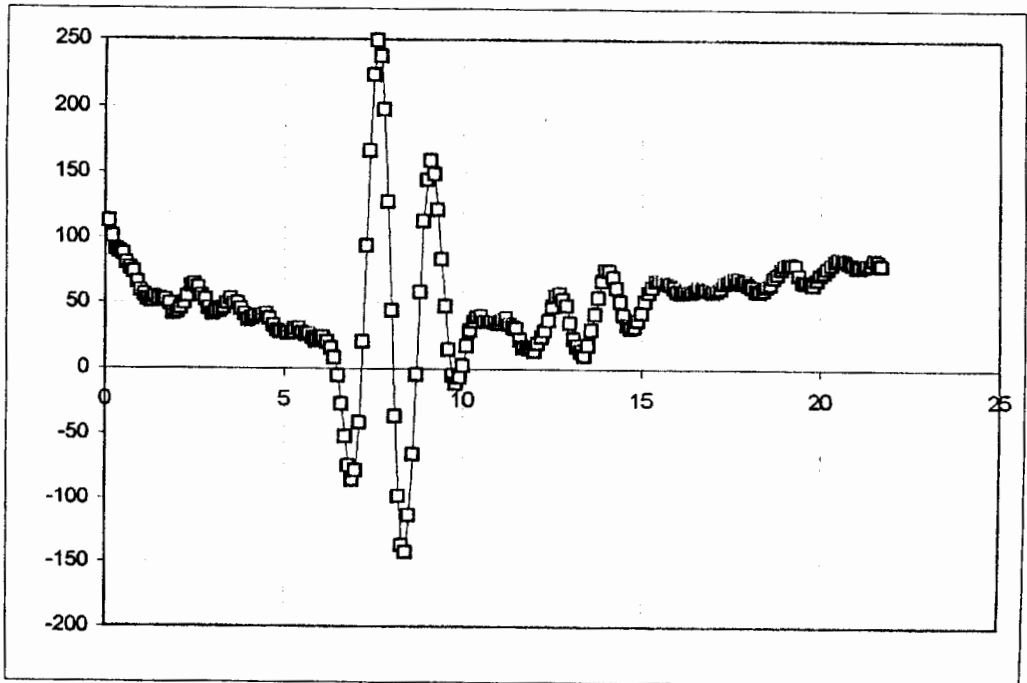
Resultado de la oscilación libre para el tanque "pequeño",  $h_r = 13.4$  cm



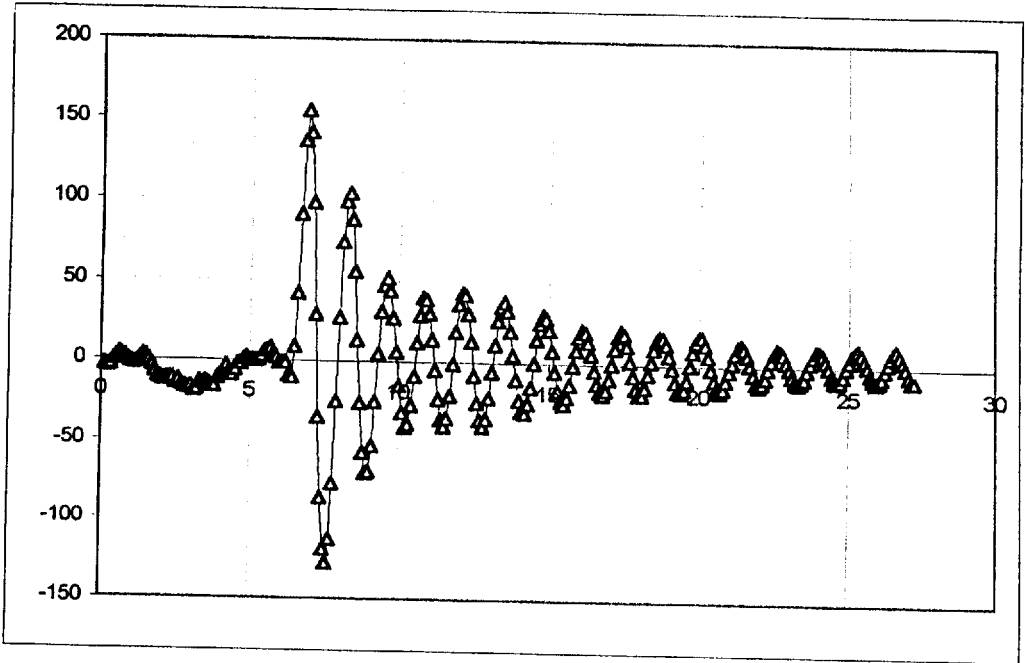
Resultado de la oscilación libre para el tanque "pequeño",  $h_r = 14.9$  cm



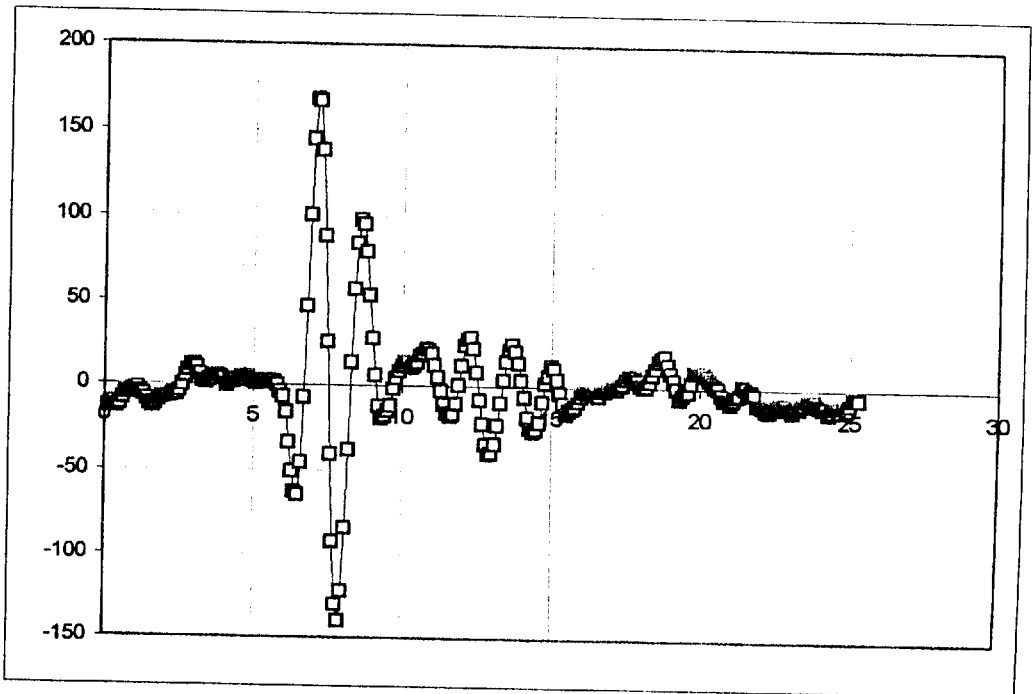
Oscilación libre de conjunto Transductor de velocidad , Condición 1 hr= 7.57



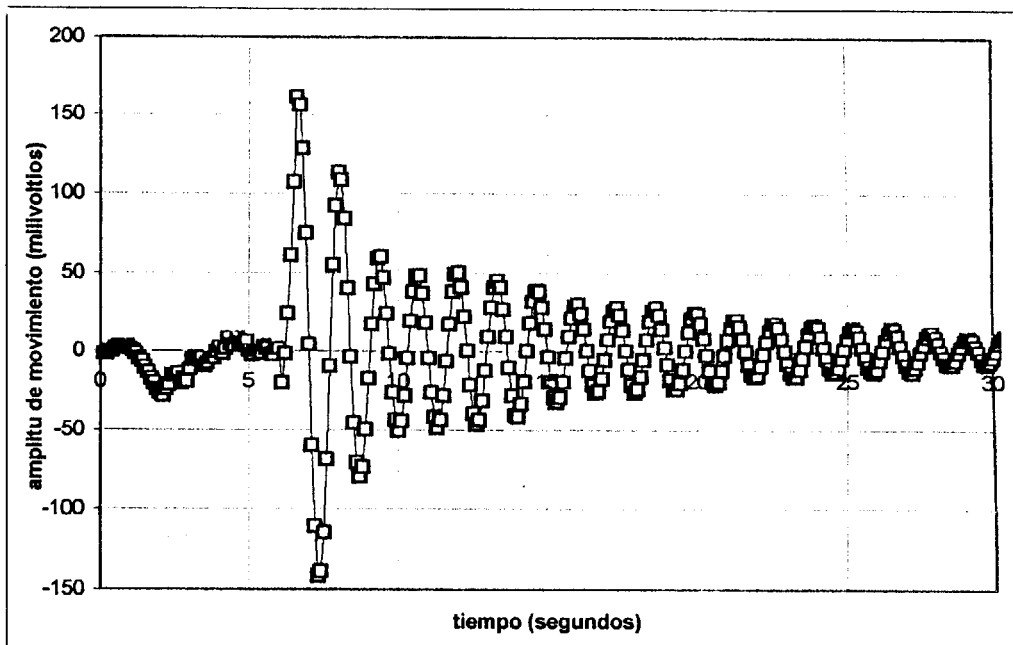
Oscilación libre de conjunto Sensor de presión , Condición 1 hr= 7.57



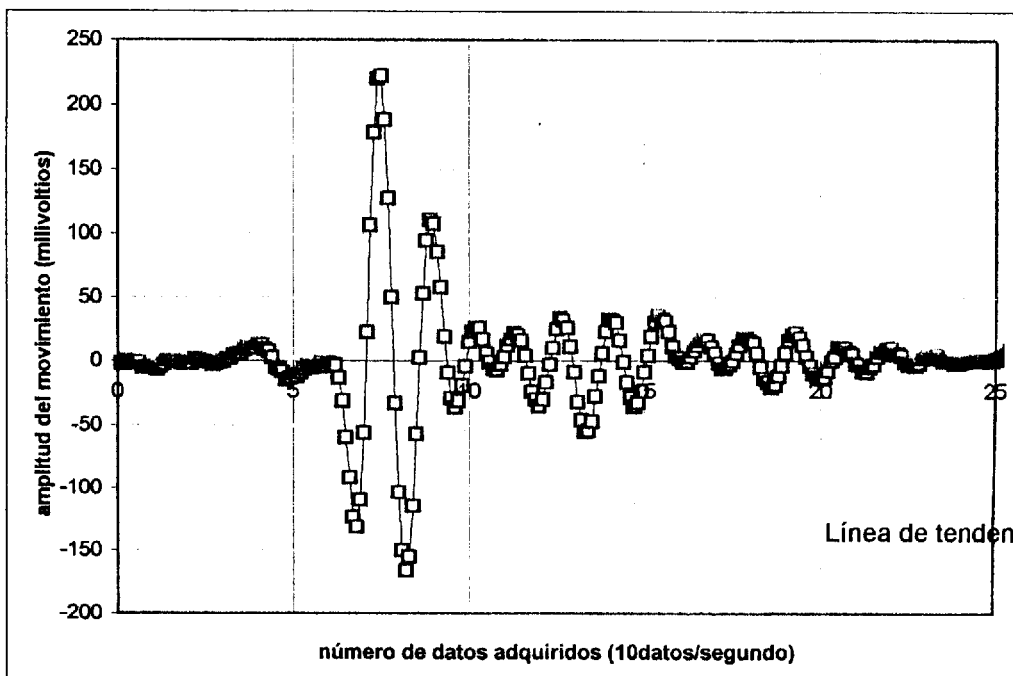
Oscilación libre de conjunto Transductor de velocidad , Condición 1 hr= 9.65



Oscilación libre de conjunto Sensor de presión , Condición 1 hr= 9.65

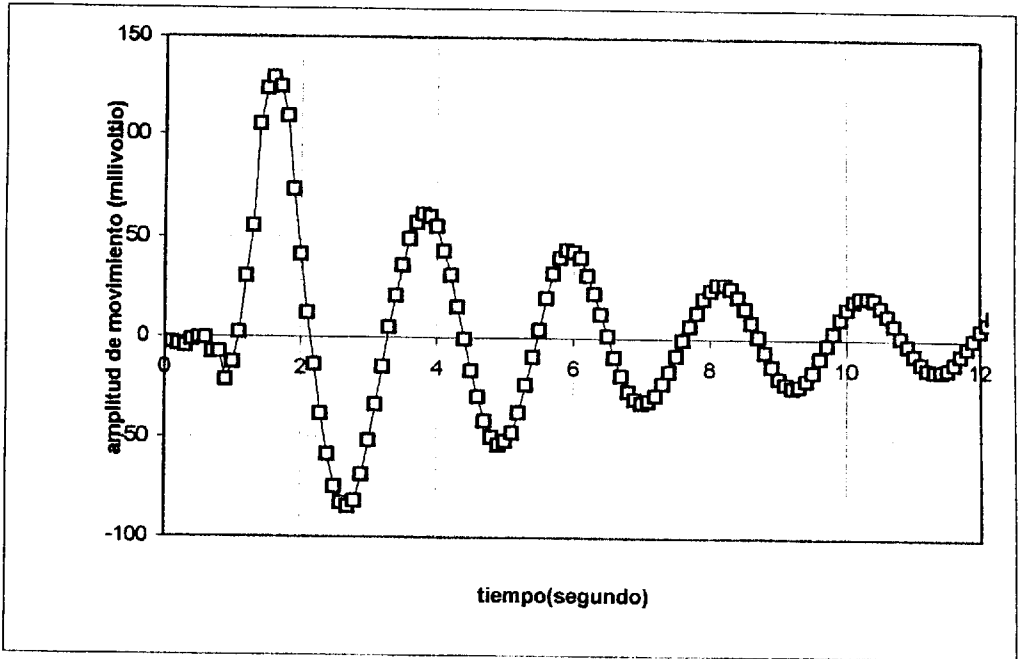


Oscilación libre de conjunto Transductor de velocidad , Condición 1 hr=11.65

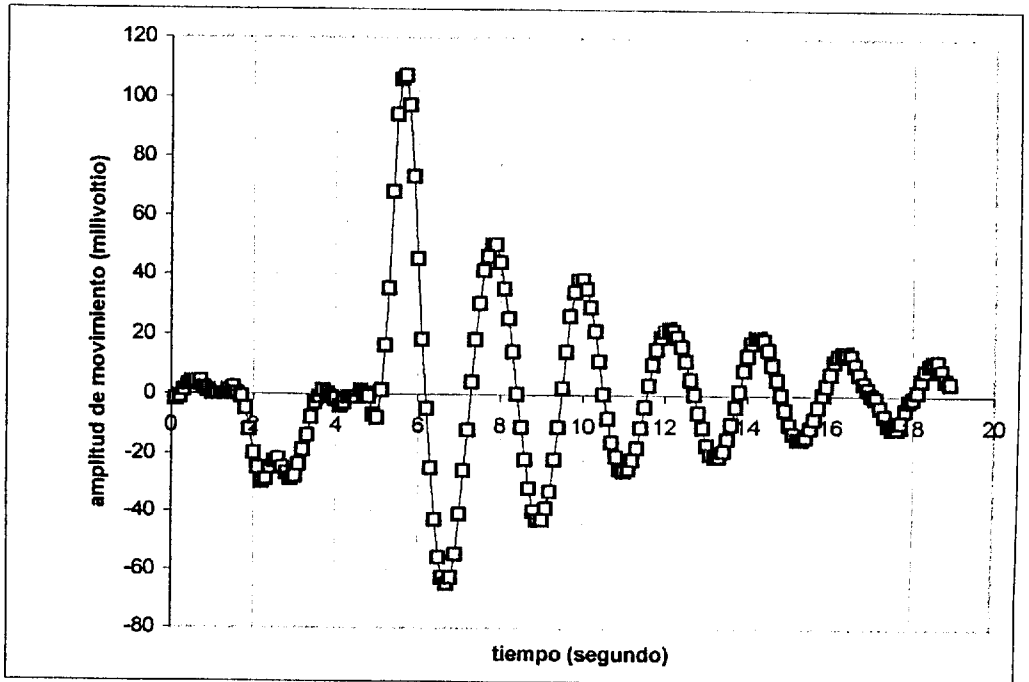


Oscilación libre de conjunto sensor de presión, Condición 1 hr= 11.65

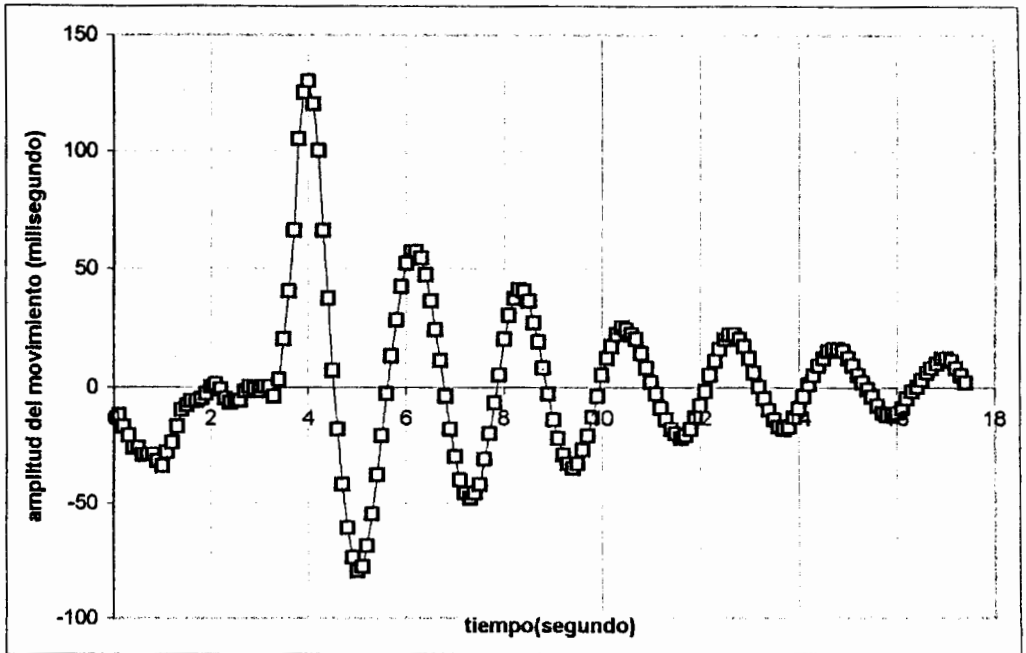




Oscilación libre de conjunto Transductor de velocidad , Condición 2 hr= 7.20



Oscilación libre de conjunto Transductor de velocidad , Condición 2 hr= 9.65



Oscilación libre de conjunto Transductor de velocidad , Condición 2 hr= 11.5

## **BIBLIOGRAFIA**

1. Allauca, Silvia, ESTUDIO DEL OLEAJE EN LA ZONA DE VALDIVIA, Tesis de grado, FIMCM, ESPOL, 1985
2. Beck, Cummins, Dalzell, Mandel, y Webster, Capítulo 8: MOTIONS IN WAVES, PRINCIPLES OF NAVAL ARCHITECTURE, Vol III, SNAME, Lewis E. Editor, USA, 1989
3. Bhattacharyya Rameswar, DYNAMICS OF MARINE VEHICLES, 1989
4. Lloyd, A.R.J.M., SEAKEEPING: SHIP BEHAVIOUR IN ROUGH WEATHER, Ellis Horwood Limited, Great Britain, 1989

5. Marín, José R., VIBRACIONES DEL BUQUE, Notas de clase, FIMCM, ESPOL, 1994.
6. Kinemetrics Systems Inc., SSR-1 Solid-State Recorder, manual del equipo, Kinemetrics, Inc., 1991
7. Newman J.N., MARINE HYDRODYNAMICS, The MIT Press, Massachusetts, 1980
8. Raff, A., "Program SCORES - ship structural response in waves, SSC Report 230, 1972
9. Thomson William T., THEORY OF VIBRATION with applications, Prentice-Hall Inc., USA, 1972
10. Vorus William S., NA 340 SHIP DYNAMICS I Course Notes, Vol II, 1979
11. G. R. G. Lewinson, OPTIMUM DESIGN OF PASSIVE ROLL STABILISER TANKS, The Royal Institution of Naval Architects, 1975
12. G. J. Goodrich., DEVELOPMENT AND DESIGN OF PASSIVE ROLL STABILISERS, The Royal Institution of Naval Architects, 1968.