



T  
623.82  
C424  
C-2



BIBLIOTECA

# ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

## Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar

"ANALISIS COMPLEMENTARIO DE  
DINAMICA DEL BUQUE: MOVIMIENTO (NO ACOPLADO)  
DE ROLIDO (BALANCE) NO LINEAL"

### TOPICOS DE GRADUACION

Previa a la obtención del Título de

### INGENIERO NAVAL

Presentada por:

Omar A. Cevallos Muñoz - Iván F. Chica Silva

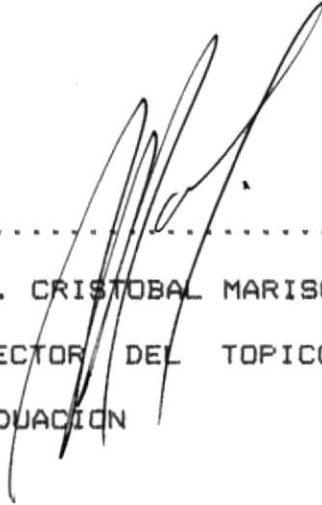
Enrry P. Castillo Pacheco

Guayaquil - Ecuador

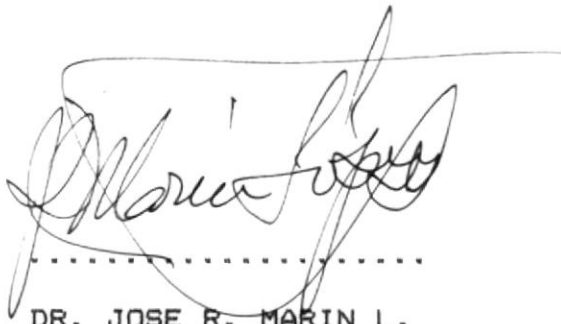
1991



.....  
ING. JORGE FAYTONG D.  
DECANO F.I.M.C.M.  
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL  
DE GRADO



.....  
ING. CRISTOBAL MARISCAL D.  
DIRECTOR DEL TOPICO DE  
GRADUACION



.....  
DR. JOSE R. MARIN L.  
MIEMBRO PRINCIPAL  
DEL TRIBUNAL



.....  
ING. MARCO VELARDE  
MIEMBRO PRINCIPAL  
DEL TRIBUNAL

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad de los hechos: ideas y doctrinas expuestos en este Proyecto de Grado, nos corresponde exclusivamente; y, el patrimonio intelectual del mismo a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL."

(Reglamento de Tópico de Graduación)



BIBLIOTECA

OMAR A. CEVALLOS MUÑOZ

IVAN F. CHICA SILVA

ENRRY P. CASTILLO PACHECO

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

Al Ing. Cristóbal Mariscal D.  
Director del Tópico, por su  
guía y colaboración para la  
realización del presente  
trabajo.

A los profesores y compañeros  
que nos supieron brindar su  
apoyo y amistad.



DEDICATORIA

AL SER MAS GRANDE: DIOS  
A LA MEMORIA DE MIS RE-  
CORDADOS PADRES, A MIS  
HERMANOS QUE ME BRINDA-  
RON SU APOYO, A QUIEN  
SIEMPRE RECORDARE: MIREYA  
AL DR. JOSE R. MARIN L.  
POR SU CONFIANZA Y EN-  
SEÑANZAS IMPARTIDAS.

ENRRY

D E D I C A T O R I A

AL SER MAS GRANDE: DIOS  
A MIS QUERIDOS Y AMADOS  
PADRES, A MI FAMILIA.

OMAR

DEDICATORIA

AL SER MAS GRANDE: DIOS  
A MIS QUERIDOS Y AMADOS  
PADRES, A MI FAMILIA.

IVAN

## RESUMEN

En este trabajo se presentan cálculos teóricos para la determinación del coeficiente de amortiguamiento para el movimiento de rolido (no acoplado) no lineal en aguas tranquilas y se lo compara con el obtenido experimentalmente. Se analizan tres modelos diferentes de buques pesqueros en la condición de máxima carga y a velocidad de avance cero.

Se hace el estudio de cada modelo con y sin quilla de balance estableciendo la forma como afecta ésta a la magnitud del coeficiente de amortiguamiento de rolido.

En el capítulo I se presenta, en forma simplificada, las ecuaciones del movimiento lineal no acoplado de rolido y se describen métodos para la determinación del periodo, frecuencia natural y coeficiente de amortiguamiento de rolido. En el capítulo II se define los coeficientes no lineales de amortiguamiento y el concepto de coeficiente equivalente de amortiguamiento lineal; también se describe la ecuación que se empleará en este trabajo para el cálculo del coeficiente de amortiguamiento de rolido en base a los coeficientes de extinción obtenidos a partir de las curvas de extinción resultantes de los ensayos respectivos.



Por último en este capítulo se describe una fórmula empírica que permite predecir el coeficiente de amortiguamiento para un número de Froude dado. En el capítulo III, se describe cada uno de los componentes del amortiguamiento de rolo y se define el coeficiente equivalente de amortiguamiento lineal; además se realizan comparaciones entre los valores obtenidos con la aplicación de fórmulas empíricas y los obtenidos mediante pruebas experimentales.

En el capítulo IV se hace una descripción de la acción de la quilla de balance como elemento amortiguador del movimiento de rolo, dándose a conocer su posición adecuada en el casco, tipos existentes, diseño y consideraciones estructurales. Además, se definen las dimensiones preliminares de las quillas de balance de cada modelo.

En el capítulo V se describen las pruebas a realizarse en cada modelo y se definen las relaciones de escala regidas por la Ley de Froude. Además se presentan los factores de conversión empleados en los cálculos.

Se presentan dos apéndices. En el apéndice A se da una descripción de las fórmulas que hace uso el programa **DAMPING.FOR**, el cual sirve para determinar el coeficiente

equivalente de amortiguamiento lineal de roldo; además se da una descripción general sobre la estructura, funcionamiento y ejecución del programa. En el apéndice B se presentan los cálculos realizados en cada buque prototipo.



## INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	8
INDICE GENERAL.....	11
INDICE DE FIGURAS.....	16
INDICE DE TABLAS.....	21
LISTADO DE SIMBOLOS.....	24
INTRODUCCION.....	27

### CAPITULO I

#### ECUACIONES GENERALES DEL MOVIMIENTO DE ROLIDO LINEAL (NO ACOPLADO)

1.1. Movimientos del Buque.- Generalidades .....	32
1.2. Movimiento Desacoplado de Rolido.....	35
1.2.1. Determinación de los Coeficientes de Rolido....	36
1.2.2. Coeficiente de Amortiguamiento de Rolido .....	42
Obtenido de Experimentos en Aguas Tranquilas...	
1.3. Rolido en Aguas Tranquilas.....	48

CAPITULO II

MOVIMIENTO DE ROLIDO NO LINEAL (NO ACOPLADO): METODOS  
SIMPLES DE PREDICCION

	Pág.
2.1. Coeficientes No Lineales de Amortiguamiento.....	56
2.2. Coeficiente Equivalente de Amortiguamiento..... Lineal.....	57
2.3. Coeficientes de Extinción.....	59
2.4. Predicción del Amortiguamiento de Rolido: ..... Fórmula de Watanabe-Inoue-Takahashi.....	62

CAPITULO III

PREDICCION DEL AMORTIGUAMIENTO DE ROLIDO NO LINEAL  
(NO ACOPLADO): ANALISIS DE LOS COMPONENTES

3.1. Definición de los Componentes de ..... Amortiguamiento.....	66
3.2. Amortiguamiento debido a la Fricción.....	71
3.3. Amortiguamiento por Remolinos.....	73
3.4. Amortiguamiento por Sustentación.....	77

	Pág.
3.5. Amortiguamiento por Generación de Olas.....	80
3.6. Amortiguamiento por Quillas de Balance.....	83
3.6.1. Amortiguamiento por Fuerza Normal sobre la .... Quilla de Balance .....	85
3.6.2. Amortiguamiento por Presión sobre el Casco .... debido a la Quilla de Balance.....	89
3.6.3. Amortiguamiento por Olas inducidas por la..... Quilla de Balance.....	94
3.7. Predicción del Amortiguamiento Total.....	95

#### CAPITULO IV

##### QUILLAS DE BALANCE

4.1. Generalidades.- Coeficiente de Arrastre.....	102
4.2. Selección de la Posición, Tipo y Número.....	107
4.3. Extensión y Area.....	111
4.4. Consideraciones Estructurales para el Diseño.....	115
4.5. Dimensionamiento Preliminar .....	118

CAPITULO V

ANALISIS EXPERIMENTAL

	Pág.
5.1. Generalidades.....	122
5.2. Ensayos sobre Comportamiento Marinero.....	124
5.2.1. Ley de Froude.....	125
5.2.2. Determinación del Centro de Gravedad y de la... Altura Metacéntrica.....	126
5.2.3. Determinación del Radio de Giro.....	128
5.3. Equipos y Procedimientos Empleados en los..... Ensayos.....	133
5.4. Ensayos con los Modelos.....	135
5.4.1. Determinación del Período de Rolido.....	136
5.4.2. Determinación de la Posición Longitudinal.... del Centro de Gravedad.....	136
5.4.3. Prueba de Inclinación.....	137
5.4.4. Determinación del Radio de Giro.....	140

	Pág.
5.4.5. Determinación de la Curva de Extinción.....	141
5.5. Datos Generales y Factores de Conversión.....	142
Empleados.....	
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	143
APENDICES.....	151
LISTADO DE FIGURAS DE APENDICES.....	206
BIBLIOGRAFIA.....	221

## INDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura No. 1.1 : Movimientos del Buque.....	33
Figura No. 1.2 : Diagrama para Determinar el Radio.... de Giro Añadido.....	38
Figura No. 1.3 : Coeficiente $d_g$ para la Determinación del Amortiguamiento en Rolido.....	41
Figura No. 1.4a: Formas Típicas de Lewis.....	43
Figura No. 1.4b: Ejemplos de Formas de Lewis no..... válidas.....	44
Figura No. 1.4c: Rangos permitidos para las Formas.... de Lewis.....	45
Figura No. 1.5a: Movimiento de Rolido como Función.... del Tiempo.....	47
Figura No. 1.5b: Curva de Angulos Declinantes.....	47
Figura No. 3.1 : Fuentes de Amortiguamiento en Rolido.	67
Figura No. 3.2 : Efecto de la Velocidad de Avance..... en la componente por Remolinos.....	76
Figura No. 3.3 : Adición de las Componentes de..... Amortiguamiento por Remolinos y..... Suspensión en Pruebas Forzadas de... Rolido.....	82
Figura No. 3.4 : Amplitud de la Ola Radiada por el.... Cilindro con Formas de Lewis .....	82
Figura No. 3.5 : Efecto de la Velocidad de Avance..... sobre el Componente de..... Amortiguamiento por Olas.....	84



	Pág.
Figura No. 3.6 : Amortiguamiento en Rolido debido a... Superficies de Suspensión.....	87
Figura No. 3.7 : Coeficiente de Arrastre debido a la.. Quilla de Balance.....	87
Figura No. 3.8 : Efecto de la Velocidad de Avance..... sobre el Coeficiente de Arrastre de.. la Quilla de Balance.....	90
Figura No. 3.9 : Distribución de Presión en el Casco inducida por la Quilla de Balance....	93
Figura No. 3.10: Efecto de la Quilla de Balance sobre. el Coeficiente de Amortiguamiento.... para un Número de Froude igual a cero	93
Figura No. 3.11: Amplitud de la Ola Radiada para el... Cilindro con Quillas de Balance.....	96
Figura No. 3.12: Vista Esquemática de los Componentes de Amortiguamiento de Rolido en..... Velocidad de Avance.....	99
Figura No. 3.13: Efecto de la Frecuencia de Rolido en los Componentes de Amortiguamiento de Rolido.....	100
Figura No. 3.14: Efecto No Lineal de los Componentes.. de Amortiguamiento en Rolido.....	101
Figura No. 4.1 : Simbolos empleados en la Quilla de... Balance.....	103
Figura No. 4.2 : Coeficiente de Arrastre de Quillas... de Balance.....	106
Figura No. 4.3 : Disposición Longitudinal con Claros de Quillas de Balance.....	110
Figura No. 4.4a: Diseño de la Quilla de Balance..... Diagrama en la Sección Media.....	112

	Pág.
Figura No. 4.4b: Ubicación Transversal de la Quilla... de Balance.....	112
Figura No. 4.5 : Curva para Determinar el Area de la.. Quilla de Balance.....	114
Figura No. 4.6 : Arreglo Estructural de la Quilla de Balance .....	116
Figura No. 4.7 : Quilla de Balance Tipo "Pestaña".....	120
Figura No. 5.1 : Determinación de la Posición..... Longitudinal del Centro de Gravedad.. del Modelo.....	132
Figura No. 5.2 : Típico Péndulo Físico.....	132
Figura No. 5.3 : Determinación del Radio de Giro..... Alrededor del Eje Longitudinal.....	132



APENDICES

	Pág.
Figura No. B.1 : Pérdida de Amplitud de Rolido vs..... Número de Oscilaciones..... Modelo: Lancha de Pesca Artesanal....	206
Figura No. B.2 : Pérdida de Amplitud de Rolido vs..... Número de Oscilaciones..... Modelo: Buque Atunero.....	206
Figura No. B.3 : Pérdida de Amplitud de Rolido vs..... Número de Oscilaciones..... Modelo: Buque Camaronero.....	206
Figura No. B.4a: Disposición de las Quillas de..... Balance en cada Modelo.....	207
Figura No. B.4b: Determinación del Período Natural....	207
Figura No. B.5 : Prueba de Inclinación.....	208
Figura No. B.6 : Determinación del Giro de Rolido.....	209
Figura No. B.7 : Curvas Hidrostáticas..... Modelo: Lancha de Pesca Artesanal....	210
Figura No. B.8 : Curvas Hidrostáticas..... Modelo: Buque Atunero.....	211
Figura No. B.9 : Curvas Hidrostáticas..... Modelo: Buque Camaronero.....	212

	Pág.
Figura No. B.10: Determinación de la Curva de Extinción.....	213
Figura No. B.11: Factor de Amortiguamiento de Rolido.. vs Número de Froude..... Modelo: Lancha de Pesca Artesanal....	214
Figura No. B.12: Factor de Amortiguamiento de Rolido.. vs Número de Froude..... Modelo: Buque Atunero.....	215
Figura No. B.13: Factor de Amortiguamiento de Rolido.. vs Número de Froude..... Modelo: Buque Camaronero.....	216
Figura No. B.14: Curva de Extinción del Movimiento de Rolido: Amplitud Inicial de 15°. .... Modelo: Lancha de Pesca Artesanal....	217
Figura No. B.15: Curva de Extinción del Movimiento de Rolido: Amplitud Inicial de 15°. .... Modelo: Buque Atunero.....	218
Figura No. B.16: Curva de Extinción del Movimiento de Rolido: Amplitud Inicial de 15°. .... Modelo: Buque Camaronero.....	219
Figura No. B.17a: Componentes de Amortiguamientos en Rolido en Velocidad de Avance..... Modelo: Buque Atunero con Quilla de Balance, $\theta_A=15^\circ$ .....	220
Figura No. B.17b: Componentes de Amortiguamientos en Rolido en Velocidad de Avance..... Modelo: Buque Camaronero sin Quilla de Balance, $\theta_A=15^\circ$ .....	220

## INDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla I : Coeficiente $f$ para Buques Pesqueros.....	49
Tabla II : Relación de Escala entre el Modelo y el.. Buque Prototipo.....	126
Tabla III : Valores de $k_{xx}$ , $k'_{xx}$ , $k''_{xx}$ , $\delta I_{xx}$ y $\delta \Delta$ ... para cada buque prototipo.....	183
Tabla IV : Comparación entre valores de $A_g$ .....	183
Tabla V : Características Generales en Línea de... Máxima Carga..... Modelo: Lancha de Pesca Artesanal.....	184
Tabla VI : Características Generales en Línea de... Máxima Carga..... Modelo: Buque Atunero.....	185
Tabla VII : Características Generales en Línea de... Máxima Carga..... Modelo: Buque Camaronero.....	186
Tabla VIII: Determinación del LCG..... Modelo: Lancha de Pesca Artesanal.....	187
Tabla IX : Determinación del LCG..... Modelo: Buque Atunero.....	187
Tabla X : Determinación del LCG..... Modelo: Buque Camaronero.....	187
Tabla XI : Resultados de Pruebas de Rolido Libre.... Período Amortiguado de Rolido.....	188

	Pág.
Tabla XII : Resultados de Pruebas de Inclinación:.... Valores de $GM_T$ y $KG$ .....	188
Tabla XIII : Resultados del Período Natural y Radio... de Giro: Valores de $T_n$ y $k_{xx}$ .....	188
Tabla XIV : Curva de Extinción: Amplitud Inicial=10°. Modelo: Lancha de Pesca Artesanal.....	189
Tabla XV : Cálculos de los Términos para la..... determinación del Coeficiente Equivalente de Amortiguamiento Lineal de Rolido sin.. Dispositivo de Amortiguamiento: Amplitud. Inicial=10°.....	190
Tabla XVI : Cálculos de los Términos para la..... determinación del Coeficiente Equivalente de Amortiguamiento Lineal de Rolido sin.. Dispositivo de Amortiguamiento: Amplitud. Inicial=15°.....	190
Tabla XVII : Curva de Extinción: Amplitud Inicial=15°. Modelo: Buque Atunero.....	190
Tabla XVIII: Cálculos de los Términos para la..... determinación del Coeficiente Equivalente de Amortiguamiento Lineal de Rolido con.. Dispositivo de Amortiguamiento (Quilla de Balance), Amplitud Inicial=10°.....	191
Tabla XIX : Cálculos de los Términos para la..... determinación del Coeficiente Equivalente de Amortiguamiento Lineal de Rolido con.. Dispositivo de Amortiguamiento (Quilla de Balance), Amplitud Inicial=15°.....	191

	Pág.
Tabla XX : Curva de Extinción:Periodo Amortiguado de Rolido.....	192
Tabla XXI :Coeficiente Equivalente de Amortiguamiento Lineal de Rolido: Programa DAMPING.FOR... Modelo: Lancha de Pesca Artesanal.....	193
Tabla XXII :Coeficiente Equivalente de Amortiguamiento Lineal de Rolido: Programa DAMPING.FOR... Modelo: Buque Atunero.....	193
Tabla XXIII:Coeficiente Equivalente de Amortiguamiento Lineal de Rolido: Programa DAMPING.FOR... Modelo: Camaronero.....	194
Tabla XXIV :Coeficiente Equivalente de Amortiguamiento Lineal de Rolido: Referencia (3)..... Modelo: Lancha de Pesca Artesanal.....	195
Tabla XXV :Coeficiente Equivalente de Amortiguamiento Lineal de Rolido: Referencia (3)..... Modelo: Buque Atunero.....	195
Tabla XXVI :Coeficiente Equivalente de Amortiguamiento Lineal de Rolido: Referencia (3)..... Modelo: Buque Camaronero.....	195
Tabla XXVII: Comparación de Valores del Coeficiente... de Amortiguamiento de Rolido..... Modelo: Lancha de Pesca Artesanal.....	196
Tabla XXVIII:Comparación de Valores del Coeficiente... de Amortiguamiento de Rolido..... Modelo: Buque Atunero.....	196
Tabla XXIX : Comparación de Valores del Coeficiente... de Amortiguamiento de Rolido..... Modelo: Buque Camaronero.....	196

	Pág.
Tabla XXX : Cálculos de los Coeficientes: $A_{\theta}$ y $C_{\theta}$ ;... $w_n$ ; $T_n$ ; $w_d$ y $T_d$ mediante la Teoría de la Rebanada.....	203
Tabla XXXI : Cálculo de la $w_e$ para cada Angulo de..... Encuentro..... Modelo: Buque Atunero.....	203
Tabla XXXII: Cálculo de la $w_e$ para cada Angulo de..... Encuentro..... Modelo: Buque Camaronero.....	203
Tabla XXXIII: Coeficiente de Amortiguamiento Lineal de Rolado: Teoría de la Rebanada..... Modelo: Lancha de Pesca Artesanal.....	204
Tabla XXXIV: Coeficiente de Amortiguamiento Lineal de Rolado: Teoría de la Rebanada..... Modelo: Buque Atunero.....	204
Tabla XXXV : Coeficiente de Amortiguamiento Lineal de Rolado: Teoría de la Rebanada..... Modelo: Buque Camaronero.....	205





## LISTADO DE SIMBOLOS

$A_g, I'_{xx}$	Coefficiente del momento de inercia de la masa virtual de rolido.
$\theta, \theta_n$	Desplazamiento angular de rolido.
$d\theta/dt, \dot{\theta}$	Velocidad angular de rolido.
$d\theta^2/dt^2, \ddot{\theta}$	Aceleración angular de rolido.
$B_g$	Coefficiente de amortiguamiento lineal de rolido.
$B_{gn}$	Coefficiente de amortiguamiento lineal de rolido por unidad de longitud.
$C_g$	Coefficiente del momento de restauración de rolido.
$I_{xx}$	Momento de inercia de rolido.
$\delta I_{xx}$	Momento de inercia de la masa añadida.
$k_{xx}$	Radio de giro para rolido.
$k'_{xx}$	Radio anadido de giro para rolido.
$k''_{xx}$	Radio virtual de giro para rolido.
$g$	Aceleración de la gravedad.
$B_e$	Coefficiente equivalente de amortiguamiento lineal de rolido.
$K$	Coefficiente de extinción lineal.
$K_1, K_2, K_3$	Coefficientes de extinción no lineales.
$L_t$	Eslora total.
$L$	Eslora.
$L_{LAD}$	Eslora en la línea de agua de diseño.
$B$	Manga.
$B_{max}$	Manga máxima.
$B_n$	Manga en la estación n.
$B_{LAD}$	Manga en la línea de agua de diseño.
$T$	Calado.
$T_n$	Calado en la estación n.
$T_{LAD}$	Calado en la línea de agua de diseño.
$SM$	Superficie mojada.
$D$	Puntal
$HD$	Relación manga/calado.
$\Delta$	Desplazamiento ligero.
$\Delta'$	Desplazamiento virtual.
$\nabla$	Volumen de desplazamiento.
$V$	Velocidad de servicio.
$C_b$	Coefficiente de bloque.
$C_{pl}$	Coefficiente prismático longitudinal.
$C_{pv}$	Coefficiente prismático vertical.
$C_m$	Coefficiente de la sección media.
$C_w$	Coefficiente del plano de flotación.
$C_x$	Coefficiente de área seccional
$A_x$	Area seccional.

$\omega_e, \omega$	Frecuencia de encuentro.
$\omega_w$	Frecuencia de la ola.
$\omega_n$	Frecuencia natural de rolido.
$\zeta_w, \zeta_e$	Amplitud de la ola.
$H_w$	Altura de la ola.
$L_w$	Longitud de la ola.
$k$	Número de la ola.
$T_n$	Período natural de rolido.
$T_d$	Período amortiguado de rolido.
GZ	Brazo de adrizamiento.
$GM_{Ti}$	Altura metacéntrica transversal inicial.
$GM_{Tf}$	Altura metacéntrica transversal final.
$GG_v$	Variación del CG vertical debido al efecto de superficie libre.
$BM_T$	Radio metacéntrico transversal.
KB	Centro de boyantez vertical
LCB	Centro de boyantez longitudinal
s	Separación entre estaciones.
$\mu$	Angulo de encuentro entre el buque y las olas.
$B_r$	Factor de amortiguamiento.
$\beta$	Decremento logarítmico lineal.
$\beta_e$	Decremento logarítmico linearizado.
$F_n$	Número de Froude.
Re	Número de Reynolds.
$\eta$	Viscosidad dinámica del agua.
$\rho$	Densidad del agua.
c	Relación de densidad del agua del buque prototipo al modelo.
$B_E$	Coefficiente de amortiguamiento por remolinos.
$B_W$	Coefficiente de amortiguamiento por olas.
$B_F$	Coefficiente de amortiguamiento por fricción.
$B_L$	Coefficiente de amortiguamiento por sustentación.
$B_{BK}$	Coefficiente de amortiguamiento por la quilla de balance.
$B_{BKN}$	Coefficiente de amortiguamiento por fuerza normal sobre la quilla de balance.
$B_{BKW}$	Coefficiente de amortiguamiento por olas inducida por la quilla de balance.
$B_{BKH}$	Coefficiente de amortiguamiento por presión sobre el casco debido a la quilla de balance.
OG	Distancia existente entre la posición vertical del centro de gravedad y el calado en la condición de carga considerada.
$r_A, r$	Distancia desde el CG hasta el centro del apéndice.
$a_{BK}$	Relación de aspecto equivalente de la quilla de balance.
$A_{BK}$	Area de la quilla de balance.



BRPAC

$b_{BK}$	Ancho de la quilla de balance.
$l_{BK}$	Longitud de la quilla de balance.
$C_D$	Coefficiente lineal de arrastre de la quilla de balance.
$C_{De}$	Coefficiente equivalente linearizado de arrastre de la quilla de balance.
$F, D_A$	Fuerza resultante de arrastre debido a la quilla de balance.

## INTRODUCCION

La teoría de la predicción de los movimientos de un barco en un mar irregular es uno de los triunfos en la investigación hidrodinámica. A pesar de la escasa información existente acerca del comportamiento de un barco en el mar, se puede predecir los movimientos de arfada, cabeceo y guiñada con un notable grado de precisión sin recurrir a pruebas de modelos o datos empíricos.

Sin embargo, cuando se intenta predecir el movimiento de rolido, el análisis no es tan fácil como sucede con los movimientos de arfada, cabeceo y guiñada, dado que ellos no son muy sensitivos a los efectos viscosos presentes en el fluido; mientras que el movimiento de rolido es extremadamente sensitivo a los efectos de viscosidad. Además, está influenciado por la presencia de quillas de balance, las cuales son difíciles de analizar aún por el método clásico de la hidrodinámica de un fluido ideal.

Debido a sus dimensiones y típicos medios de operación, los buques pesqueros son susceptibles a los efectos causados por el movimiento de rolido. ya que sus operaciones involucran factores como grandes cargas en cubierta, momentos de escora debido al equipo de pesca que se halla suspendido, superficie libre no controlada, etc., por lo cual son diseñados con una gran altura metacéntrica, resultando en un rápido y molesto período de rolido. Además existe una clara dependencia entre el período de los movimientos de rolido en mares regulares y las condiciones de estabilidad del buque e incluso estos movimientos son los que se presentan con mayor aceleración angular ocasionando la mayor parte de los accidentes marítimos con pérdidas de vidas humanas y hundimientos de buques ante la pérdida de estabilidad transversal. Por estas razones, es necesario realizar el estudio del comportamiento de la amortiguación en rolido.

Los métodos comunes para amortiguar el movimiento de rolido incluye el uso de quillas de balance o paravanes o una combinación de estos. También se puede usar tanques antirolidos.

La información relativa al diseño de quillas de balance en buques pesqueros así como de los sistemas de paravanes

es muy escasa. En este trabajo únicamente se estudia el efecto de la quilla de balance.

El movimiento de rolido (balance), es una de las respuestas más importantes que experimenta un barco en las olas. Su análisis está influenciado por diversos parámetros que actúan sobre él, siendo estos: el momento de inercia de la masa del buque, la masa virtual; el momento de amortiguamiento; el momento restaurador; la excitación de las olas y otros momentos causados por otras formas de movimiento del barco. De ellos, consideramos el momento de amortiguamiento como el parámetro de mayor importancia y, su determinación durante la fase inicial del diseño permite conocer el comportamiento del buque en el mar.

Desde **Froude**, se han realizado un gran número de trabajos teóricos y experimentales concernientes a la predicción del amortiguamiento del movimiento de rolido. El desarrollo del método de la rebanada (strip theory) ha hecho posible el cálculo de la mayoría de los parámetros de la ecuación del movimiento del barco en olas con una buena precisión, excepto para el parámetro que define el amortiguamiento de rolido.

Las dificultades en la predicción del amortiguamiento de rolido surgen de sus características no lineales (debido al efecto de la viscosidad del fluido y a la posibilidad de oscilación en altas amplitudes) así como de su gran dependencia de la velocidad de avance.

En el método de predicción del amortiguamiento de rolido del buque considerado en este trabajo, éste es dividido en varios componentes: fricción, remolinos, sustentación, olas y quillas de balance. Luego el amortiguamiento total es calculado mediante la suma de estos componentes obtenidos en forma separada.

Los objetivos de este trabajo son:

1. Dar a conocer las fórmulas existentes para la determinación del coeficiente de amortiguamiento de rolido; determinando sus valores en forma teórica para tres modelos diferentes de buques pesqueros en la condición de máxima carga a velocidad cero para compararlo con los obtenidos mediante los ensayos realizados.
2. Obtener el coeficiente de amortiguamiento de rolido haciendo uso de los resultados obtenidos de la prueba de la curva de extinción.

3. Determinar la forma como influye la quilla de balance sobre la magnitud del coeficiente de amortiguamiento en el movimiento de rolo del buque.
  
4. Aplicar un programa de computación, tomado de la referencia (25), al que suministrándole los datos generales del buque y otros que son obtenidos mediante ensayos, proporcione un valor razonable del coeficiente de amortiguamiento de rolo.



## CAPITULO I

### ECUACIONES GENERALES DEL MOVIMIENTO DE ROLIDO LINEAL (NO ACOPLADO)

#### 1.1. MOVIMIENTOS DEL BUQUE.- GENERALIDADES

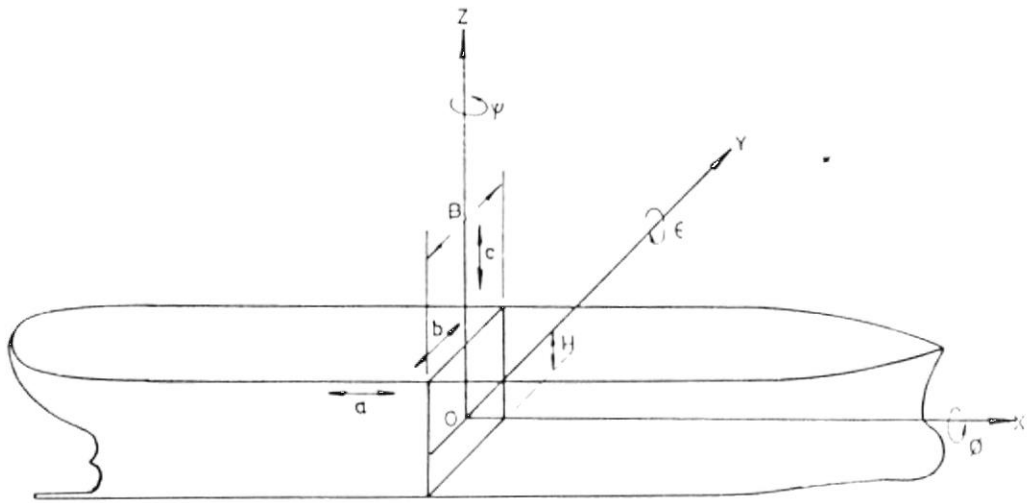
Todo buque en el mar, sometido a acciones perturbadoras de las fuerzas exteriores, mar y viento, ejecuta movimientos con seis grados de libertad, esto es, desplazamientos en el sentido de los tres ejes coordenados rectangulares definidos en la figura No.1.1, así como de rotaciones alrededor de los correspondientes ejes instantáneos de rotación.

Los tres movimientos del buque, en el sentido de los tres ejes, dan lugar a oscilaciones longitudinales, transversales y verticales, respectivamente, recibiendo las siguientes denominaciones:

---

Oscilaciones	Eje	Denominación
Longitudinales	OX	Largada, Estrepada
Transversales	OY	Vaivén
Verticales	OZ	Arfada

---



MOVIMIENTOS DEL BUQUE

- |            |                    |
|------------|--------------------|
| a. LARGADA | $\phi$ . ROLIDO    |
| b. VAIVEN  | $\epsilon$ CABECEO |
| c. ARFADA  | $\psi$ GUIÑADA     |

FIGURA No. 1.1

Los tres movimientos de rotación, alrededor de cada uno de los ejes citados dan lugar a los siguientes movimientos:

---

Eje de Rotación	Denominación
OX	Movimiento de Balance (Rolido)
OY	Movimiento de Cabezada
OZ	Movimiento de Guiñada

---

En general los movimientos del buque en el mar son de naturaleza muy compleja, debido a que ellos están siempre presentes en forma simultánea y superponiéndose aleatoriamente, ocasionando factores de respuesta del buque debido a la excitación ocasionada por fuerzas exteriores que actúan sobre él, en unión de otros factores dinámicos.

El presente estudio estará orientado únicamente al análisis del movimiento de rolido (balanceo), refiriéndonos dentro de él a la determinación del coeficiente de amortiguamiento.

En las referencias (4) y (24) se encuentra detallado un trabajo interesante que describe la influencia de

los movimientos de arfada y cabeceo sobre el movimiento de rolido. En dicho trabajo se obtiene la ecuación del movimiento de rolido en la forma de la ecuación de Mathieu

### 1.2. MOVIMIENTO DESACOPLADO DE ROLIDO

La ecuación linearizada para el movimiento de rolido en aguas tranquilas está dada por:

$$A_{\phi} * d^2\phi/dt^2 + B_{\phi} * d\phi/dt + C_{\phi} * \phi = 0 \quad (1.1)$$

en donde  $A_{\phi} * (d^2\phi/dt^2)$  es el momento de inercia;  $A_{\phi}$  es el coeficiente del momento de la masa virtual;  $d^2\phi/dt^2$  es la aceleración angular;  $B_{\phi} * (d\phi/dt)$  es el momento de amortiguamiento;  $B_{\phi}$  es el coeficiente del momento de amortiguamiento;  $d\phi/dt$  es la velocidad angular;  $C_{\phi} * \phi$  es el momento de restauración;  $C_{\phi}$  el coeficiente del momento restaurador y  $\phi$  el desplazamiento angular de rolido.

### 1.2.1. DETERMINACION DE LOS COEFICIENTES DE ROLIDO

#### a) Cálculo del Coeficiente $A_{\theta}$

El momento de inercia de la masa virtual es el momento de inercia de la masa del barco más el momento de inercia de la masa añadida; o sea:

$$\begin{aligned} A_{\theta} &= I_{xx} + \delta I_{xx} \\ &= \Delta * k_{xx}^2 / g + \delta I_{xx} \end{aligned} \quad (1.2)$$

en donde  $k_{xx}$  es el radio de giro para rolido y  $\delta I_{xx}$  es el momento de inercia de masa añadida para rolido. Tanto en forma analítica como experimental se ha encontrado que el momento de inercia de masa añadida para rolido está cerca del 20% del momento de inercia de la masa del buque, referencia (3). El coeficiente  $A_{\theta}$  puede ser expresado como:

$$\begin{aligned} A_{\theta} &= I'_{xx} = I_{xx} + \delta I_{xx} \\ &= \Delta * k_{xx}^2 / g + \delta \Delta * k_{xx}^2 / g \\ &= ((\Delta + \delta \Delta) / g) * k_{xx}^2 \\ &= \Delta' * k_{xx}^2 / g \end{aligned} \quad (1.3)$$

donde  $\Delta'$  es el desplazamiento virtual del buque.

Si no hay datos disponibles, el peso añadido puede ser tomado entre el 10 y 20% del desplazamiento del buque.

La figura No.1.2, referencia (3), muestra resultados experimentales del radio añadido de giro, el cual es definido desde (1.2) como:

$$\begin{aligned} A_g &= I_{xx} + \delta I_{xx} \\ &= \Delta * k_{xx}^2 / g + \Delta * k'_{xx}{}^2 / g \\ &= \Delta * (k_{xx}^2 + k'_{xx}{}^2) / g = \Delta * k''_{xx}{}^2 / g \end{aligned} \quad (1.4)$$

donde  $k'_{xx}$  es el radio añadido de giro y  $k''_{xx}$  es el radio virtual de giro. La cantidad  $k''_{xx}$  generalmente se expresa como una fracción de la manga del buque y está en un rango de:  $0.33 * B < k''_{xx} < 0.45 * B$ . En el capítulo V se describe la determinación del radio de giro en forma experimental haciendo uso de una analogía con el péndulo simple.

En la referencia (3) se encuentran fórmulas para determinar  $k''_{xx}$  para buques mercantes y de guerra.

En la tabla III se encuentran tabulados los valores de  $k_{xx}$ ,  $k'_{xx}$ ,  $k''_{xx}$ ,  $\delta I_{xx}$  y  $\delta \Delta$  para cada buque prototipo.

Según la referencia (15),  $A_g$  puede estimarse mediante la fórmula:

$$A_g = \Delta * GM_T / w_d^2 \quad (1.5)$$

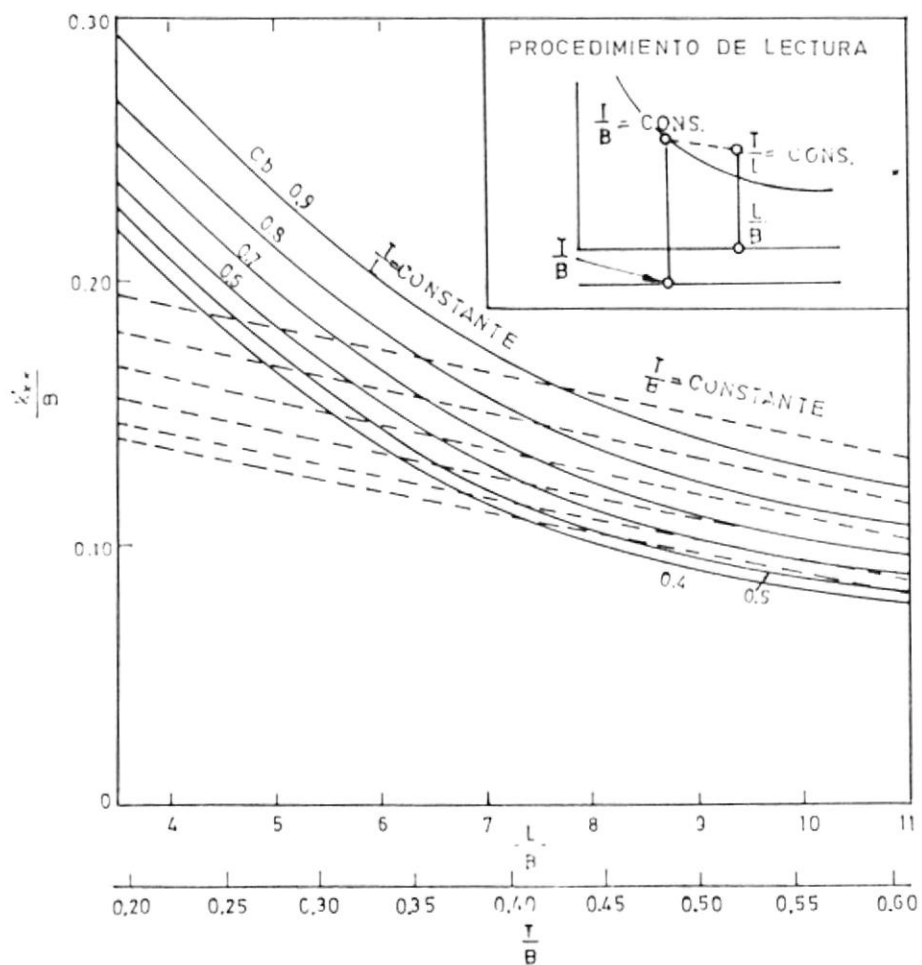


DIAGRAMA PARA DETERMINAR EL RADIO DE GIRO AÑADIDO

FIGURA No. 1.2

REF (3)

BIBLIOTECA

en donde  $w_d$  se obtiene de la curva de extinción (Cap.V,literal 5.4.5) o de la prueba de rolo libre (Cap.V,literal 5.4.2).

En la tabla IV se encuentra los valores de  $A_f$  calculados mediante la teoría de la rebanada y mediante la aplicación de la fórmula (1.5).

#### b) Cálculo del Coeficiente $B_f$

El momento de amortiguamiento que actúa durante el movimiento de rolo se debe a una combinación de los siguientes factores:

1. Generación de olas.
2. Fricción del agua en la superficie del barco ó efecto de remolinos.
3. Quillas de balance, aletas y otros apéndices.
4. Resistencia al aire.
5. Tensión superficial.

Los efectos debido a las causas 1, 2 y 3 son significativos mientras que aquellos debido a las causas 4, y 5 son considerados de poca importancia.

El coeficiente de amortiguamiento por unidad de longitud, referencia (3) se expresa como:



$$B_{gn} = (p \cdot g^2 / w_w^3) \cdot (B_n / 2)^2 \cdot \bar{A}_g^2 \quad (1.6)$$

donde  $w_w$  es la frecuencia de las olas radiadas (en este caso la frecuencia de encuentro),  $\bar{A}_g$  es la razón entre las amplitud de las olas radiadas con respecto a la amplitud del momento de rolido y  $B_n$  es la manga del buque en la estación  $n$ .

El coeficiente adimensional  $\bar{A}_g$  se expresa como:

$$\bar{A}_g = d_g \cdot (w_w^2 \cdot B_n / 2 \cdot g)^2$$

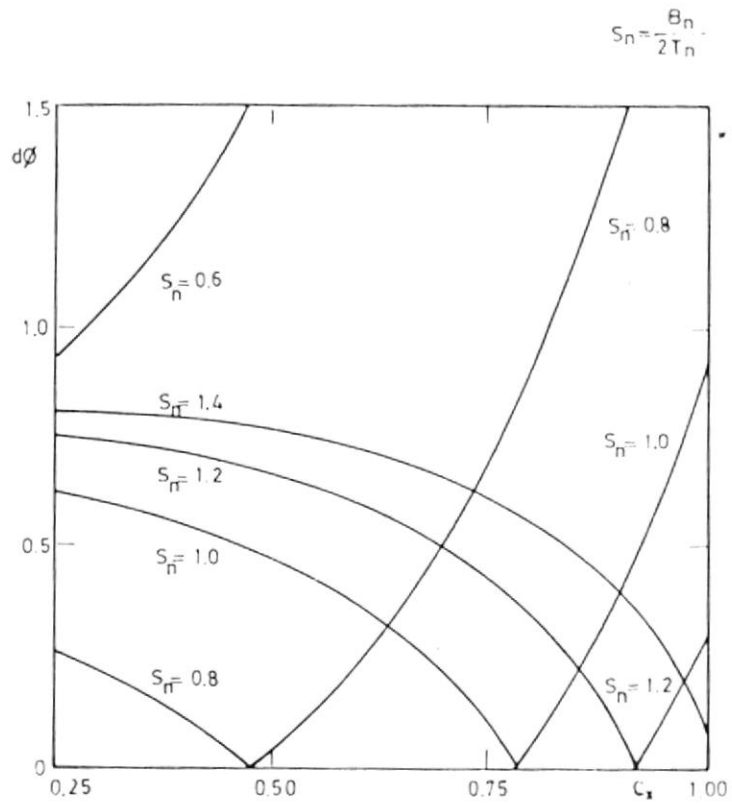
siendo  $d_g$  un coeficiente adimensional que depende de la forma del casco. De aquí que el coeficiente de amortiguamiento total,  $B_g$ , puede obtenerse por la expresión:

$$B_g = \int B_{gn} \cdot d\xi \quad (1.7)$$

El cálculo de  $B_g$  mediante este método se presenta en el apéndice B.

La figura No.1.3, correspondiente a las secciones de Lewis, referencia (3), proporciona los valores de  $d_g$  como una función del coeficiente de área seccional,  $C_x$ , y  $S_n$ , donde:

$$S_n = B_n / (2 \cdot T_n) \quad (1.8)$$



COEFICIENTE  $d\phi$  PARA LA DETERMINACION DEL AMORTIGUAMIENTO EN ROLIDO

REF (3)

FIGURA No. 13

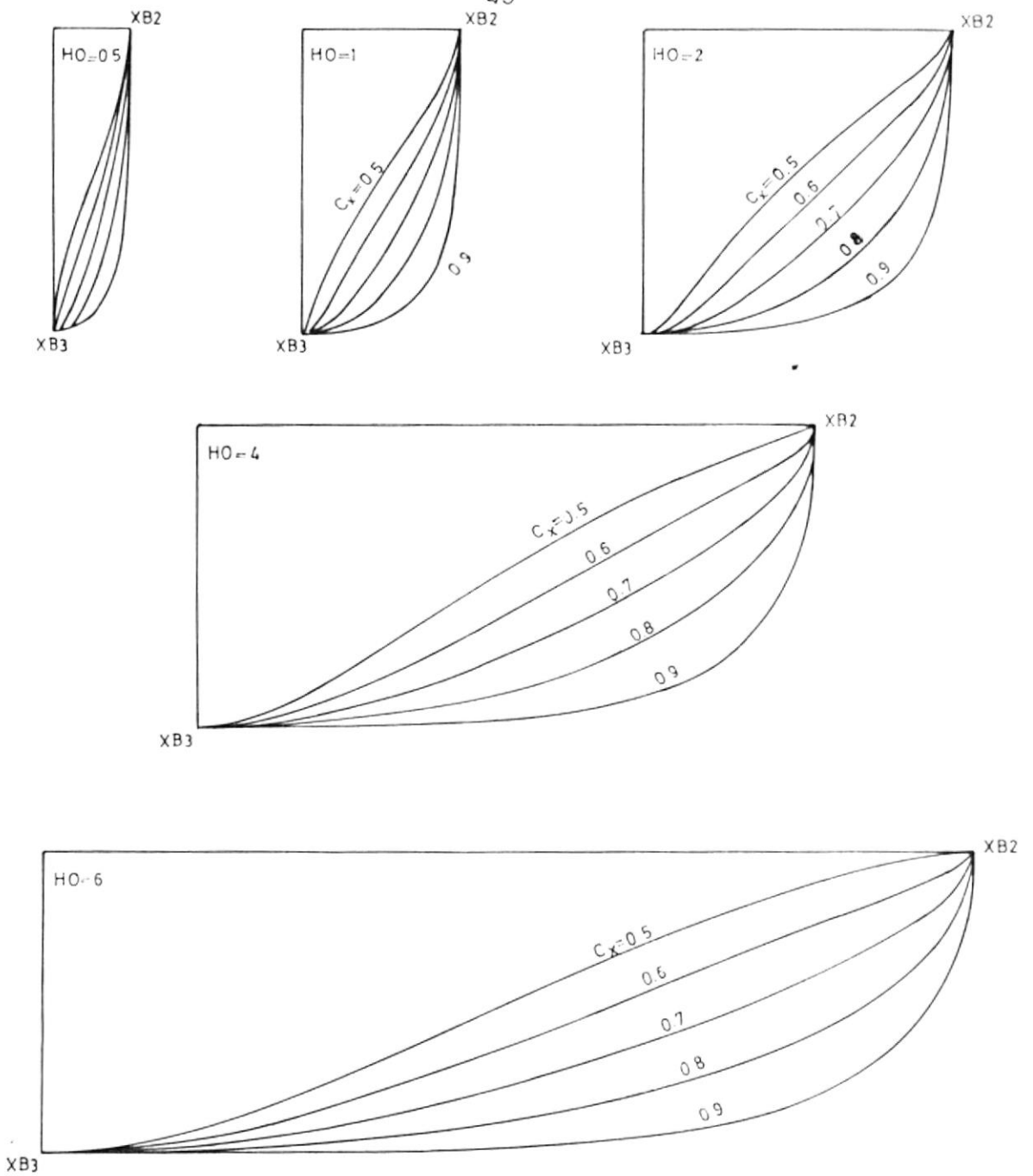
Los valores en esta figura son válidos para  $(w_e^2 * Bn / (2 * g)) < 0.3$ .

En la figura No.1.4a se puede apreciar típicas formas de **Lewis**, en donde  $H_0$  se define como la relación  $B/T$ . En la figura No.1.4b se aprecia ejemplos de formas no válidas de **Lewis**. En la figura No.1.4c se puede observar el rango permisible para las formas de **Lewis**. Para información sobre las ecuaciones paramétricas ( $x_{B2}$  y  $x_{B3}$ ), que describen las figuras de las formas de **Lewis**, véase referencia (16).

Los pasos seguidos para la obtención del coeficiente del momento de restauración,  $C_g$ , no se da en este trabajo, pero su obtención puede analizarse en la referencia (3).

#### 1.2.2. COEFICIENTE DE AMORTIGUAMIENTO DE ROLIDO OBTENIDO DE EXPERIMENTOS EN AGUAS TRANQUILAS

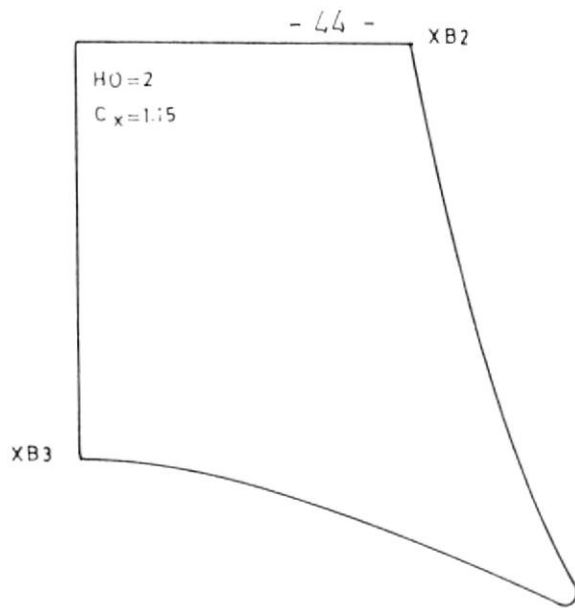
En la referencia (3) se explica como obtener la curva de extinción en base a sucesivas amplitudes de rolido a babor y estribor que se le aplica al modelo. Se sugiere que la curva de extinción puede, en general, ser representada por:



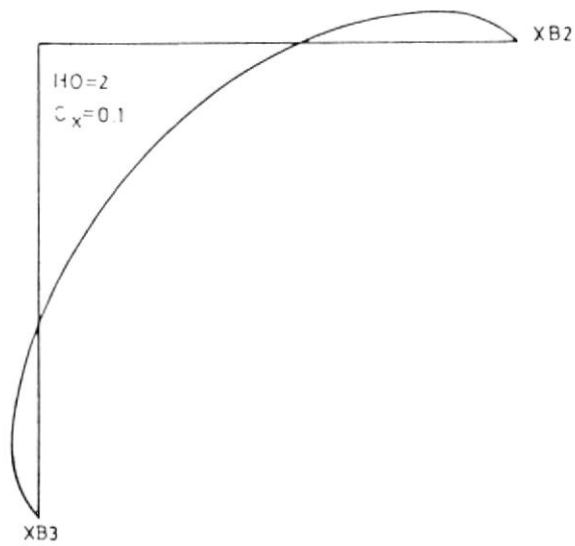
FORMAS TIPICAS DE LEWIS

FIGURA No 14a

REF. (16)



c) COEFICIENTE DE AREA SECCIONAL MAYOR A 1

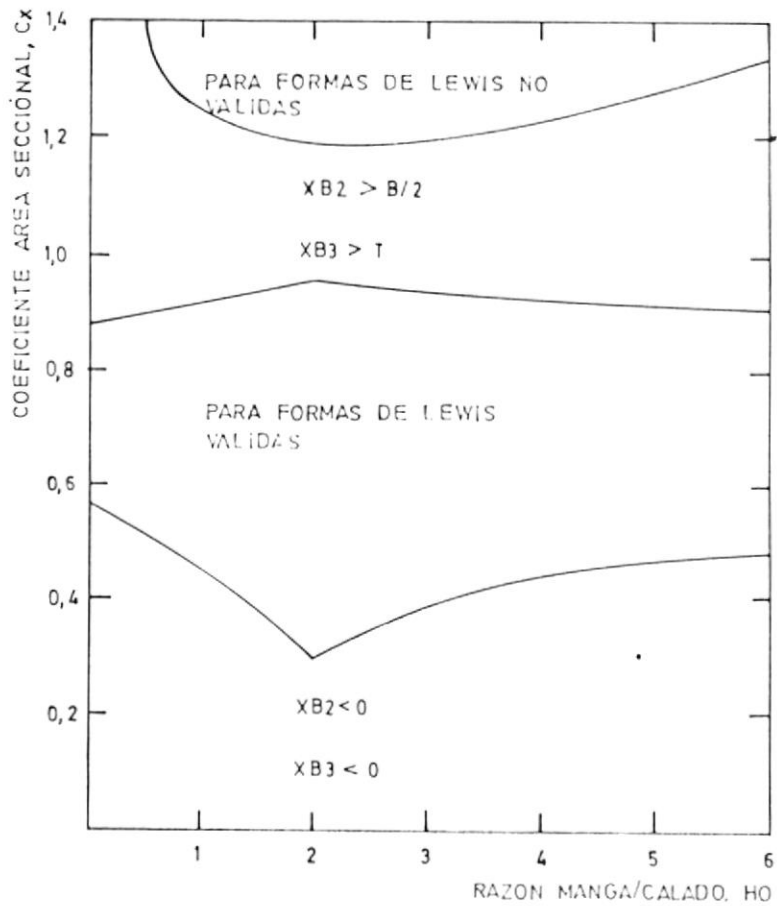


b) COEFICIENTE DE AREA SECCIONAL MUY PEQUEÑO

EJEMPLOS DE FORMAS DE LEWIS NO VALIDAS

FIGURA No. 1.4b

REF. (16)



RANGOS PERMITIDOS PARA LAS FORMAS DE LEWIS

FIGURA No. 1.4c

REF. (16)

$$\delta\phi = K*\phi \quad (1.9)$$

en la cual  $\phi$  representa el ángulo inicial de rolo y  $\delta\phi$  es la pérdida de amplitud para el próximo rolo simple medido de banda a banda. La ecuación (1.9) es llamada la **ecuación de extinción**.

Para determinar la ecuación de la curva, figura No.1.5b, se supone que sólo existe una constante arbitraria y que la curva se ubica en el origen. En otras palabras, el coeficiente K puede ser determinado tomando un punto representativo de la curva de extinción.

Se puede demostrar, referencia (3), que la ecuación de extinción puede expresarse por:

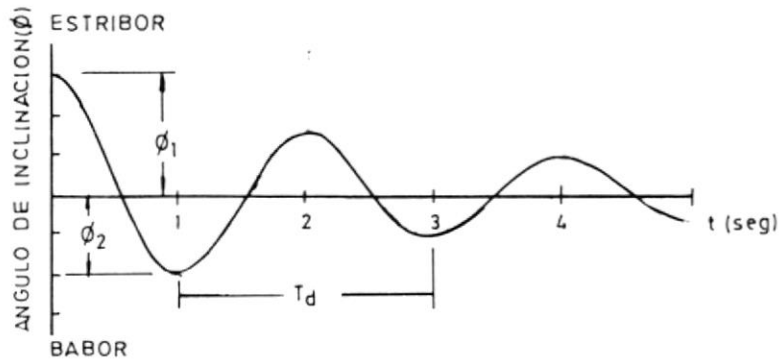
$$\delta\phi = (\pi^2*B_g / (T_d*\Delta*GM_T)) * \phi_m \quad (1.10)$$

donde  $B_g$  es el coeficiente de amortiguamiento,  $\phi_m$  es la amplitud promedio de dos oscilaciones consecutivas y  $T_d$  es el período amortiguado de rolo.

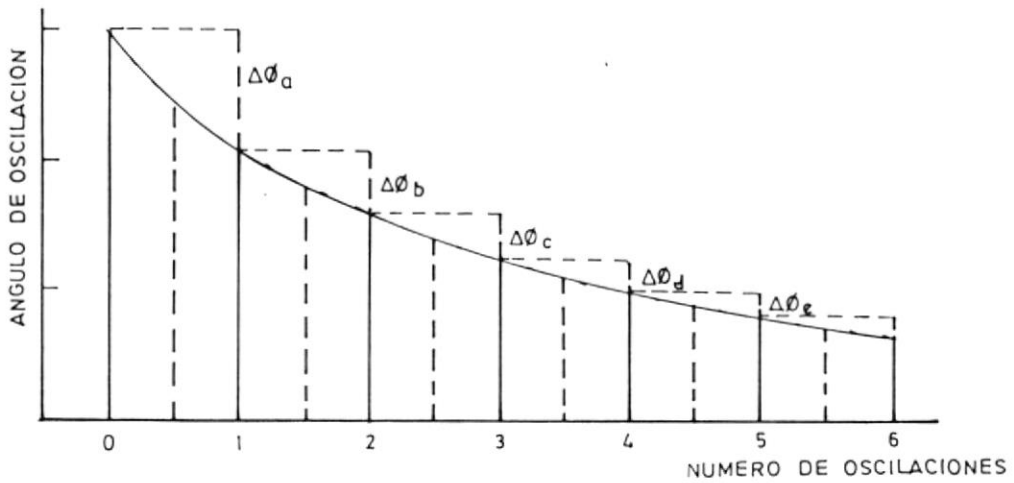
Comparando (1.9) y (1.10) se llega a:

$$K = \pi^2*B_g / (T_d*\Delta*GM_T)$$

y por tanto:



MOVIMIENTO DE ROLIDO COMO FUNCION DEL TIEMPO  
FIGURA No.1, 5a



CURVA DE ANGULOS DECLINANTES  
MOVIMIENTO DE ROLIDO LIBRE, AMORTIGUADO  
FIGURA No. 1.5b



$$B_{\theta} = K * T_d * \Delta * GM_T / \pi^2 \quad (1.11)$$

La determinación de  $B_{\theta}$  mediante este método se encuentra detallado en el apéndice B.

### 1.3. ROLIDO EN AGUAS TRANQUILAS

La ecuación linearizada de movimiento de rolido en aguas tranquilas es:

$$A_{\theta} * d^2\theta / dt^2 + B_{\theta} * d\theta / dt + C_{\theta} * \theta = 0 \quad (1.12)$$

insertando la expresión para  $A_{\theta}$ ,  $B_{\theta}$  y  $C_{\theta}$  se tiene:

$$I'_{xx} * d^2\theta / dt^2 + B_{\theta} * d\theta / dt + \Delta * GM_T * \theta = 0 \quad (1.13)$$

$$d^2\theta / dt^2 + 2 * \nu * d\theta / dt + \omega_n^2 * \theta = 0 \quad (1.14)$$

donde:

$$\begin{aligned} 2 * \nu &= B_{\theta} / A_{\theta} = B_{\theta} / I'_{xx} \\ \omega_n^2 &= C_{\theta} / A_{\theta} = \Delta * GM_T / I'_{xx} \end{aligned} \quad (1.15)$$

$$T_n = 2 * \pi / \omega_n = 2 * \pi * (I'_{xx} / (\Delta * GM_T))^{1/2} \quad (1.16)$$

resolviendo (1.13) se obtiene:

$$\theta = e^{-\nu * t} * (C_1 * \cos(\omega_d * t) + C_2 * \sin(\omega_d * t)) \quad (1.17a)$$

$$\theta = e^{-\nu * t} * A * \sin(\omega_d * t - \delta) \quad (1.17b)$$

donde:

$$\omega_d = (\omega_n^2 - \nu^2)^{1/2} = \omega * (1 - B_{r\theta}^2)^{1/2}$$

$$\begin{aligned} T_d &= 2 * \pi / \omega_d \\ &= 2 * \pi / (\omega_n^2 - \nu^2)^{1/2} \end{aligned}$$

$$T_d = T_n * (1/(1-(U/w_n)^2))^{1/2} \quad (1.18)$$

donde  $T_n$  y  $w_n$  son el período y la frecuencia natural sin amortiguamiento, respectivamente.

En la práctica, según referencia (20), es conveniente expresar el período natural con amortiguamiento,  $T_d$ , del buque, en función de  $B$  y  $GM_T$ , mediante la relación:

$$T_d = f * B / GM_T^{1/2} \quad (1.19)$$

en la que  $f$  es un coeficiente no adimensional que toma valores muy parecidos en buques de características similares.

Algunos valores prácticos del coeficiente  $f$ , cuando  $B$  y  $GM_T$  están expresados en metros, se indican en la tabla I.

Tipo de Buque	Estado de Carga	Valor de $f$
Pesquero de Altura	Salida de Puerto	0.802
Pesquero de Altura	A Medio Viaje de Ida	0.792
Pesquero de Altura	En el Caladero	0.782
Pesquero de Altura	En el Viaje de Regreso	0.776
Pesquero de Altura	Llegada a Puerto	0.772
Atunero	En Lastre	0.738
Atunero	Media Carga	0.726
Atunero	Plena Carga	0.706
Pesquero de Madera	Rosca	0.814
Arrastrero	Plena Carga (llegada)	0.72
Arrastrero	Media Carga	0.84

Valores de  $f$  para Buques Pesqueros. Ref. (20)  
Tabla I

Si no se dispone de ninguna información, un valor medio de  $f$  es 0.78. Como regla general, debe tenerse en cuenta que  $f$  aumenta cuando el buque tiene grandes espacios vacíos, lastre permanente en el doble fondo o grandes superestructuras y pesos altos. Por el contrario,  $f$ , disminuye para el buque a plena carga, con cargas homogéneas o cuando el buque tiene formas finas, con relación  $L/B$  próxima a 2, y cuando tiene sus pesos próximos al eje de giro o pocas superestructuras y pesos altos.

Según la referencia (23), un modo conveniente de determinar la cantidad de amortiguamiento presente en el movimiento de rolo del buque, consiste en medir la razón de caída de las oscilaciones libres. A mayor amortiguamiento, mayor razón de caída.

Consideraremos el movimiento de rolo amortiguado expresado por la función:

$$\phi = A * e^{-B_{r\phi} * \omega_n * t} * \sin(((1 - B_{r\phi}^2)^{1/2}) * \omega_n * t - \delta) \quad (1.20)$$

en donde,  $B_{r\phi}$  se define como el factor de amortiguamiento y está dado por:

$$B_{r\phi} = \text{amortiguamiento actual} / \text{amortiguamiento crítico}$$

$$B_{r\phi} = B_{\phi} * \omega_d / (2 * \Delta * GM_T) \quad (1.21)$$

El número de Froude,  $F_n$ , se define como:

$$F_n = V/(g*L)^{1/2} \quad (1.22)$$

donde  $V$  es la velocidad de avance.

En las figuras B.11, B.12 y B.13 se puede apreciar las curvas del factor de amortiguamiento en función del número de Froude,  $F_n$ , para cada buque prototipo. Los datos de las curvas son tomados de los resultados arrojados por el programa DAMPING.FOR, descrito en el apéndice A, por la referencia (3) y por la fórmula empírica de **Watanabe - Inoue - Takahashi** descrita en el Cap.II, literal 2.4.

La expresión dada por (1.20) se representa gráficamente en la figura No.1.5a. Recordando que en un movimiento armónico amortiguado, las amplitudes sucesivas tienen una relación logarítmica entre sí, donde para  $t=t_0$  la amplitud de oscilación es  $\phi=\phi_0$  y para una oscilación después, la amplitud ha disminuido a un valor  $\phi_1$  en  $t=t_0+T_d$  y después de  $n$  oscilaciones, la amplitud a disminuido a un valor  $\phi_n$  en  $t=t_0+n*T_d$ , con lo que la solución de la ecuación del movimiento podrá expresarse por:

$$\varnothing = \varnothing_0 * e^{-n * \beta}$$

donde  $\beta$  representa la medida de amortiguación y se lo denomina decremento logarítmico, cuya expresión es:

$$\beta = \ln(\varnothing_n / \varnothing_{n+1}) \quad (1.23)$$

Para el caso de dos amplitudes sucesivas,  $n=1$ , se tiene:

$$\beta = \ln(\varnothing_1 / \varnothing_2)$$

La expresión (1.23) es otra forma de expresar el factor de amortiguamiento,  $B_{rg}$ , es decir:

$$\beta = 2 * \pi * B_{rg} / (1 - B_{rg}^2)^{1/2} \quad (1.24)$$

Pero como:

$$w_d = w_n * (1 - B_{rg}^2)^{1/2} \quad y$$

$$B_{rg} = B_f * w_d / (2 * \Delta * GM_T)$$

entonces:

$$\beta = 2 * \pi * B_f * w_d * w_n / 2 * \Delta * GM_T * w_d = \pi * B_f * w_n / \Delta * GM_T \quad (1.25)$$

recordando la definición del coeficiente de extinción lineal,  $K$ , se tiene:

$$\beta = 2 * K \quad (1.26)$$

Estableciendo analogía entre el decremento logarítmico,  $\beta$ , y el coeficiente de extinción lineal,  $K$ , en función del coeficiente de amortiguamiento lineal,  $B_f$ , se tiene la siguiente expresión para  $B_f$ .

$$B_f = (\Delta * GM_T * T_d / (2 * \pi^2)) * \ln(\varnothing_n / \varnothing_{n+1}) \quad (1.27)$$

## CAPITULO II

### MOVIMIENTO DE ROLIDO NO LINEAL (NO ACOPLADO): METODOS SIMPLES DE PREDICCIÓN

La representación de los coeficientes de amortiguamiento de roloido puede ser establecida de algunas formas, dependiendo si estas corresponden a la forma lineal o no, de la cual la expresión adimensional es la más ampliamente usada. Varias de las expresiones más usadas son introducidas en este capítulo así como las relaciones entre ellas son revisadas y reordenadas en términos de un coeficiente equivalente de amortiguamiento lineal,  $B_e$ , que representa el coeficiente de amortiguamiento no lineal.

El coeficiente de amortiguamiento por olas y el debido a las fuerzas que actúan sobre los apéndices a alta velocidad son lineales en naturaleza (es decir, el momento de amortiguamiento es directamente proporcional a la velocidad angular). El coeficiente de amortiguamiento por roloido debido a la viscosidad es, sin embargo, no lineal y generalmente proporcional al cuadrado de la velocidad angular. Esto significa que la respuesta sinusoidal de roloido:

$$\phi = \phi_A \sin(\omega t + \delta) \quad (2.1a)$$

a una ola sinusoidal dada por la teoría lineal no es válida.

En orden a cubrir estos problemas se puede calcular un coeficiente equivalente de amortiguamiento lineal,  $B_e$ , el cual permite incluir los efectos de no linealidad pero usados en forma lineal.

Suponiendo que el movimiento de rolo está dado por:

$$\phi = \phi_A \sin(\omega t) \quad (2.1b)$$

luego el momento de rolo impartido alrededor del CG por un  $B_e$  será  $B_e \ddot{\phi}$ . En un ciclo la energía disipada por el término del amortiguamiento linealizado será la integral del momento multiplicado por el diferencial de la velocidad angular.

$$E = 4 \int_0^{\phi_A} B_e \dot{\phi} d\phi = 4 \omega^2 B_e \int_0^{\pi/(2\omega)} \cos^2(\omega t) dt = \pi \omega B_e \phi_A^2$$

$$B_e = E / (\pi \omega \phi_A^2) \quad (2.2)$$

La energía disipada, E, se puede expresar como:

$$E = E_F + E_E + E_L + E_w + E_{BK} \quad (2.3)$$



## 2.1. COEFICIENTES NO LINEALES DE AMORTIGUAMIENTO

La ecuación que representa el movimiento no lineal de rolo en aguas tranquilas, expresada con un sólo grado de libertad, es:

$$A_{\theta} \ddot{\theta} + B_1 \dot{\theta} + B_2 \dot{\theta} |\dot{\theta}| + B_3 \dot{\theta}^2 + \Delta * GM_T * \theta = 0 \quad (2.4)$$

en donde el coeficiente de amortiguamiento  $B_{\theta}$  se expresa como una serie de expansión de  $\dot{\theta}$  y  $|\dot{\theta}|$  en la forma:

$$B_{\theta} = B_1 \dot{\theta} + B_2 \dot{\theta} |\dot{\theta}| + B_3 \dot{\theta}^2 \quad (2.5)$$

lo cual corresponde a una representación no lineal.

Dividiendo la expresión (2.4) por  $A_{\theta}$ , se puede obtener otra expresión por unidad de momento de masa de inercia.

$$\ddot{\theta} + 2 * \alpha * \dot{\theta} + \beta_{11} * |\dot{\theta}| * \dot{\theta} + \gamma * \dot{\theta}^2 + \omega_n^2 * \theta = 0 \quad (2.6)$$

donde:

$$2 * \alpha = B_1 / A_{\theta} , \quad \beta_{11} = B_2 / A_{\theta} , \quad \gamma = B_3 / A_{\theta}$$

$$\omega_n = (C_{\theta} / A_{\theta})^{1/2} = 2 * \pi / T_n \quad (2.7)$$

## 2.2. COEFICIENTE EQUIVALENTE DE AMORTIGUAMIENTO LINEAL

Dado que es difícil analizar estrictamente el estado de la ecuación no lineal, el amortiguamiento no lineal es usualmente reemplazado por una cierta clase de amortiguamiento lineal en la forma:

$$B_g(\dot{\phi}) = B_e \dot{\phi} \quad (2.8)$$

El coeficiente  $B_e$  representa el coeficiente de amortiguamiento lineal equivalente. Se asume  $B_e$  como constante, a pesar de que su valor depende en general de la amplitud y de la frecuencia, debido a que el amortiguamiento es usualmente no lineal.

Hay diversas formas de expresar el coeficiente  $B_e$  en términos de los coeficientes de amortiguamiento no lineales  $B_1$ ,  $B_2$  y  $B_3$ . La forma más general es asumir que la energía disipada debido al amortiguamiento durante un medio ciclo de rolido es la misma cuando los amortiguamientos lineales y no lineales son usados, referencia (25). Si el movimiento es de tipo armónico simple y si la frecuencia,  $w$ , se expresa en radianes, reemplazando (2.8) en (2.5) y asumiendo una solución dada por (2.1b), la cual se puede expandir mediante la serie de Fourier dada por las expresiones:

$$f(x) = a_0/2 + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos(n*x) + b_n \sin(n*x)) \quad (2.9a)$$

$$a_n = (1/\pi) * \int_{-\pi}^{\pi} f(x) * \cos(n*x) * dx \quad n=0,1,2,\dots \quad (2.9b)$$

$$b_n = (1/\pi) * \int_{-\pi}^{\pi} f(x) * \sin(n*x) * dx \quad n=1,2,\dots \quad (2.9c)$$

se obtiene la siguiente expresión:

$$B_{\bullet} = B_1 + (8/(3*\pi)) * w * \phi_a * B_2 + (3/4) * w^2 * \phi_a^2 * B_3 \quad (2.10)$$

Por conveniencia en el análisis de las ecuaciones, la forma adimensional de estos coeficientes son definidos como:

$$\hat{B}_{\bullet} = (B_{\bullet} / (\rho * \nabla * B^2)) * (B / (2 * g))^{1/2}$$

$$\hat{B}_i = (B_i / (\rho * \nabla * B^2)) * ((B / (2 * g))^{1/2})^{2-i} \quad i=1,2,3 \quad (2.11)$$

$$\hat{w} = w * (B / (2 * g))^{1/2}$$

Luego la ecuación (2.10) toma la forma adimensional:

$$\hat{B}_{\bullet} = \hat{B}_1 + (8/(3*\pi)) * \hat{w} * \phi_a * \hat{B}_2 + (3/4) * \hat{w}^2 * \phi_a^2 * \hat{B}_3 \quad (2.12)$$

### 2.3. COEFICIENTES DE EXTINCIÓN

Una prueba de rolo libre es la forma más simple para medir el amortiguamiento de rolo. En dicha prueba el modelo es llevado a un ángulo elegido y luego soltado. El movimiento subsecuente es medido. Se indica por  $\phi_n$  el valor absoluto del ángulo de rolo en el instante del valor extremo enésimo. La curva de extinción así llamada, expresa la disminución de  $\phi_n$  como una función del ángulo medio de rolo. La curva de extinción se ajusta, referencia (3), mediante un polinomio de tercer grado, de la forma:

$$\delta\phi = K_1*\phi_m + K_2*\phi_m^2 + K_3*\phi_m^3 \quad (\phi_m:^\circ) \quad (2.13a)$$

donde:

$$\delta\phi = \phi_{n-1} - \phi_n \quad (2.13b)$$

$$\phi_m = (\phi_{n-1} + \phi_n)/2 \quad (2.13c)$$

Los coeficientes  $K_1$ ,  $K_2$  y  $K_3$  son llamados coeficientes de extinción. A fin de facilitar los cálculos, se asume que los coeficientes de extinción  $K_1$  son iguales para el modelo y el buque prototipo.

Las relaciones entre estos coeficientes y los coeficientes de amortiguamiento pueden ser obtenidos mediante la integración de la ecuación (2.4) sobre el período para un medio ciclo de roloido y luego igualando la energía disipada debido al amortiguamiento del trabajo hecho por el momento de restauración. El resultado puede ser expresado en la forma:

$$\delta\theta = (\pi * \omega_n * \theta_m / (2 * C_f)) * (B_1 + (8 * \omega_n * \theta_m * B_2 / (3 * \pi))) + (3 * \omega_n^2 * \theta_m^2 * B_3 / 4) \quad (\text{rad}) \quad (2.14)$$

Comparando (2.14) con (2.13a), se obtiene que:

$$K_1 = (\pi/2) * \omega_n * B_1 / C_f = (\pi/2) * 2 * \alpha / \omega_n$$
$$(180/\pi) * K_2 = (4/3) * \omega_n^2 * B_2 / C_f = (4/3) * \beta_{11} \quad (2.15)$$
$$(180/\pi)^2 * K_3 = (3 * \pi / 8) * \omega_n^3 * B_3 / C_f = (3 * \pi / 8) * \omega_n * \gamma$$

Dado que los coeficientes de extinción  $K_1$ ,  $K_2$  y  $K_3$  varían con la amplitud de roloido,  $\theta_m$ , se define un coeficiente de extinción equivalente,  $a_e$ , y se lo compara con el coeficiente equivalente de amortiguamiento lineal,  $B_e$ , en la siguiente forma:

$$a_e = K_1 + K_2 * \theta_m + K_3 * \theta_m^2 = (\pi/2) * \omega_n * B_e / C_f \quad (2.16)$$

Según la referencia (3), se ha encontrado que  $B_1$ ,  $B_2$  y  $B_3$ , pueden ser reemplazados por una constante  $BB$  en la forma:

$$BB = B_1 + B_2 * \dot{\theta} + B_3 * \dot{\theta}^2 \quad (2.17)$$

Comparando (2.15) y (2.17) se tiene:

$$BB = (\Delta * GM_T / (\pi * w_n)) * (\beta_1 + \beta_2 * \dot{\theta} + \beta_3 * \dot{\theta}^2) = (\Delta * GM_T / (\pi * w_n)) * \beta_{\bullet}$$

en donde:

$$\beta_{\bullet} = \beta_1 + \beta_2 * \dot{\theta} + \beta_3 * \dot{\theta}^2$$

$$\beta_1 = 2 * K_1 \quad (2.18)$$

$$\beta_2 = (3 * \pi * K_2 / (4 * w_n))$$

$$\beta_3 = (8 * K_3 / (3 * w_n^2))$$

$\beta_{\bullet}$  es el decremento logarítmico linearizado.

Sustituyendo las expresiones obtenidas en (2.4) se tiene:

$$I'_{xx} * \ddot{\theta} + (\Delta * GM_T * \beta_{\bullet} / (\pi * w_n)) * \dot{\theta} + \Delta * GM_T * \theta = 0 \quad (2.19)$$

Existe una expresión dada por **Bertin**, referencia (25), la cual expresa la disminución del ángulo  $\theta_n$

en función de los coeficientes de extinción. Esta expresión es:

$$\delta\phi = N*\phi_m^2 \quad (2.20)$$

El coeficiente N puede ser tomado como una expresión no lineal equivalente y puede ser llamado "coeficiente N". Reemplazando (2.13) en (2.19) se tiene:

$$N = K_1/\phi_m + K_2 + K_3*\phi_m \quad (2.21)$$

El valor de N depende en gran parte del ángulo promedio de rolido  $\phi_m$ , así que esta expresión está siempre asociado con el valor de  $\phi_m$ .

#### 2.4. PREDICCIÓN DEL AMORTIGUAMIENTO DE ROLIDO: FORMULA DE WATANABE-INOUE-TAKAHASHI

Cuando las dimensiones principales de una forma de casco son dadas, la manera formal de obtener el amortiguamiento de rolido es llevar a cabo pruebas experimentales de modelos. Se asume que los datos obtenidos de los ensayos con pruebas de modelos pueden ser transferidos al buque prototipo mediante el uso de apropiados factores adimensionales de

amortiguamiento de rolo, por ejemplo, la ecuación (2.11).

Para que la transferencia de los resultados obtenidos con los modelos al buque prototipo sea completamente válida se debería de considerar en la función de transferencia los efectos de viscosidad y amplitudes altas que se presentan en el movimiento no lineal de rolo.

De no realizarse ensayos con modelos, se estima el valor del amortiguamiento empleando fórmulas empíricas de predicción. Hay dos formas diferentes de estimación en la actualidad. Una es obtener una fórmula experimental a través del análisis de pruebas de modelos y la otra es descomponer el amortiguamiento de rolo en varios componentes y estimar su valor sumando los valores de esos componentes individuales (este método es el usado en este trabajo).

Hace un par de décadas, **Watanabe** e **Inoue**, referencia (25), establecieron una fórmula para predecir el amortiguamiento de rolo para cascos de formas convencionales a velocidad de avance cero en condiciones normales de carga, sobre la base de



BIBLIOTECA

BIBLIOTECA



series extensivas de ensayos de modelos y varias consideraciones teóricas sobre la distribución de presión sobre el casco causado por el movimiento de rolo. Dicha fórmula original ha sido modificada ligeramente, referencia (25), con el fin de hacerlas aplicables a un amplio rango de formas de casco, incluyendo barcos con altos valores del  $C_b$ .

**Takahashi**, referencia (25), propuso una forma de modificar dicha ecuación para considerar el efecto de la velocidad de avance, haciendo uso de un multiplicador para ser aplicado al valor de velocidad cero del barco; así expresó el efecto de la velocidad de avance sobre el amortiguamiento de rolo. Se puede llamar a esta aproximación la fórmula de **Watanabe - Inoue - Takahashi**. Esta puede ser expresada en términos del coeficiente de amortiguamiento equivalente lineal en la forma:

$$B_e = B_{e0} * (1 + 0.8 * (1 - \exp(1 - 10 * F_n)) * w_n^2 / w^2) \quad (2.22)$$

donde  $B_{e0}$  es el valor de  $B_e$  a velocidad cero del barco. Su valor puede ser expresado en términos de los coeficientes de extinción  $K_1$  y  $K_2$ , como sigue:

$$B_{e0} = (2/\pi) * w_n * A_g * (K_1 + (w/w_n) * K_2 * \phi_A) \quad (\phi_A = 0) \quad (2.23)$$

Además, estos coeficientes pueden ser relacionados con los valores de los coeficientes  $N_{10}$  y  $N_{20}$  a las amplitudes de rolo,  $\phi_R = 10^\circ$  y  $20^\circ$ .

$$N_{10} = (K_1/10) + K_2 + K_3*10 \quad (2.24)$$

$$N_{20} = (K_1/20) + K_2 + K_3*20$$

$A_f$  puede ser calculado por las fórmulas dadas en el Capítulo I.

En las figuras B.11, B.12 y B.13 se presentan las curvas del factor de amortiguamiento de rolo,  $B_{rf}$ , en función del número de Froude,  $F_n$ , obtenidas de la aplicación del programa DAMPING.FOR, de las fórmulas empíricas dadas por la referencia (3) y por la fórmula de predicción de **Watanabe-Inoue-Takahashi** descrita en este literal.

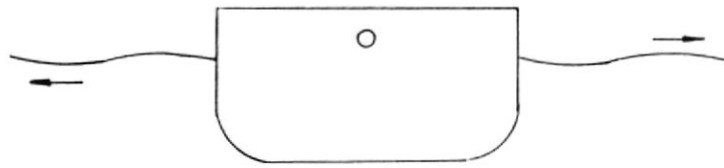
## CAPITULO III

### PREDICCIÓN DEL AMORTIGUAMIENTO DE ROLIDO NO LINEAL (NO ACOPLADO): ANÁLISIS DE LOS COMPONENTES

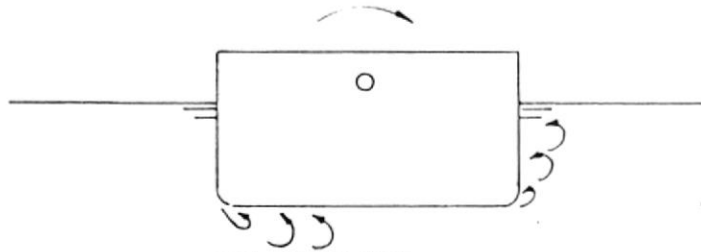
#### 3.1. DEFINICIÓN DE LOS COMPONENTES DE AMORTIGUAMIENTO

De los estudios realizados en el capítulo II sobre el amortiguamiento no acoplado de rolido se ha determinado que es causado por diversas clases de fenómenos de flujos de fluidos, por ejemplo: el efecto de la fricción en el casco; remolinos sobre el casco; efecto de superficie libre por generación de olas; apéndices; etc., figura No.3.1. El objetivo de este capítulo es definir estos efectos desde el punto de vista de los componentes de amortiguamiento y describir las fórmulas disponibles de predicción para ellos.

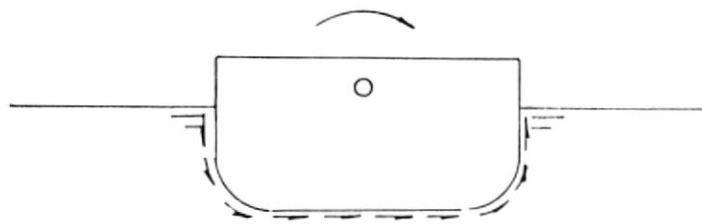
Se asume, referencia (25), que el coeficiente total de amortiguamiento, puede ser dividido en siete componentes, esto es: fricción; remolinos; sustentación; olas; fuerza normal de amortiguación, amortiguación por presión sobre el casco y amortiguamiento por olas debido a las quillas de balance.



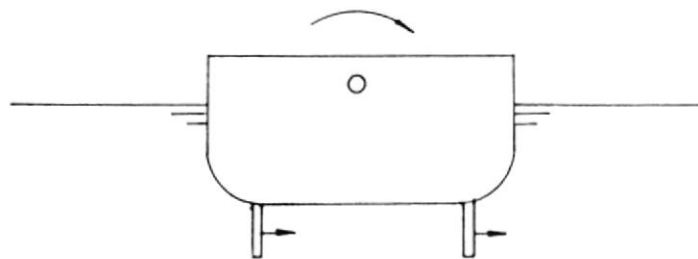
POR FORMACION DE OLAS



POR REMOLINOS



POR FRICCION EN EL CASCO



FUERZAS POR APENDICES

FUENTES DE AMORTIGUAMIENTO EN ROLIDO

FIGURA No. 31

Lo cual conduce a un coeficiente de amortiguamiento lineal equivalente dado por:

$$B_e = B_F + B_E + B_L + B_W + B_{BKN} + B_{BKH} + B_{BKW} \quad (3.1)$$

Reescribiendo la ecuación (3.1) en términos del efecto del amortiguamiento debido a la quilla de balance se tiene:

$$B_e = B_F + B_E + B_L + B_W + B_{BK} \quad (3.2)$$

A pesar de que todos estos coeficientes son aparentemente lineales, sus valores pueden variar con la amplitud de rolido,  $\theta_A$ , y la frecuencia natural de rolido,  $w_n$ . No se considera en este trabajo los efectos de apéndices, excepto los proporcionados por la quilla de balance.

Se puede definir estos coeficientes de amortiguamiento, despreciando o incluyendo sus interacciones.

El amortiguamiento por fricción,  $B_F$ , es causado por el esfuerzo del efecto de fricción sobre el casco, y está influenciado por la presencia de las olas y quillas de balance.



BIBLIOTECA



El amortiguamiento por remolinos,  $B_E$ , establecido en el término del amortiguamiento no lineal ( $B_2 * |\dot{\theta}| * \dot{\theta}$ ) es causado por la variación de la presión sobre el casco desnudo, excluyendo el efecto de las olas y quillas de balance. En presencia de la velocidad de avance, el amortiguamiento por remolinos representa la parte no lineal del efecto de sustentación del casco, donde la parte lineal está definida por el amortiguamiento de sustentación,  $B_L$ .

El amortiguamiento inducido por olas,  $B_w$ , representa el incremento del amortiguamiento por la presión sobre el casco debido a la presencia de la superficie libre por generación de olas, esto es, incluye la interacción entre olas y remolinos y entre olas y sustentación. Sin embargo, dado que estas interacciones pueden ser muy pequeñas, se puede considerarlo como lineal.

El amortiguamiento por quillas de balance,  $B_{BK}$ , representa el incremento del amortiguamiento por presión debido a la presencia de un par de quillas de balance. Este término consiste de los siguientes tres componentes: la fuerza normal de amortiguamiento de las quillas de balance,  $B_{BKN}$ , debido a la fuerza normal sobre ellas; el segundo

término es el amortiguamiento por la presión sobre el casco debido a las quillas de balance,  $B_{BKH}$ , el cual corresponde al cambio de presión sobre el casco cuando estas son instaladas; por lo tanto este término establece una interacción entre el casco y las quillas de balance y el tercer término es el amortiguamiento inducido por las olas debido a las quillas de balance,  $B_{BKW}$ . Dado que los dos primeros términos no consideran el efecto de la superficie libre, este término representa el cambio de los valores de  $B_{BKN}$  y  $B_{BKH}$  debido a las olas. Este término también incluye la interacción entre el casco (con quillas de balance) y las olas.

De los diversos componentes de amortiguamiento presentados, resulta difícil establecer el más importante.

Sin embargo, se puede notar varias observaciones sobre estos componentes. Los términos  $B_L$ ,  $B_W$  y  $B_{KW}$  pueden fácilmente ser tratados como amortiguamientos no viscosos, mientras que los otros pueden ser estimados como amortiguamientos viscosos.

Los efectos debido a las olas superficiales aparece principalmente en los términos  $B_W$  y  $B_{BKW}$ ; los otros pueden ser considerados como independientes de las

olas, a pesar de que el término  $B_F$  también incluye un pequeño efecto en su definición.

Distinguir el amortiguamiento lineal del no lineal es muy difícil. Pero, los coeficientes de amortiguamiento no viscosos como  $B_L$  y  $B_w$  pueden ser estimados como lineales, así como algunas partes de los términos  $B_F$  y  $B_{BK}$  podrían ser lineales debido a su dependencia con el número de Reynolds. En todos los términos se incluye el efecto de la velocidad de avance.

### 3.2. AMORTIGUAMIENTO DEBIDO A LA FRICCIÓN

En la predicción del amortiguamiento debido a la fricción, se ignora el efecto de las olas y se considera la forma del casco como una forma equivalente a un cuerpo de eje simétrico; por lo que las leyes del efecto de fricción para una placa plana en flujo uniforme pueden ser aplicadas al movimiento de rolido del barco.

Como un ejemplo se cita la fórmula de Kato, referencia (25), la cual puede ser expresada en términos de un coeficiente de amortiguamiento lineal equivalente como sigue:



$$B_{F0} = (0.787 * \rho * SM * r_m^2 * (w * \eta / \rho)^{1/2} * (1 + 0.00814 * (r_m^2 * \phi_a^2 * w * \rho / \eta)^{0.386})) \quad (\phi_a: \text{rad}) \quad (3.3)$$

SM y  $r_m$ , representan el área de la superficie mojada y el promedio del radio de rolido, respectivamente, los cuales pueden ser calculados por las ecuaciones:

$$SM = L * (1.7 * T + C_b * B) \quad (3.4)$$

$$r_m = (1/\pi) * ((0.887 + 0.145 * C_b) * (SM/L) - 2 * OG) \quad (3.5)$$

OG se define como la distancia vertical que existe entre la posición vertical del centro de gravedad, KG, y el calado, T, en la condición de carga considerada. Es decir:

$$OG = KG - T$$

La fórmula de **Tamiya**, referencia (26), basada en el análisis de la capa límite en tres dimensiones sobre un cilindro en movimiento de rolido, se expresa como:

$$B_F = B_{F0} * (1 + 4.1 * (V/w * L)) \quad (3.6)$$

El coeficiente  $B_{F0}$  representa el amortiguamiento por fricción a velocidad avante cero, el cual puede ser determinado mediante la fórmula de **Kato**.

Otra forma de determinar el coeficiente de amortiguamiento debido a la fricción es haciendo uso del concepto de energía disipada en un ciclo del movimiento de rolo, lo cual se encuentra detallado en la referencia (16).

### 3.3. AMORTIGUAMIENTO POR REMOLINOS

En ausencia de la velocidad de avance, ésta componente es causada por la separación del flujo en el fondo del casco cerca de la roda y codaste o en la región delimitada por la quilla de balance, cerca de la sección media. La caída de presión en la región de separación eleva este amortiguamiento. Esto ha sido tratado de una manera similar al problema de arrastre en flujo uniforme. De los trabajos realizados por Bertin, Watanabe, Inoue y Tanaka, referencia (26), se asume que el amortiguamiento corresponde a una forma no lineal del tipo  $B_2 * |\dot{\theta}| * \dot{\theta}$ , con el coeficiente  $B_2$  como constante, dependiendo únicamente de la configuración del casco.

Como una extensión de la fórmula de Watanabe - Inoue, se propuso una nueva fórmula para determinar el amortiguamiento por remolinos, la cual puede ser

escrita en términos del coeficiente de área seccional,  $C_x$ .

$$B'_{\epsilon_0} = (4/3\pi) \rho T^4 w \phi_A (r_{\max}/T)^2 * F(R/T, H_0, C_x, OG/T) \cdot C_p \quad (3.7)$$

donde  $r_{\max}$ ,  $R$ ,  $H_0$ , y  $OG$  representan, la distancia máxima desde el CG hasta la superficie del casco, el radio de pantoque, la mitad de la relación  $B/T$  y la distancia vertical que existe entre  $KG$  y  $T$ , respectivamente. De esta forma la función  $F$  puede ser determinada únicamente por la forma del casco y el coeficiente de presión  $C_p$  mediante la máxima velocidad relativa al casco. Los detalles son establecidos en el apéndice A.

Integrando el valor seccional sobre la longitud del barco, se puede obtener el valor del amortiguamiento de remolino para la forma del casco en estudio.

Por otro lado, en presencia de la velocidad de avance, el flujo de remolinos se separa en la parte de popa, con el resultado de que el amortiguamiento no lineal decrece.

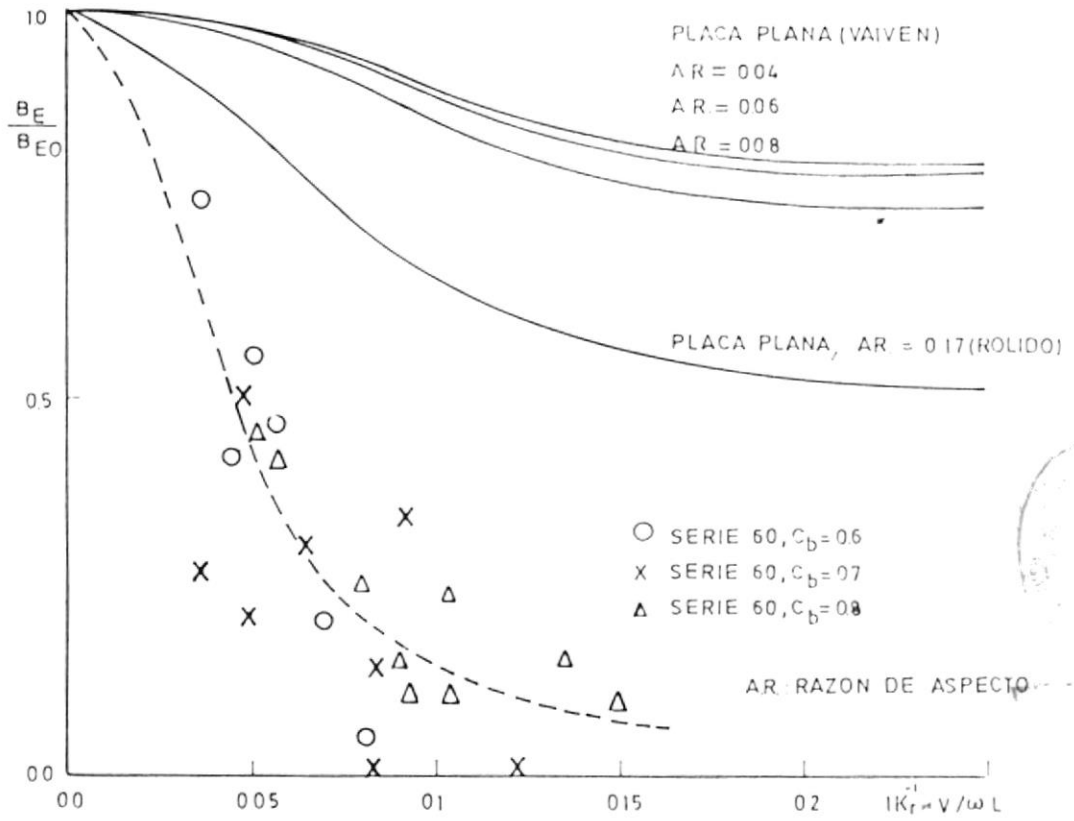
Puesto que el tratamiento teórico es muy difícil, se puede verificar, a partir de resultados

experimentales, que la magnitud de esa disminución depende de la forma y relación de aspecto del cuerpo. Un ejemplo de esto se muestra en la figura No.3.2, donde la abscisa es el recíproco de la frecuencia reducida  $k_r = w*L/V$ .  $V$  es la velocidad de avance. En la figura, el amortiguamiento por remolinos a velocidad de avance se obtiene de la sustracción del amortiguamiento por sustentación (determinado en forma separada) del amortiguamiento total, el efecto de las olas ha sido excluido cubriendo la superficie del agua con placas lisas.

En la figura No.3.2, se muestran los valores experimentales obtenidos por Yuasa, referencia (25), usando placas planas de baja relación de aspecto. En este caso, cuando la velocidad llega a ser grande, el valor de  $B_E$  tiende a ser constante, es decir  $B_{E_0}$ , depende de la relación de aspecto de la placa.

Ikeda, referencia (25), propuso la siguiente fórmula empírica para representar la disminución del amortiguamiento de rolo para formas de cascos arbitrarias:

$$B_E = B_{E_0} * (0.04 * w^2 * L^2) / (V^2 + 0.04 * w^2 * L^2) \quad (3.8)$$



EFFECTO DE LA VELOCIDAD DE AVANCE EN LA COMPONENTE POR REMOLINO  
REF. (25) FIGURA No. 3 2

donde el valor de  $B_{E0}$ , para el caso de velocidad cero puede ser determinado mediante la ecuación (3.7).

En consecuencia, el amortiguamiento por remolinos para un barco de casco desnudo prevalece únicamente en ausencia de la velocidad de avance; es decir, decrece cuando el buque tiene marcha adelante, de otro modo puede ser despreciado en rangos de altas velocidades, del orden de  $F_n > 0.2$ .

Otra forma de determinar el coeficiente de amortiguamiento por remolinos se encuentra descrita en la referencia (16), en donde además se presentan diversas formas de secciones para el cálculo de dicho coeficiente.

#### 3.4. AMORTIGUAMIENTO POR SUSTENTACION

Yumuro, referencia (25), desarrolló una fórmula mediante la aplicación de las relaciones de fuerzas laterales usadas en el campo de la investigación de la maniobrabilidad del barco, a fin de aplicarlas al problema del amortiguamiento de rolo. De acuerdo a este tratamiento, el momento de amortiguamiento  $M_L$  debido al efecto de sustentación puede ser expresado en la forma:

$$M_L = (1/2) * \rho * L * T * V^2 * k_N * l_o * l_R * \dot{\theta} \quad (3.9)$$

donde:

$$K_N = 2 * \pi * (T/L) + k * (4.1 * B/L - 0.045) \quad (3.10a)$$

$$k = \begin{cases} 0.0, & C_m \leq 0.92 \\ 0.1, & 0.92 < C_m \leq 0.97 \\ 0.3, & 0.97 < C_m \leq 0.99 \end{cases} \quad (3.10b)$$

En las ecuaciones (3.9) y (3.10a),  $K_N$  representa la derivada del coeficiente de sustentación del casco. El término  $l_o$  es definido como la cantidad  $l_o * \dot{\theta} / V$  que corresponde al ángulo de incidencia del cuerpo en sustentación. El término  $l_R$  denota la distancia desde el punto O al centro de la fuerza.

Sin embargo, **Ikeda**, referencia (25), modificó los valores para esos términos originalmente asumidos por **Yumuro** y propuso otra expresión para cubrir el caso cuando el eje de roldo no pasa a través del punto O. La predicción final puede ser expresada en términos de un amortiguamiento lineal equivalente como:

$$B_L = (\rho/2) * V * L * T * k_N * l_o * l_R * (1 - 1.4 * \dot{\theta} / l_R + 0.7 * \dot{\theta} / (l_o * l_R)) \quad (3.11)$$

donde:

$$l_o = 0.3 * T; \quad l_R = 0.5 * T \quad (3.12)$$

Para obtener el valor experimental del amortiguamiento de sustentación, se debe excluir el efecto de las olas cubriendo la superficie con una placa lisa o llevando a cabo las mediciones en un rango de baja frecuencia, tal que el amortiguamiento debido a la generación de olas pueda ser despreciado.

La figura No.3.3 muestra los resultados en mediciones a baja frecuencia, en el cual el amortiguamiento de fricción se obtiene a partir de datos experimentales y usando la fórmula de predicción. En esta figura, los datos experimentales representan la suma de los componentes de sustentación y remolinos. Puesto que en el rango de alta velocidad el amortiguamiento por remolinos puede ser despreciado y a más de eso, el amortiguamiento por sustentación es proporcional a la velocidad, se puede fácilmente considerar a los datos para velocidades altas como representativas del amortiguamiento de sustentación. La línea sólida en la figura muestra los valores determinados, los cuales están de acuerdo con los valores medidos.

Se puede concluir que el amortiguamiento por sustentación es lineal y que el coeficiente es independiente de la  $w$  y proporcional a la velocidad



del barco, y es de gran importancia en el amortiguamiento total en altas velocidades. Particularmente en barcos del tipo contenedor o transbordador, en los cuales la naturaleza de la frecuencia natural es muy baja, el amortiguamiento por sustentación llega a ser el componente de mayor importancia.

### 3.5. AMORTIGUAMIENTO INDUCIDO POR OLAS

Para el caso del número de Froude igual a cero,  $F_n=0$ , el amortiguamiento debido a generación de olas puede ser fácilmente obtenido empleando el método de la rebanada. En el método de la rebanada, el amortiguamiento por generación de olas para una sección del barco se determina a partir del problema de olas en dos dimensiones, tomando la forma:

$$B'_{w_0} = p * N_s * (l_w - OG)^2 \quad (3.13)$$

donde  $N_s$  y  $l_w$  representan, el coeficiente de amortiguamiento por vaivén y el brazo del momento medido desde el punto O debido a la fuerza de amortiguamiento en vaiven.

En virtud de que la medición directa del amortiguamiento de rolido por generación de olas

resulta imposible, se puede usar la relación del amortiguamiento por olas con respecto a la razón de la amplitud de la ola radiada,  $\bar{A}_R = \zeta_A / (\varnothing_A * T)$ , donde  $\zeta_A$  corresponde a la amplitud de la radiación de la ola, y se la puede comparar con las mediciones de Takaki y Tasai, referencia (25). Los valores determinados por la teoría de la rebanada concuerdan totalmente con las mediciones, tal como se lo muestra la figura No.3.4.

Por otro lado, en la situación del buque con velocidad de avance, resulta difícil analizar el amortiguamiento inducido por olas, por lo que se determina dicho amortiguamiento mediante la sustracción de los otros componentes predecibles a partir del amortiguamiento total obtenido en pruebas forzadas de rolido.

Del análisis experimental en modelos de formas convencionales, referencia (15), se derivó la siguiente fórmula empírica.

$$B_w/B_{w0} = \frac{.5 * ((A_2 + 1) + (A_2 - 1) * \tanh(20Z - b)) + (2 * A_1 - A_2 - 1) * \exp(-150(Z - 0.25)^2)}{\quad} \quad (3.14)$$

donde:

$$\begin{aligned} A_1 &= 1.0 + (\xi_d^{-1.2}) * (e^{-2 * \xi_d}) \\ A_2 &= 0.5 + (\xi_d^{-1.0}) * (e^{-2 * \xi_d}) \end{aligned} \quad (3.15)$$

$$\xi_d = w^2 * T / g$$

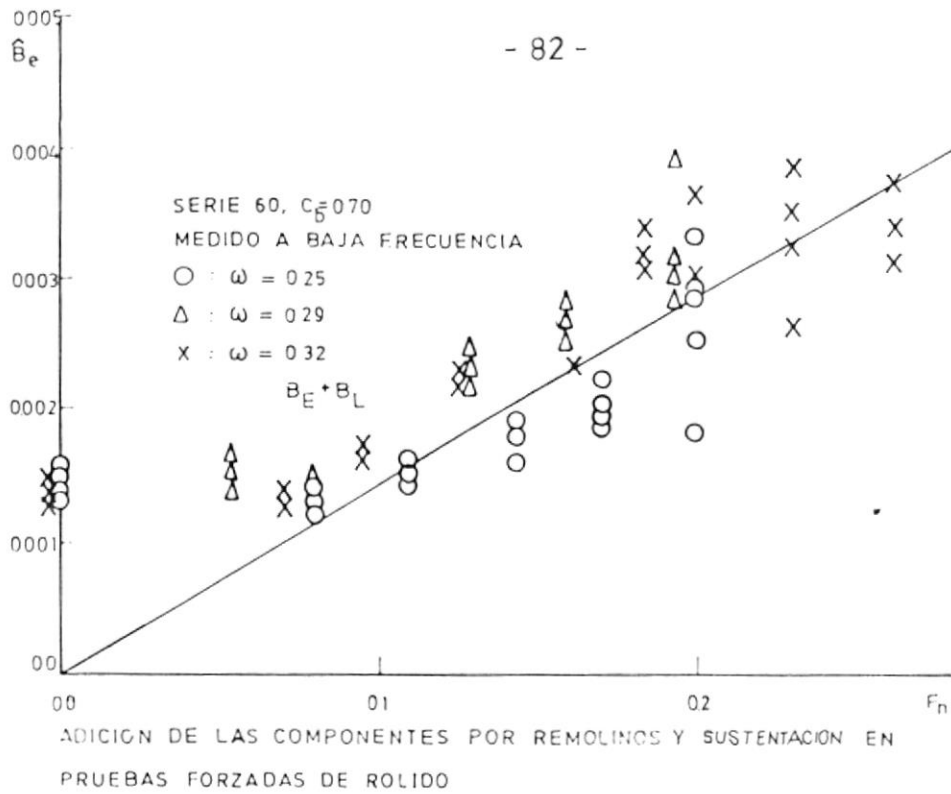


FIGURA No. 3.3

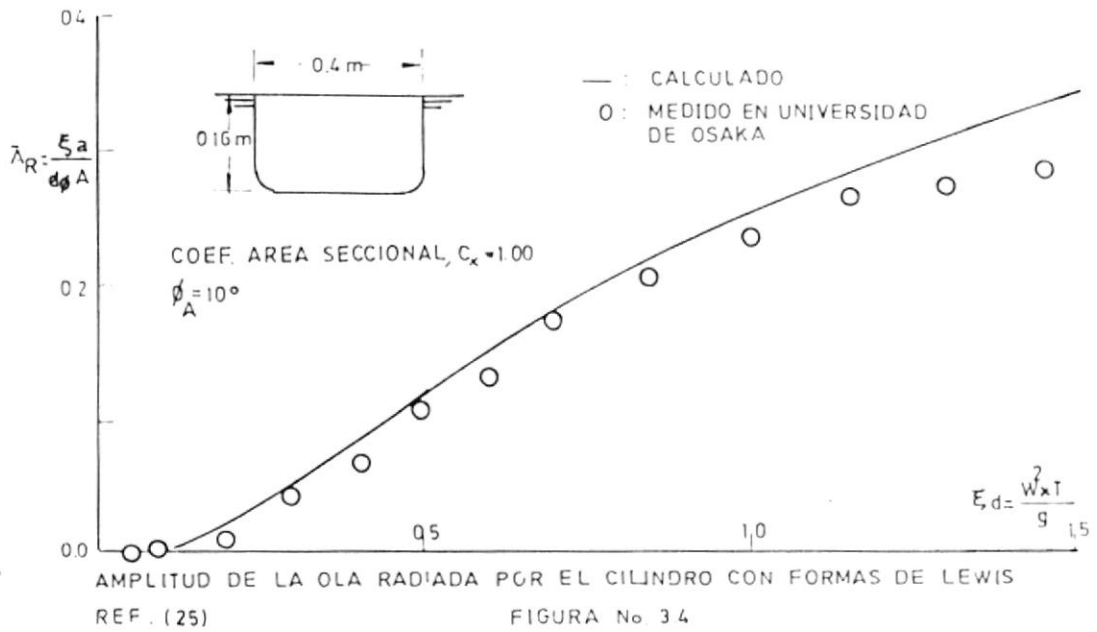


FIGURA No. 3.4

$$\zeta = V*w/g$$

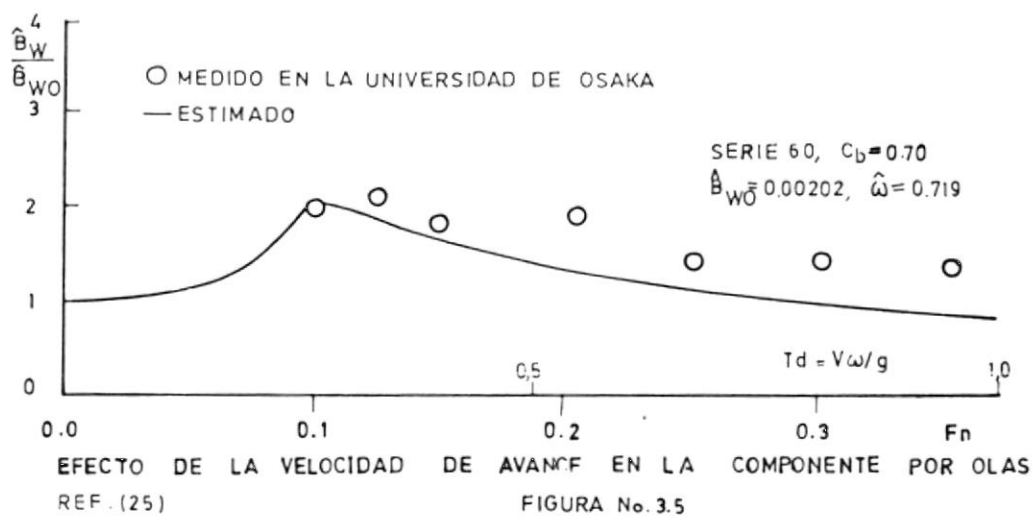
En la figura No.3.5 se muestra los resultados de los ensayos y se observa que existe un valor extremo para el amortiguamiento inducido por olas cerca del punto  $\zeta=1/4$ .

**Watanabe**, referencia (25), de sus estudios realizados concluyó que el amortiguamiento de rolido para el efecto debido a la sustentación del casco y a las olas, puede ser expresado mediante una suma de acuerdo a la siguiente expresión:

$$B_L + B_w = F(F_n, \zeta, \xi_d) \quad (3.16)$$

### 3.6. AMORTIGUAMIENTO POR QUILLAS DE BALANCE

El amortiguamiento por quillas de balance es definido como un incremento del amortiguamiento cuando estas son acopladas, por lo tanto incluye no únicamente el amortiguamiento de la quilla de balance en si mismo, sino también los efectos de las interacciones entre ella, el casco y las olas. El significado físico de esos efectos han sido clarificados en los trabajos de **Yuasa**, referencia (25).



### 3.6.1. AMORTIGUAMIENTO POR FUERZA NORMAL SOBRE LA QUILLA DE BALANCE

A velocidad de avance cero la fuerza inducida sobre los apéndices debido al movimiento de rolido está a  $90^\circ$  y la fuerza de arrastre resultante provee una contribución al amortiguamiento de rolido como se ilustra en la figura No.3.6.

Si la velocidad de rolido es  $d\phi/dt$  y el apéndice está localizado a un radio  $r$  (medido desde el CG hasta el centro del apéndice, el movimiento de rolido impartirá una velocidad angular dado por  $(d\phi/dt)*r$  al apéndice. La fuerza resultante de arrastre producida en el apéndice será:

$$F = D_A = C_D * (1/2) * \rho * ((d\phi/dt) * r)^2 * A_A \quad (3.17)$$

en donde  $C_D$  es el coeficiente de arrastre adimensional.

Según referencia (16), el coeficiente de amortiguamiento por fuerza normal sobre la quilla de balance está dado por:

$$B_{BKN} = (4 * C_D * \rho * \phi_A * w / (3 * \pi)) * (\sum A_A * r^3) \quad (3.18)$$

en donde la sumatoria se realiza sobre todo los apéndices (en este caso únicamente sobre la quilla de balance).

También se puede definir la fuerza de arrastre como:

$$F = (1/2) * \rho * C_D * A * V * |V| \quad (3.19)$$

donde A representa el área del cuerpo proyectada hacia el plano seccional normal a la dirección del movimiento y V la velocidad del movimiento. Aunque  $C_D$  se asume constante durante el movimiento especificado, su valor varía con el parámetro del período.

El arrastre debido a la quilla de balance puede ser expresado por la siguiente fórmula obtenida por **Ikeda**, referencia (25), cuyos resultados se visualizan en la figura No.3.7.

$$C_D = 22.5 * (b_{BK} / (\pi * r * \phi_A)) + 2.40 \quad (3.20)$$

A fin de obtener la fuerza normal de amortiguamiento producida por la quilla de balance en buques con pequeños radios de pantoque, es necesario considerar algunas modificaciones a las ecuaciones (3.19) y (3.20). **Ikeda**, referencia (25), asumió que el área, A, en (3.19) puede ser reemplazada mediante

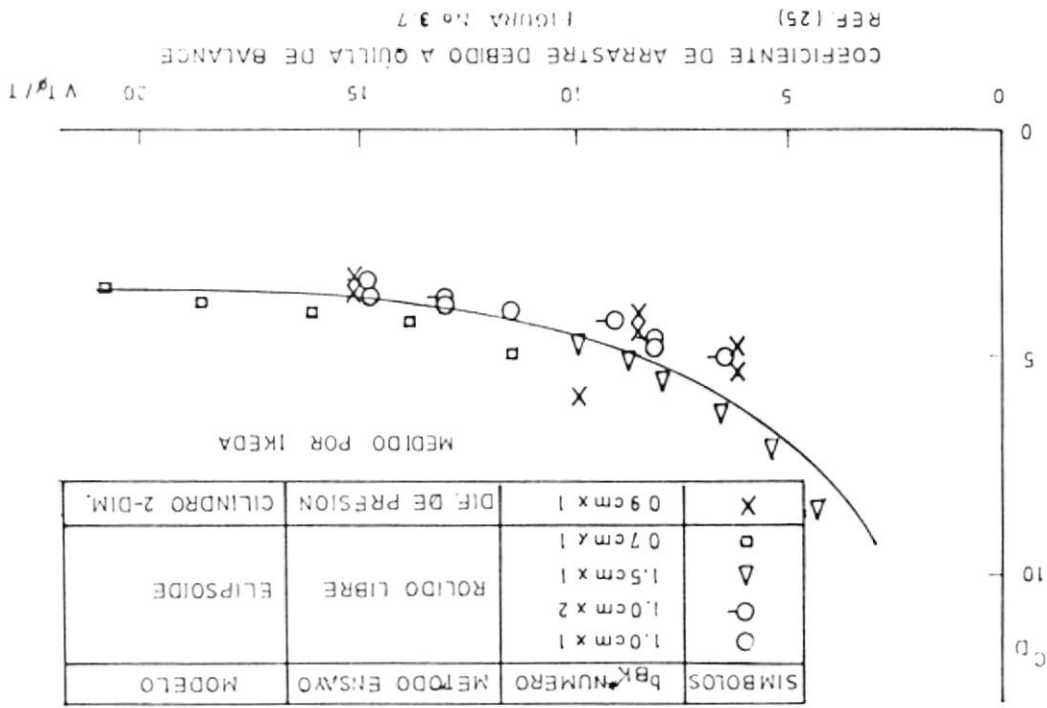
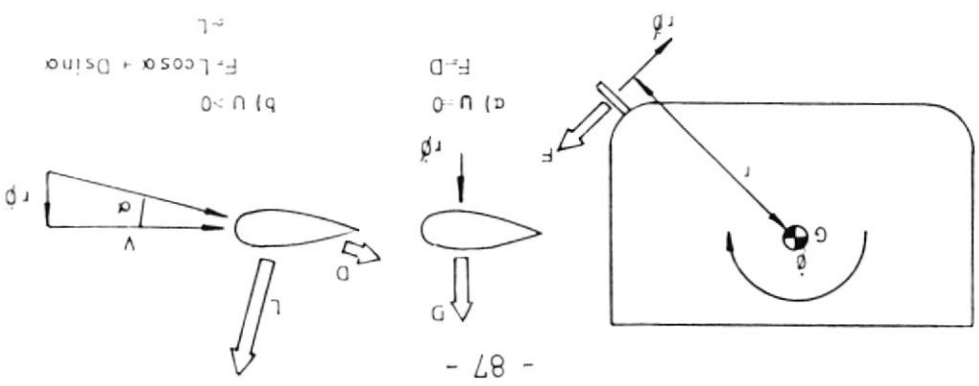


FIGURA No. 3.6  
AMORTIGUAMIENTO EN ROLIDO DEBIDO A SUPERFICIES DE SUSTENTACION





$b_{BK}$  por unidad de longitud y la velocidad deberá ser multiplicada por un coeficiente empírico  $f$  que representa el incremento de velocidad en la zona del pantoque. Luego el coeficiente de amortiguamiento toma la forma:

$$B'_{BKNo} = (8/3\pi) \rho r^2 b_{BK}^2 w f^2 \left( (22.5 / (\pi * f)) + (2.4 r \phi / b_{BK}) \right) \quad (3.21)$$

$$f = 1 + 0.3 * \exp(-160(1 - Cx)) \quad (3.22)$$

Por otro lado, en presencia de la velocidad de avance, es conocido del trabajo de Yuasa, referencia (25), que el valor de  $C_D$  de la quilla de balance decrece ligeramente. En su lugar, aparece el coeficiente de amortiguamiento lineal, debido al efecto por sustentación sobre la quilla de balance. Yuasa aplicó la aproximación de baja razón de aspecto lateral al caso de quillas de balance con el resultado de que el coeficiente de amortiguamiento debido a la fuerza normal que actúa sobre la quilla de balance puede ser expresado en la forma:

$$B_{BKN} = B_{BKNo} + (\pi/2) * \rho * b_{BK}^2 * r^2 * V \quad (3.23)$$

Aunque la disminución del amortiguamiento no lineal no se considera en (3.23), la contribución del

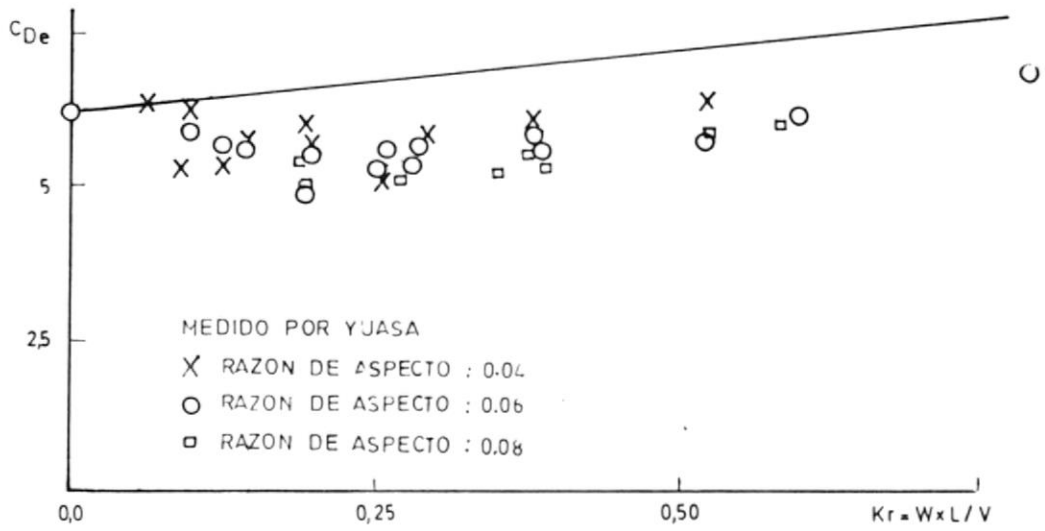
término lineal por sustentación concuerda con los resultados experimentales como se muestra en la figura No.3.8, en la cual la ordenada  $C_{D_e}$  representa un coeficiente equivalente lineal de arrastre de la quilla de balance.

### 3.6.2. AMORTIGUAMIENTO POR PRESION SOBRE EL CASCO DEBIDO A LA QUILLA DE BALANCE

Aunque esta componente puede ser considerada como parte del amortiguamiento por remolinos debido a la interacción entre las quillas de balance y el casco, es conveniente considerarla independiente a fin de obtener una fórmula de predicción. De acuerdo a los trabajos de Ikeda, referencia (25), la diferencia de presión en el casco con ó sin quillas de balance se estima como un efecto sobre éstas. La diferencia de presión sobre el casco,  $\delta p$ , puede ser definida, mediante analogía con el coeficiente de arrastre,  $C_D$ , para el caso del amortiguamiento por fuerza normal sobre las quillas de balance, es decir:

$$\delta p = C_p \cdot (1/2) \cdot \rho \cdot |v_0| \cdot v_0 \quad (3.24)$$

donde  $v_0$  representa la velocidad relativa instantánea en la región limitada por la quilla, la



EFFECTO DE LA VELOCIDAD DE AVANCE EN EL COEFICIENTE DE ARRASTRE DE LA QUILLA DE BALANCE  
REF. (25)

FIGURA No 38

cual puede ser asumida como  $v = f \cdot r \cdot \dot{\phi}$ , donde el coeficiente  $f$  corresponde a la expresión dada por (3.22). Se nota que en la expresión para la presión, ecuación (3.24), no incluye el término  $\rho \frac{\partial \phi}{\partial t}$  ( $\phi$  es el potencial de velocidad), puesto que este término tiene una pequeña contribución al amortiguamiento en la ausencia del efecto por superficie libre.

De acuerdo a los experimentos de Ikeda, Goda y Miyamoto, referencia (25), la distribución del coeficiente de la diferencia de presión,  $C_p$ , sobre el casco del buque, ecuación (3.24), toma la forma que se muestra en la figura No.3.9. La presión positiva,  $C_p^+$ , en la parte frontal de la quilla de balance no es afectada por el desplazamiento de su movimiento, mientras que el valor negativo,  $C_p^-$ , en la parte posterior de la quilla de balance y su extensión efectiva,  $S_0$ , alrededor del casco depende en gran parte del valor del período, al igual que el coeficiente de arrastre en la quilla de balance.

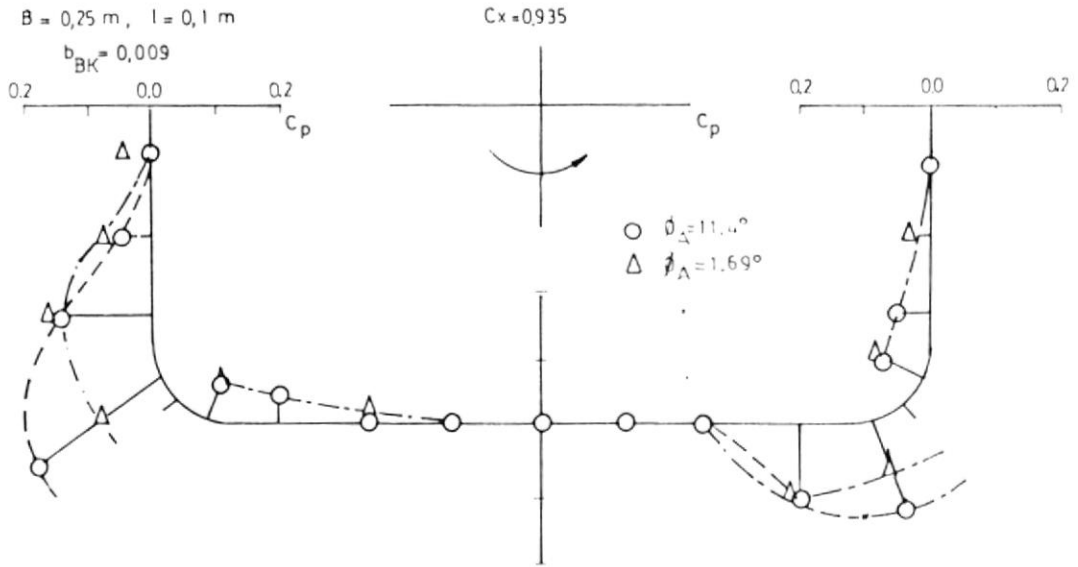
Ikeda hizo suposiciones sobre la forma de la distribución de  $C_p$  y sobre los valores de  $C_p^+$  y  $C_p^-$  para establecer una fórmula para el amortiguamiento debido a esta diferencia de presión, siendo ésta:

$$B_{BKHO} = (4/(3\pi)) * \rho * r^2 * T^2 * w * \theta_A * f^2 * I$$

$$I = (1/T^2) * \int C_p * l_o * ds \quad (3.25)$$

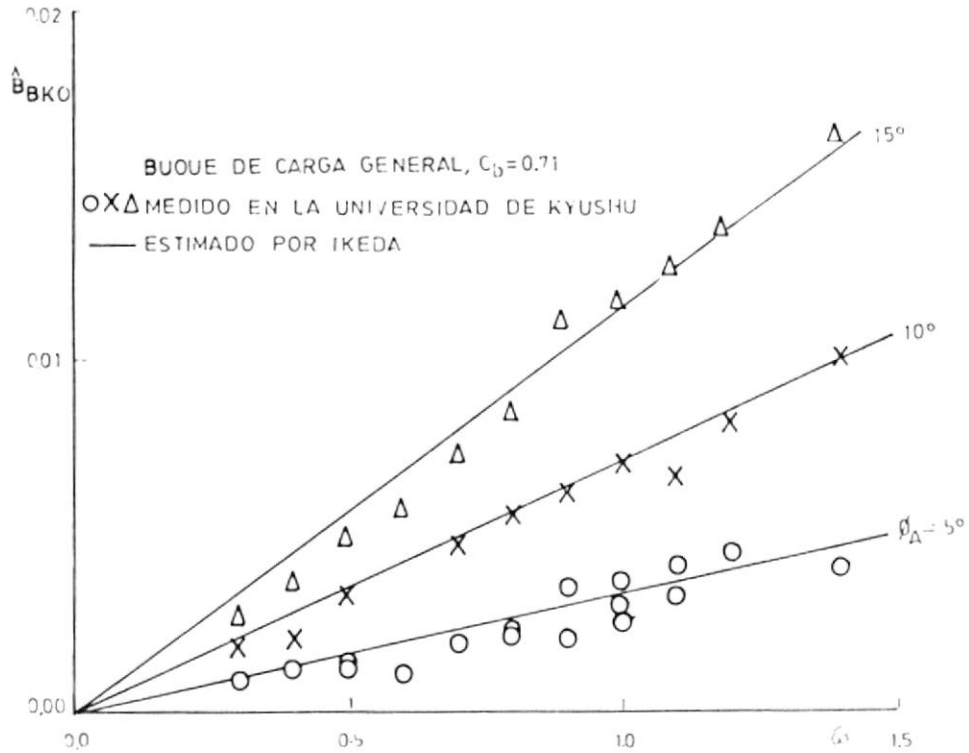
La integración de I debe ser efectuada alrededor de la región limitada por la quilla de balance con el integrando  $C_p$  multiplicado por el brazo del momento alrededor del eje de rotación. La expresión detallada se establece en el apéndice A. El valor de I puede ser determinado como una función de la forma del casco y del parámetro del período del movimiento. Por lo tanto incluye no solamente el término no lineal aparente de  $\theta_A$ , similar al determinado en la sección anterior, sino también los términos de mayor orden, como son la tercera y cuarta potencia de  $\theta_A$ , dado que su contribución es pequeña.

Dado que es difícil medir este componente separadamente, la predicción para el amortiguamiento total debido a las quillas de balance sin los efectos de las olas superficiales, esto es,  $B_{BKN}$  más  $B_{BKH}$ , pueden ser comparadas con resultados experimentales, como se muestra en la figura No.3.10. tomada de la referencia (25). La concordancia entre estos resultados es aceptable.



DISTRIBUCION DE LA PRESION EN EL CASO INDUCIDA POR LA QUILLA DE BALANZA

FIGURA No. 3, 9



EFFECTO DE LA QUILLA DE BALANZA EN EL COEFICIENTE DE AMORTIGUAMIENTO PARA UN NUMERO DE FROUDE IGUAL A CERO

REF. (25)

FIGURA No. 3, 10

### 3.6.3. AMORTIGUAMIENTO POR OLAS INDUCIDAS POR LA QUILLA DE BALANCE

Como un ejemplo del estudio de esta componente, se citará el tratamiento teórico de Hishida, referencia (25). La amplitud de las olas radiadas debido al movimiento de rolo en una barra cilíndrica de dos dimensiones es descrita mediante  $\zeta_H \cdot \cos(k \cdot y - w \cdot t)$  y el cambio cuando las quillas son instaladas por  $\zeta_{BK} \cdot \cos(k \cdot y - w \cdot t + \epsilon)$ , donde  $k$  representa el número de ola,  $w^2/g$ , y es el eje horizontal,  $t$  el tiempo y  $\epsilon$  el ángulo de desfase. Luego la amplitud  $\zeta_A$  de la ola resultante puede ser expresada en la forma:

$$\zeta_A^2 = \zeta_H^2 + \zeta_{BK}^2 + 2 \cdot \zeta_H \cdot \zeta_{BK} \cdot \cos(\epsilon) \quad (3.26)$$

De acuerdo a la conclusión de Hishida, a pesar de que el valor de  $\zeta_{BK}$  puede ser tan grande como el valor de  $\zeta_H$  en algunos casos, la magnitud de  $\zeta_A$  y por lo tanto del amortiguamiento puede no siempre incrementarse con la adición de quillas de balance debido a la diferencia de fase del sistema de olas.

Takaki, referencia (25) ha realizado cálculos de amortiguamiento con secciones similares a buques acoplados con quillas de balance. De los resultados,

mostrados en la figura No.3.11 se puede decir que la teoría lineal concuerda con los experimentos únicamente en el caso de pequeñas amplitudes de rolado. Así mismo existe una gran discrepancia en amplitudes grandes, lo cual probablemente se debe al efecto no lineal causado por el amortiguamiento debido a las olas.

### 3.7. PREDICCIÓN DEL AMORTIGUAMIENTO TOTAL

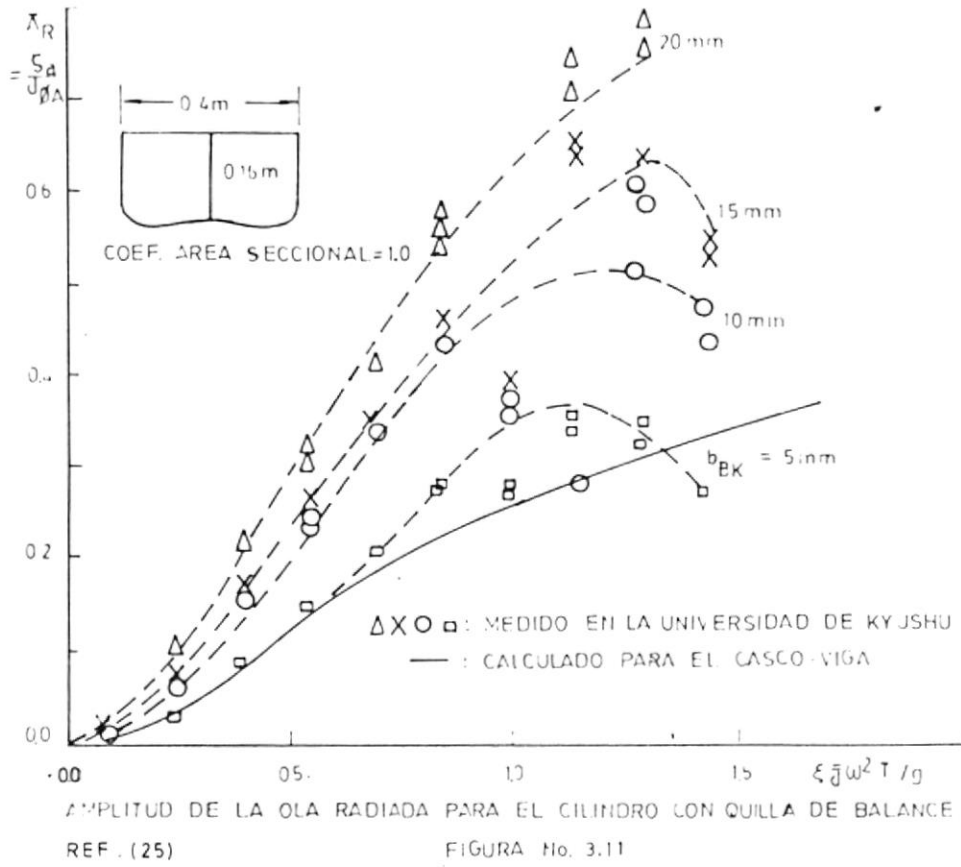
Los componentes de amortiguamiento que fueron introducidos en las secciones anteriores pueden ser sumados para dar el amortiguamiento total de rolado del barco. Reescribiendo las ecuaciones (3.1) y (3.2):

$$B_{\bullet} = B_F + B_E + B_L + B_W + B_{BK_N} + B_{BK_H} + B_{BK_W}$$

$$B_{\bullet} = B_F + B_E + B_L + B_W + B_{BK}$$

Además, se puede agregar la contribución de los apéndices a estas expresiones. Sin embargo, ninguno de los componentes individuales ha sido bien establecido para toda forma de casco. Vale notar que el concepto de dividir el amortiguamiento en estos componentes permite predecir el amortiguamiento de rolado del buque más razonablemente que los métodos simples.





Para el caso del buque sin velocidad, ya que solamente el término de sustentación,  $B_L$ , llega a ser cero, los otros términos son establecidos mediante la integración de valores seccionales a lo largo de la eslora del buque, como en el método de la rebanada. Por lo tanto se puede obtener la distribución longitudinal del amortiguamiento de rolo, para compararlo con los ensayos realizados en el modelo.

Sin embargo, en presencia de la velocidad de avance, la modificación de los componentes es realizado para todo el casco y no para cada sección. En este caso se puede obtener la distribución del amortiguamiento.

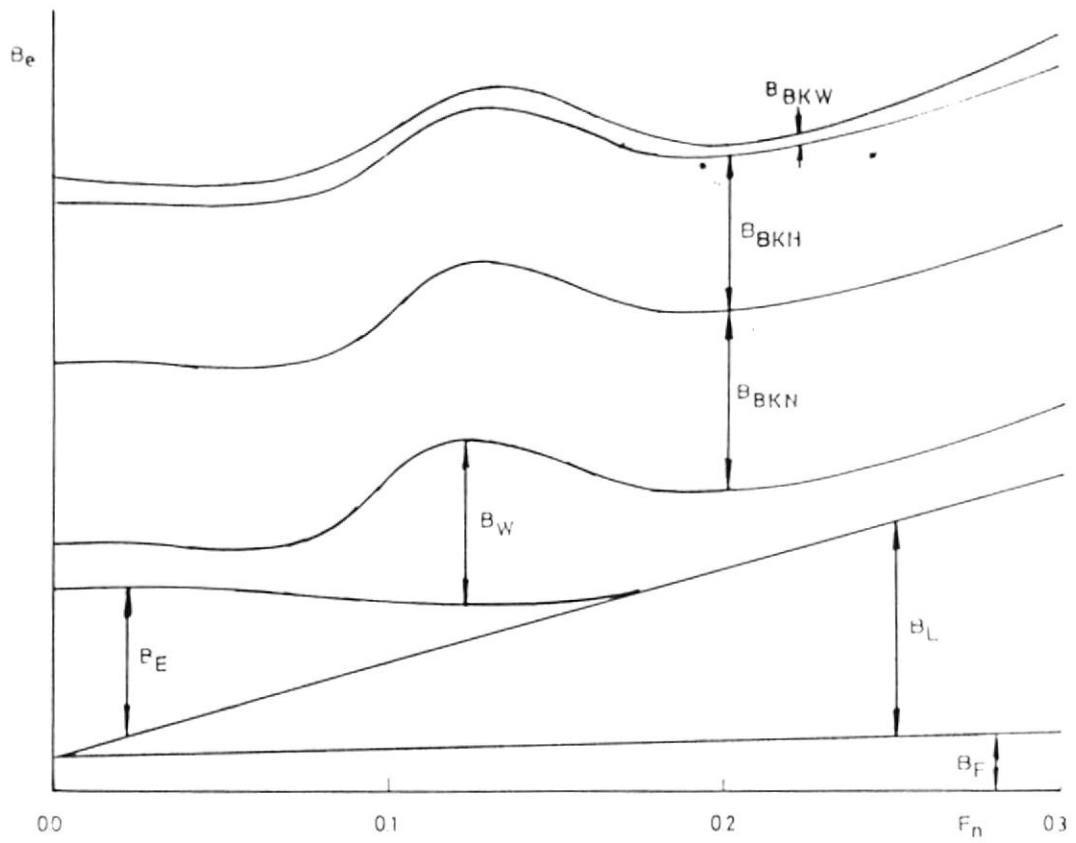
La comparación de estos componentes de amortiguamiento se muestran en los diagramas de las figura No.3.12 tomada de la referencia (25), con respecto a  $F_n$ , en la figura No.3.13 con la frecuencia  $w$ , y en la figura No.3.14 con la amplitud  $\phi_n$ . A pesar de que los amortiguamientos de quillas de balance son mostrados como prácticamente constantes en la figura No.3.12, la parte lineal se incrementa conforme  $F_n$  aumenta.

Se puede también ver en la figura No.3.14 que los amortiguamientos lineales consisten de  $B_L$ ,  $B_F$ ,  $B_W$  y  $B_{BKW}$ , así como partes de  $B_{BKN}$  y  $B_{BKH}$ . La parte no lineal en el coeficiente constante  $B_2$  incluye  $B_E$  y parte de  $B_{BK}$ . Los términos  $B_F$  y  $B_{BK}$  también dependen de la frecuencia como se muestra en la figura No.3.12, a pesar de que aparecen lineales con respecto a la amplitud.

El efecto de escala en el amortiguamiento de rolo es un problema importante. Los componentes de amortiguamiento considerados lineales como  $B_L$  y  $B_{BW}$  son independientes del efecto de escala. Por lo tanto, únicamente el amortiguamiento friccional sufre el efecto de escala.

La figura B.17a permite apreciar la curva del  $B_e$  adimensional Vs  $F_n$  para el caso del modelo del buque atunero con quilla de balance y una amplitud de rolo inicial de  $15^\circ$ . La figura B.17b es para el caso del buque camaronero sin quilla de balance y una amplitud inicial de  $15^\circ$ . Los valores de  $B_e$  adimensionales son obtenidos de la ejecución del programa DAMPING.FOR que se describe en el apéndice A.

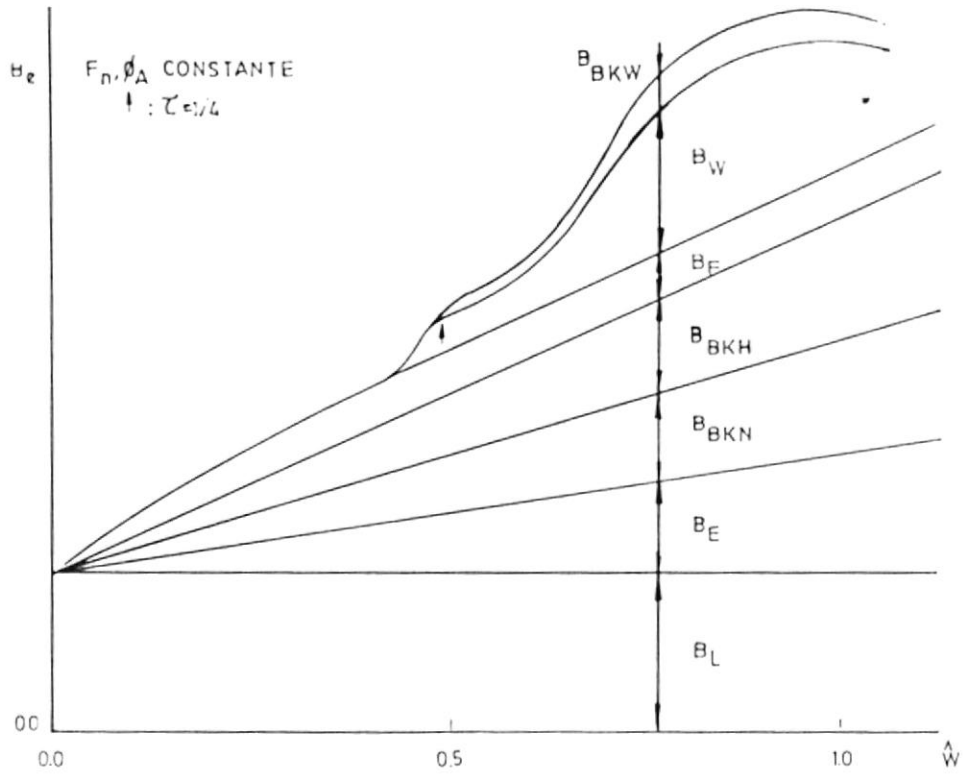
Para obtener los valores de  $B_e$  dimensionales se hace uso de la ecuación (2.11).



VISTA ESQUEMATICA DE LOS COMPONENTES DE AMORTIGUAMIENTO DE ROLIDO EN VELOCIDAD DE AVANCE

REF. (25)

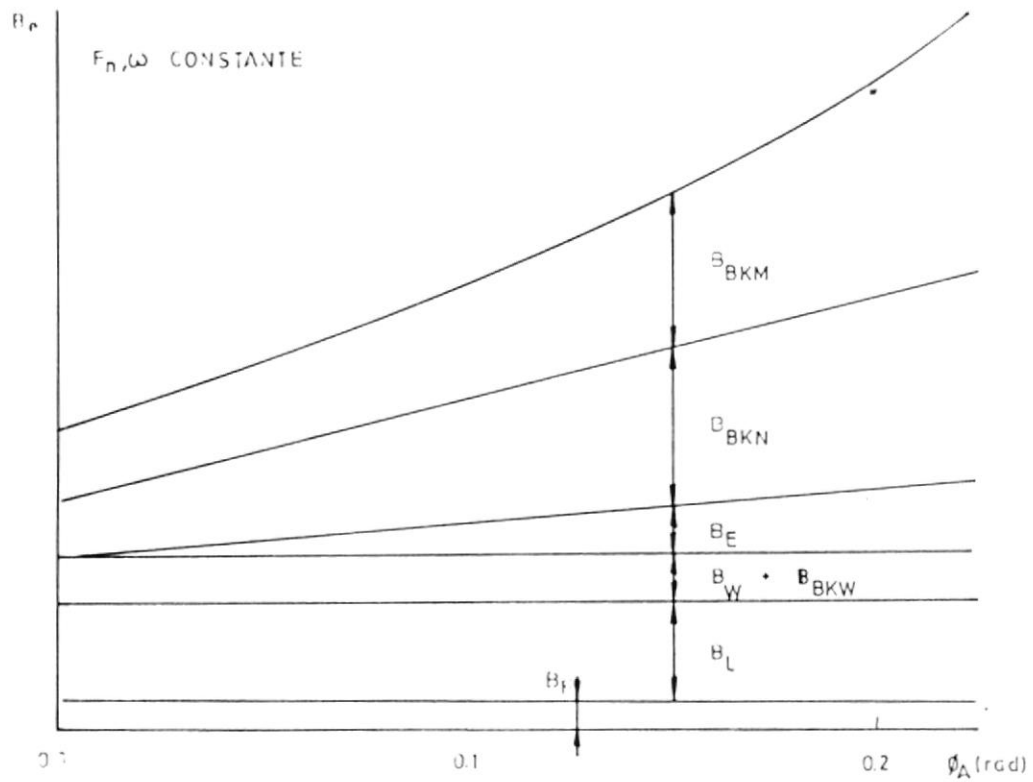
FIGURA No 3.12



EFFECTO DE LA FRECUENCIA DE ROLIDO EN LOS COMPONENTES DE AMORTIGUAMIENTO DE ROLIDO.

REF. (25)

FIGURA No 3 13



EFFECTO NO LINEAL DE LOS COMPONENTES DE AMORTIGUAMIENTO EN ROLIDO  
REF. (25) FIGURA No. 3.14

CAPITULO IV  
QUILLAS DE BALANCE

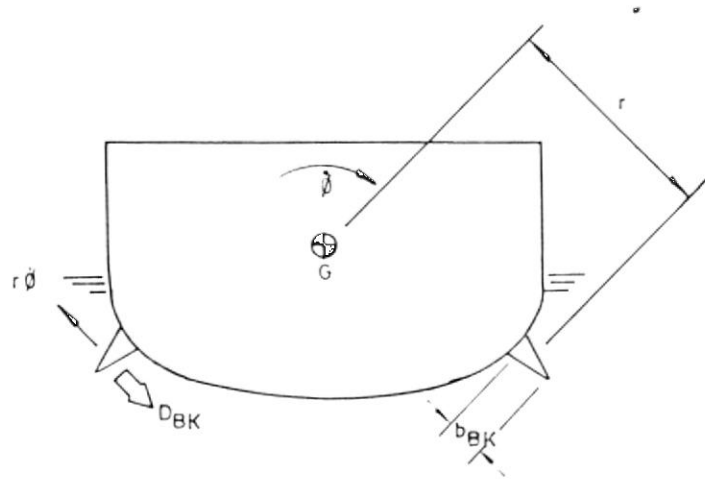
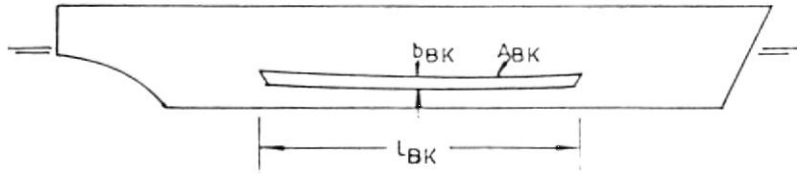
4.1. GENERALIDADES.- COEFICIENTE DE ARRASTRE

Como es de esperarse, en buques que normalmente operan en aguas no tranquilas el uso de ciertos apéndices se convierte en una desventaja para el buque que opera con los mismos en aguas tranquilas. Por lo que, a fin de hacerlos adecuados aún a costa de sacrificar cierta eficiencia del buque en condiciones normales de operación, estos deberán reubicarse o en su efecto modificar su forma.

A pesar del amplio uso de las aletas antirolido durante la década de los años 50, estos aún no brindan un adecuado amortiguamiento cuando el buque permanece estático o anclado. Esto hace que el diseñador busque la información sobre el mejor uso, dimensiones, forma y posición de apéndices pasivos (inertes) antirolido siendo uno de ellos, la quilla de balance.

Las quillas de balance son las formas más simples de dispositivos de estabilización para el movimiento de rolado, véase figura No.4.1.





SIMBOLOS EMPLEADOS EN LA QUILLA DE BALANCE  
FIGURA No 4.1

Generalmente, las quillas de balance se emplean en todo tipo de buques con propulsión propia a fin de disminuir el efecto de rolo.

Las quillas de balance son muy efectivas para la estabilización de rolo en cualquier velocidad de operación. Tienen la ventaja significativa que no tienen ninguna parte móvil y que no requieren mantenimiento más allá del que se le proporciona a la superficie del casco, pero tienen la desventaja de que aumentan la resistencia de la embarcación. Esta desventaja puede ser minimizada alineando cuidadosamente las quillas con el flujo de corriente alrededor del pantoque. El correcto alineamiento deberá ser obtenido a la velocidad de servicio.

Las quillas de balance trabajan mediante la generación de fuerzas de arrastre las cuales se oponen al movimiento de rolo del buque. Este mecanismo es similar al mostrado para los apéndices a velocidad cero, figura No.3.6.

El momento de amortiguamiento de rolo para una quilla de balance está dado por la ecuación (3.17) multiplicada por el radio  $r$  y el coeficiente de amortiguamiento equivalente linealizado, debido a las

quillas de balance por la ecuación (3.18). Esto permite determinar valores apropiados para el coeficiente de arrastre,  $C_D$ , para las quillas de balance. El coeficiente de arrastre puede ser calculado haciendo uso de la figura No.4.2. El coeficiente de arrastre está en función de una relación de aspecto equivalente:

$$a_{BK} = 2 * l_{BK} / b_{BK} \quad (4.1)$$

y del parámetro adimensional del radio de la quilla de balance  $r'$ , dado por:

$$r' = r_{BK} * \theta_A / (A_{BK})^{1/2} \quad (4.2)$$

El resultado puede ser expresado en la forma:

$$C_D = 0.849 * ((I/r') * (1 - \exp(-K * r')) + J) \quad (4.3)$$

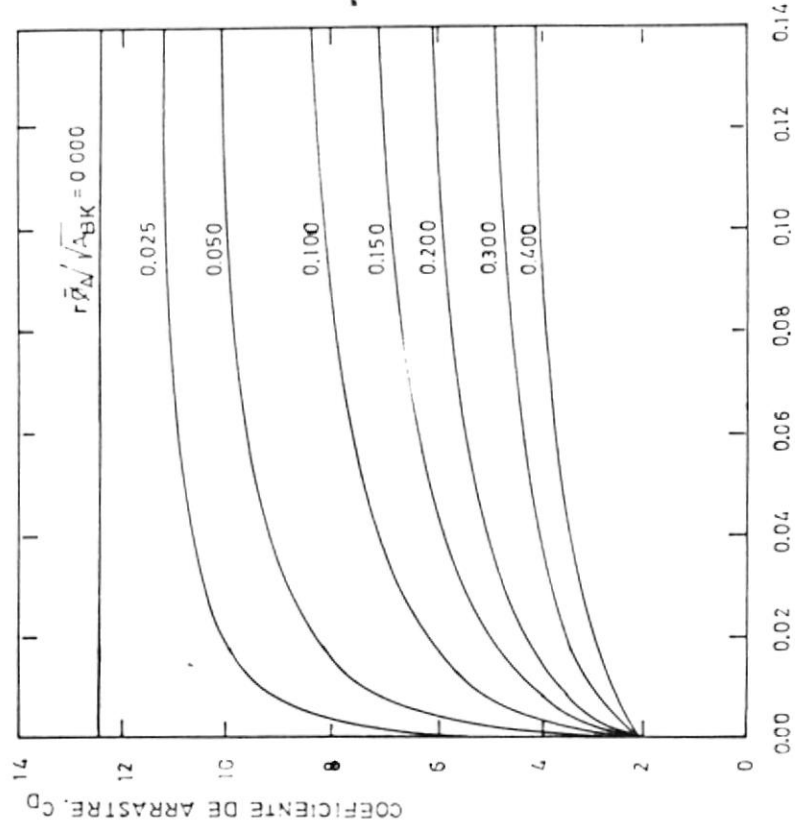
donde:

$$I = ((14.66 - J) / K) * (2 / a_{BK})^{1/2} \quad (4.4)$$

$$J = 2.37 - 5.33 * a_{BK} + 10.35 * a_{BK}^2 \quad (4.5)$$

$$K = (2 * a_{BK})^{1/2} / ((14.66 - J) * (0.109 - 0.208 * a_{BK})) \quad (4.6)$$

La figura No.4.2 muestra los beneficios del incremento de la relación de aspecto de la quilla de



RAZON DE ASPECTO EQUIVALENTE.  $\alpha_{BK}$   
COEFICIENTES DE ARRASTRE DE QUILLAS DE  
BALANCE.

FIGURA No 4.7

balance para una área de quilla dada. En otras palabras, una quilla de balance corta y ancha es mucho más efectiva que una larga y angosta.

#### 4.2. SELECCION DE LA POSICION, TIPO Y NUMERO

El primer paso en el diseño de quillas de balance es determinar si son o no necesarias. En caso de serlas, determinar cuales son las condiciones de operación y para que van a ser empleadas.

Asumiendo que se selecciona un tipo de quilla de balance, el próximo paso es determinar sus dimensiones y su ubicación en el casco. El área total está determinada por el grado esperado de amortiguamiento de rolido. Un casco de sección transversal circular, como en el caso de los submarinos, requieren un gran amortiguamiento proporcionado por las quillas mientras que un buque de sección transversal rectangular requiere un menor grado de amortiguamiento. Así mismo, el uso de quillas antirolido involucran un aumento de la resistencia por apéndice. La mejor ubicación transversal para las quillas de balance está en la esquina del pantoque entre el costado y el fondo o en el sitio que tiene mayor radio con respecto al eje de

rolido. La posición deberá asegurar que la quilla de balance permanezca siempre sumergida.

Una primera aproximación para su ubicación consiste en dibujar en el plano del cuerpo del buque una diagonal que vaya desde el eje de rolido hasta el punto en el cual el trazado de la diagonal sobre la sección media sea máximo.

Otra condición consiste en que la diagonal forme un ángulo con la tangente al casco en un valor no menor a  $80^\circ$ . El ángulo se considera formado con el casco, no con la horizontal.

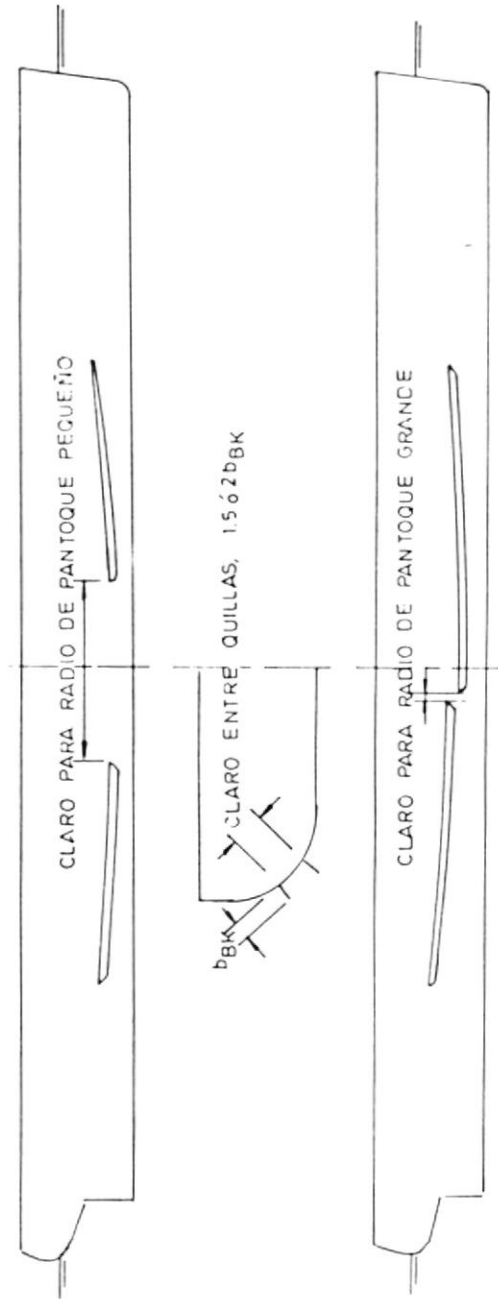
Para conseguir que los efectos de presión y fricción sean mínimos, la quilla deberá ubicarse a lo largo de las líneas de flujo. Ello forma un flujo de líneas de corriente diagonal y paralelas a las líneas de flujo con respecto al casco del buque en toda la zona en que se extiende la quilla.

Estas líneas de flujo cambian de posición y forma en buques que se mueven a gran velocidad debido a la influencia del perfil de la superficie de ola, por lo que es necesario indicar el flujo a una velocidad determinada.

En el caso de buques de sección media rectangular que se mueven a baja velocidad, puede asumirse que el flujo es paralelo en la esquina de la quilla, es decir, en aquella región donde la diagonal trazada corresponde a 0.9 o más de la diagonal máxima trazada desde la quilla hasta la sección media del buque. Sin embargo, es preferible revisar los trazos de líneas de flujo en el modelo, siendo aconsejable para ello emplear alfileres como senaladores que se extenderán como mínimo en el 90 % del ancho de la quilla.

Ocasionalmente sucede que, cuando se selecciona la sección media del buque como punto óptimo de ubicación de la quilla, esta se ubica con un extremo muy cercano a la superficie del agua y el otro extremo cercano al fondo del buque. Por lo que su correcta ubicación será aquella que presente la mayor eficiencia para su función. Las quillas pueden ser continuas o en tramos dependiendo de la longitud del buque tal como se muestra en la figura No.4.3.

En el caso de usarse quillas de balance por tramos estas serán ubicadas a lo largo del buque con un claro mínimo entre ellas de seis veces el ancho de la quilla. Así mismo, en el caso de buques de gran



DISPOSICION LONGITUDINAL CON CLAROS DE QUILLAS DE BALANCE

FIGURA No 4.3



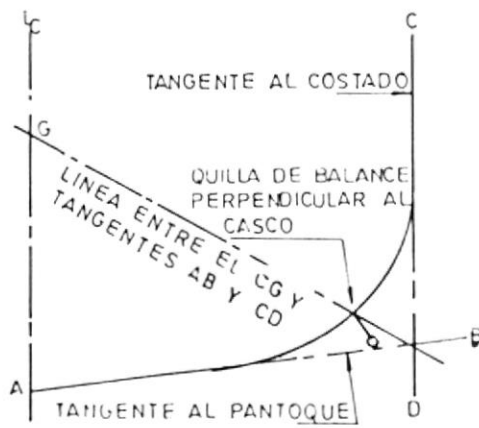
cuerpo medio podrá usarse quillas de balance con una disposición similar a la que se muestra en la figura No.4.3 donde la separación vertical entre ellas será igual a 1.5 o 2 veces el ancho de la quilla.

#### 4.3. EXTENSION Y AREA

Habiéndose determinado la posición adecuada de la quilla de balance, se selecciona una porción exterior de la diagonal indicada por K en la figura No.4.4a formándose un ángulo de  $100^\circ$  a  $120^\circ$  entre las dos tangentes adyacentes al casco. La distancia entre el punto K y el casco proporciona un ancho práctico e hidrodinámico de la quilla. El ancho máximo corresponde a una sección semicircular del orden de  $0.302*(B/2)$  para un ángulo de  $100^\circ$  y de  $0.514*(B/2)$  para un ángulo de  $120^\circ$  según la referencia (18).

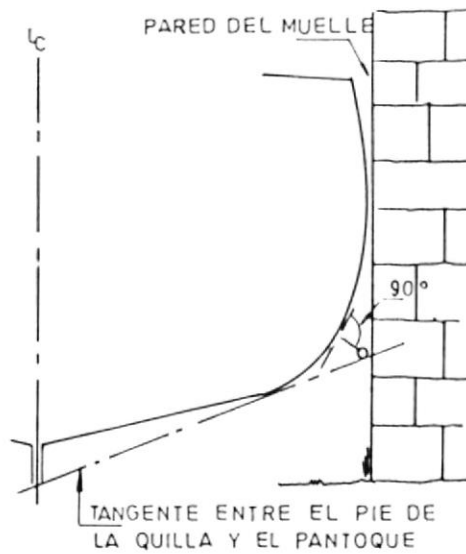
La longitud de la quilla se determina a partir del área requerida y asumiendo que el ancho promedio ya ha sido determinado.

También se puede variar la inclinación del plano medio de la quilla de balance con respecto a la horizontal para conseguir un moderado flujo de



DISEÑO DE LA QUILLA DE BALANCE  
DIAGRAMA EN LA SECCION MEDIA

FIGURA No 4.4 a



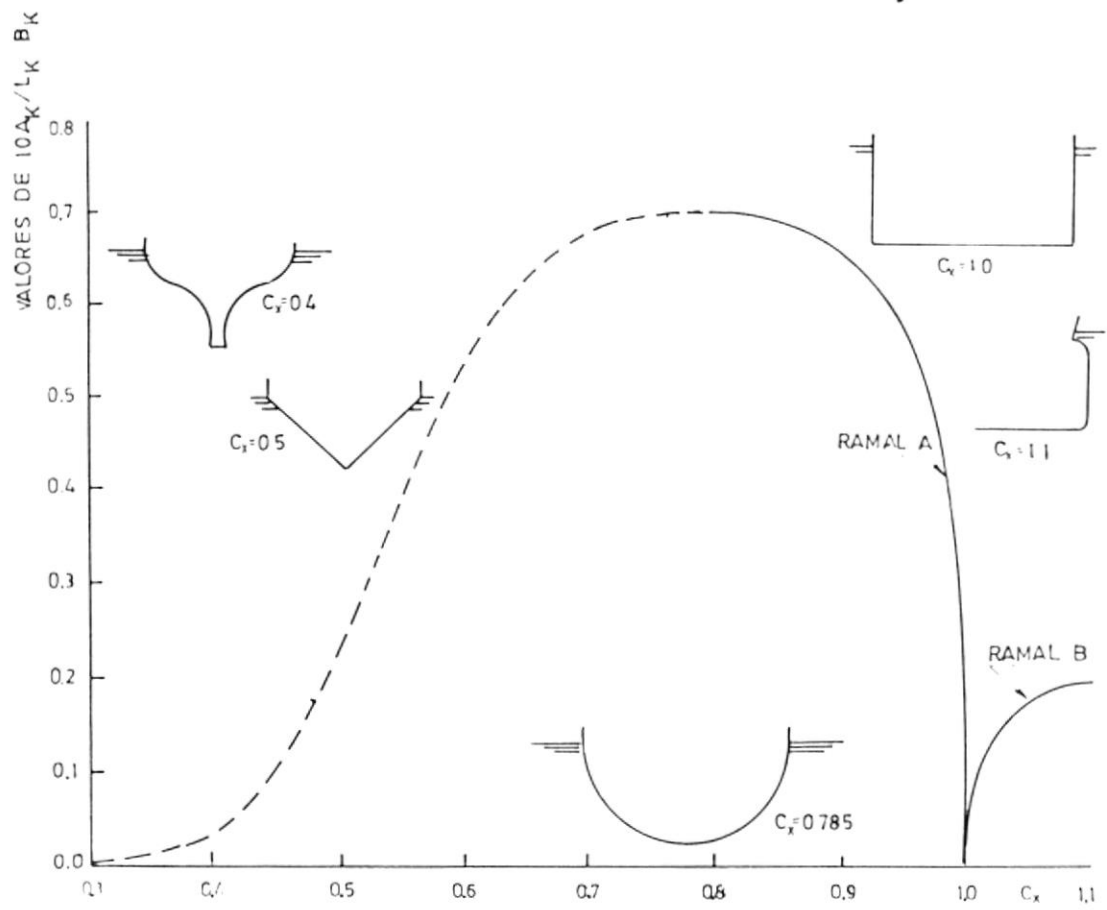
UBICACION TRANSVERSAL DE LA QUILLA DE  
BALANCE.

FIGURA No 4.4 b

líneas de corriente. El ancho adecuado de la quilla de balance deberá ser tal que cuando el buque entre al muelle o al dique las paredes de estos no tengan contacto con ella.

Como una primera aproximación a la determinación del área y posición adecuada, en la figura No.4.5 tomada de la referencia (18), se muestra valores de la razón adimensional  $10 \cdot A_{BK} / (L \cdot T)$  en base al máximo coeficiente de la sección media del buque,  $C_m$ .

Del gráfico se observa que la razón del área de la quilla de balance disminuye para valores de  $C_m$  bajo 0.785, con un valor máximo correspondiente a una sección semicircular, lo cual resulta evidente ya que este tipo de sección transversal de cascos requiere mayor amortiguamiento que para el caso de cascos con fondo en V. Es decir que, en buques de sección transversal semicircular el valor de  $C_m$  se halla en la vecindad de 0.785 y el uso de quillas de balance es indispensable. Sin embargo, de estudios realizados se determina que un valor de 0.7 para la razón  $10 \cdot A_{BK} / (L \cdot T)$  resulta muy grande aún para alcanzar el máximo amortiguamiento. Así mismo, el uso de quillas de balance para un rango de valores de



CURVA PARA DETERMINAR EL AREA DE QUILLA DE BALANCE

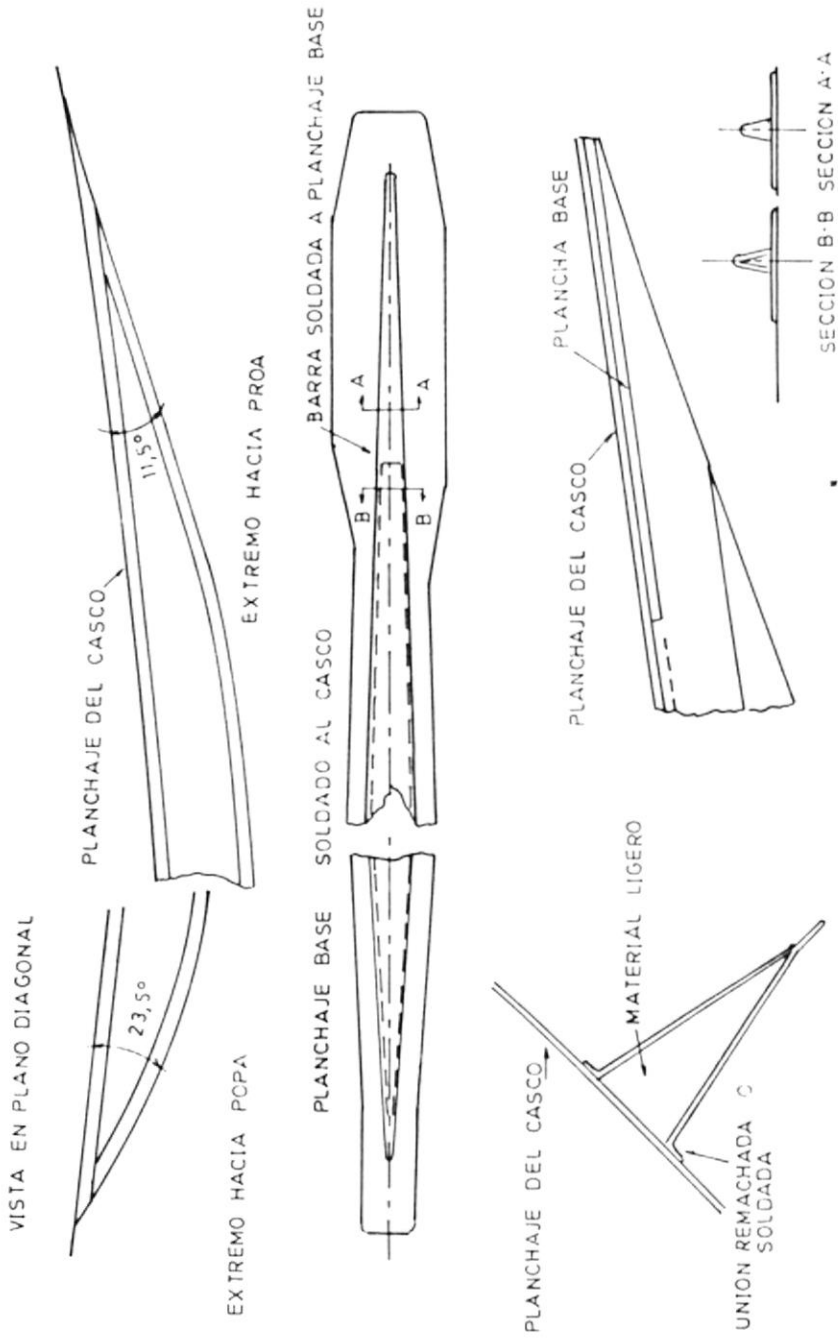
FIGURA No 4.5

$C_m$  entre 0.95 a 1.0 también es aconsejable. Cuando el valor de  $C_m$  es igual a 1.0 (véase figura No 4.5) se prefiere que las esquinas de la quilla de balance correspondan a esquinas puntiagudas, sin embargo, el uso de quillas de balance en secciones rectangulares muchas veces no se justifica ya que del gráfico en cuestión se observa que la razón de área para este caso es cercana a cero.

#### 4.4. CONSIDERACIONES ESTRUCTURALES PARA EL DISEÑO

Las quillas de balance antirolido se consideran como parte de los miembros longitudinales que conforman la estructura del buque y debido a su mínima sección transversal sobre todo en la parte que se une al casco da lugar a un notable incremento de las fuerzas de corte ya que tanto la quilla como el casco están sujetos a esfuerzos de tensión y compresión, de aquí que se recomienda que el ángulo formado entre el extremo de la quilla y el casco se proyecte convenientemente, véase la figura No.4.6.

Debido a que la sección de la quilla de balance varía, en su unión con el planchaje del casco se forma concentración de fuerzas de corte por lo que



ARREGLO ESTRUCTURAL DE LA QUILLA DE BALANCE  
FIGURA No 4.6

deberá asegurarse un ángulo adecuado en esta unión, véase figura No.4.6.

La sección transversal de la quilla de balance deberá ser relativamente delgada y terminada en punta. En el caso de que la quilla de balance necesite de refuerzo lateral, se utiliza una varilla de sección transversal redonda, aunque es de preferible usar como quilla de balance una viga en I. Sin embargo esta construcción da lugar a un incremento de la resistencia por fricción; de aquí que es conveniente realizar un estudio preliminar del flujo en el modelo y así seleccionar la quilla de balance adecuada.

Indudablemente las quillas de balance de sección transversal triangular poseen una mayor rigidez estructural frente a las quillas de sección transversal plana. Sin embargo, estas se usan cuando su peso no es un parámetro de importancia. La sección transversal corresponde a un triángulo de ángulos agudos con uno de sus ángulos no mayor a  $15^\circ$ , sin sacrificar por ello alguna de las cualidades de amortiguamiento. En el caso de buques grandes que poseen un excesivo movimiento de rolado la base de la

quilla de balance normalmente se toma como 0.4 o más del ancho de la quilla de balance.

Debido a que las quillas de balance generalmente están expuestas a grandes cargas cíclicas requieren una estructura especial a fin de asegurar largos períodos de servicio aún en condiciones extremas de operación del buque y, en el caso de buques que se mueven a grandes velocidades se sugiere que la parte hacia proa se construya de mayor escantillonado que el resto de la quilla. Además, la unión de la quilla al casco deberá ser rígida a fin de asegurar que la quilla soporte sobrecargas.

La unión de la base de la quilla de balance al casco deberá ser lo más rígida posible que los otros lados o porciones de la quilla a la base. Esto permitirá asegurar que si la quilla está sobrecargada de alguna manera, la unión con el casco permanezca intacta.

#### 4.5. DIMENSIONAMIENTO PRELIMINAR

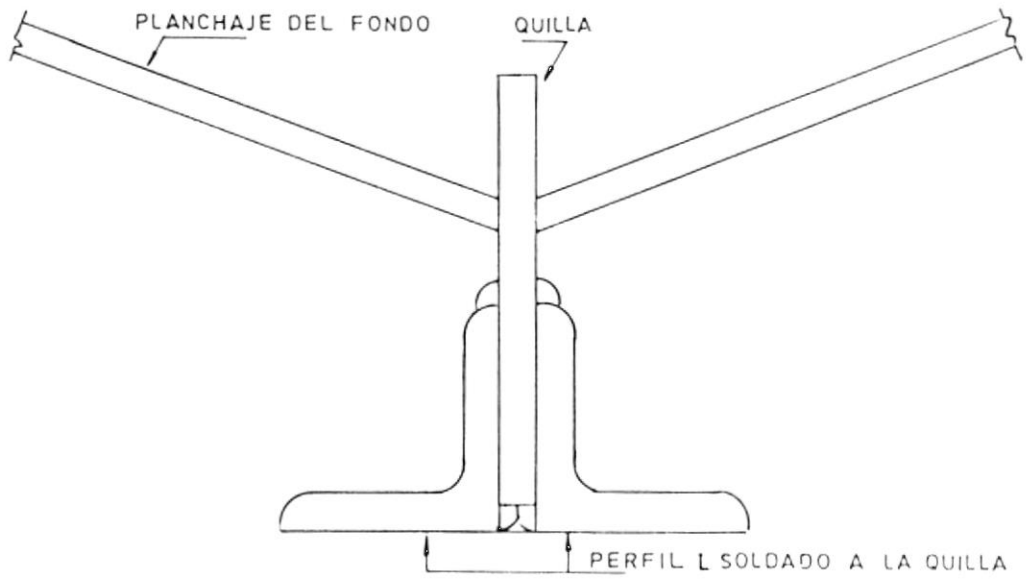
Normalmente, las quillas de balance tienen una longitud igual a la tercera parte de la eslora del buque. Para embarcaciones cuya eslora se halla en un



rango de 9.00 a 15.00 m, según la referencia (18), el ancho de la quilla de balance, se halla entre 18.0 a 31.0 cm y su ubicación más adecuada es a un tercio de la eslora desde la proa del buque y se recomienda que su unión con el casco sea perpendicular; así como su posición se determina mediante la intersección de las tangentes trazadas desde el fondo y costado del casco respectivamente con la línea que parte del CG del buque y el punto de intersección de estas dos tangentes, véase figuras No.4.4a y No.4.4b.

Otra modalidad de quilla de balance corresponde a la quilla que se extiende a lo largo del fondo del buque cuya disposición se muestra en la figura No.4.7. Como puede observarse ella corresponde a dos angulares soldados a la quilla del buque y aunque su efecto es menor que el de una quilla de balance ubicada lateralmente disminuye un poco el efecto de rolado sobre todo cuando el ángulo de rolado es pequeño (menor a  $15^\circ$ ).

A continuación se detalla las dimensiones preliminares de las quillas de balance para cada modelo.



QUILLA DE BALANCE TIPO 'PESTAÑA'

FIGURA No. 4.7

Modelo	Cm	LT/10 (m <sup>2</sup> )	10A <sub>BK</sub> /LT	A <sub>BK5</sub> (m <sup>2</sup> )	l <sub>BK5</sub> (m)	l <sub>BK6</sub> (cm)	b <sub>BK5</sub> (m)	b <sub>BK6</sub> (cm)
1	0.688	2.8496	0.646	0.838	4.990	49.7	0.165	1.60
2	0.805	6.8544	0.700	2.377	8.490	69.3	0.280	2.30
3	0.750	4.8700	0.700	1.577	6.917	69.2	0.228	2.30

**Dimensiones Preliminares de las Quillas de Balance**

- 1: Lancha de Pesca Artesanal
- 2: Pesquero Atunero
- 3: Pesquero Camaronero

## CAPITULO V

### ANALISIS EXPERIMENTAL

#### 5.1. GENERALIDADES

Aunque los experimentos para comportamiento marinerio pueden ser realizados en un buque determinado de forma ordinaria, no es posible hacer un análisis sistemático de la influencia de los diversos parámetros y condiciones de oleaje en las características de comportamiento marinerio únicamente por medios experimentales.

Resulta costoso realizar ensayos a escala natural para propósitos de diseño, además, no siempre están presentes las condiciones extremas del mar y, cuando ello se da pueden producirse considerables danos. Más aún, los datos a escala natural pueden ser usados solamente para embarcaciones similares a las probadas. Además, las predicciones analíticas de las características de comportamiento marinerio no son aplicables a buques de formas no convencionales.

La no linealidad de las respuestas puede ser debida al avance del modelo a excesiva velocidad, a la forma de predecir el comportamiento en mares severos o a la alta amplitud de oscilación.

Por otra parte, las respuestas de los movimientos en mares tranquilos pueden ser en gran parte no lineal si al modelo se fija un gran bulbo. Así mismo, para predecir las respuestas extremas en un mar irregular, las funciones de transferencia deberán ser obtenidas a partir de ensayos en modelos sometidos a olas irregulares.

La experimentación sobre comportamiento marineró ha llegado a tener una práctica normalizada en la evaluación de diversas características de comportamiento marineró.

Para realizar los experimentos sobre comportamiento marineró es necesario disponer de:

1. Facilidades e instrumentación.
2. Técnicas de pruebas.
3. Aplicabilidad de la teoría disponible.
4. Efectos de escala y comparación de las pruebas entre el modelo y el buque prototipo.

## 5.2. ENSAYOS SOBRE COMPORTAMIENTO MARINERO

Para predecir los movimientos del buque a partir de ensayos en modelos, es necesario obtener una similitud estática y dinámica entre el buque y el modelo. Para medir los movimientos, la forma del casco del modelo deberá ser geoméricamente similar a la del buque prototipo, esto es, la razón de las dimensiones lineales correspondientes, conocida como factor de escala,  $\lambda$ , debe ser constante.

$$L_{\bullet}/L_m = B_{\bullet}/B_m = T_{\bullet}/T_m = \lambda \quad (5.1)$$

En lo sucesivo, el subíndice " $\bullet$ " se referirá a los datos para el buque prototipo, mientras que el subíndice " $m$ " se lo usará para el modelo.

La preparación estática del modelo consiste en establecer la distribución de pesos correspondiente a la del buque prototipo. En otras palabras, la razón de las masas de las secciones homólogas del buque prototipo con la del modelo deberán ser el cubo de la razón de escala. Las relaciones de escala gobernadas por la Ley de Froude, la cual considera solamente la inercia y fuerza de gravedad, son dadas en la tabla II. Aunque la Ley de Froude no satisface las leyes de escala concernientes a

compresibilidad del fluido, viscosidad, tensión superficial, entre otros factores, los efectos de éstos son insignificantes en cuanto concierne a las características sobre el comportamiento marineró.

Con respecto a tener la distribución de pesos en el modelo, deberán ser satisfechas las siguientes condiciones:

1. Peso total o desplazamiento.
2. Posición longitudinal del CG.
3. Radio de giro.
4. Primer momento de peso.

Haciendo uso de los cálculos hidrostáticos referidos a la condición de máxima carga, figuras No B.7, B.8 y B.9, el modelo deberá ser lastrado hasta concordar con el peso del buque prototipo.

#### 5.2.1. LEY DE FROUDE

La relación de escala entre el modelo y el buque prototipo para la similaridad dinámica y estática se muestran en la tabla II, donde  $\lambda$  es la razón entre la longitud del prototipo a la del modelo y  $c$  es la razón de la densidad del prototipo a la del modelo.

Parámetro	Buque Prototipo	Modelo
Eslora	L	$L/\lambda$
Densidad	$\rho$	$\rho/c$
Tiempo	t	$t/\lambda^{1/2}$
Masa	m	$m/(c*\lambda^3)$
Velocidad	V	$V/\lambda^{1/2}$
Aceleración	a	a
Fuerza	F	$F/(c*\lambda^3)$
Momento	M	$M/(c*\lambda^4)$
Presión	p	$p/c$
Frecuencia	w	$w*\lambda^{1/2}$

Relación de Escala entre el Modelo y el Buque Prototipo  
Tabla II

En los cálculos que se muestran en el apéndice B se asume que la densidad en que opera el buque prototipo es igual a la del modelo, es decir,  $c = 1$ .

Todas las pruebas a realizarse serán efectuadas en la condición de máxima carga y a velocidad de avance cero.

### 5.2.2. DETERMINACION DEL CENTRO DE GRAVEDAD Y DE LA ALTURA METACENTRICA

El CG del modelo deberá ser determinado considerando el correspondiente CG del buque prototipo. Las posiciones del CG, tanto en el buque como en el modelo, son medidas desde el mismo eje seleccionado como referencia para ambos. La posición longitudinal del CG del modelo puede ser determinada



pesando el modelo en una balanza como se muestra en la figura No.5.1, donde el extremo de popa del modelo se coloca sobre un punto de apoyo mientras que el extremo de proa se coloca en el apoyo localizado sobre la balanza. Si se designa por  $l$  la distancia entre los apoyos;  $x$ , la distancia desde el CG del modelo hasta el eje de apoyo de popa; y  $p$ , la fuerza del modelo sobre la balanza, la cual se determina con la lectura del peso, se tiene:

$$\Delta * x = p * l$$

$$x = p * l / \Delta \quad (5.2)$$

La posición vertical del CG del modelo se determina mediante el experimento de inclinación. Trasladando un peso a lo largo de la cubierta del modelo se produce un momento de escora, dado por:  $p * d$  (donde  $p$  es el peso y  $d$  la distancia del peso trasladado), y por tanto se determina el ángulo de escora,  $\emptyset$ . La altura metacéntrica transversal inicial se determina a partir de:

$$GM_{Ti} = p * d / (\Delta * \tan(\emptyset)) \quad (5.3)$$

La variación de la posición vertical del CG debido al efecto de superficie libre, se determina

conociendo la distribución del buque prototipo, referencia (8). La fórmula a emplearse para tal efecto es:

$$GG_{\downarrow} = l \cdot b^3 \cdot \rho / (12 \cdot \nabla \cdot \gamma) \quad (5.4)$$

donde  $l$  y  $b$  representan el largo y ancho de cada tanque, respectivamente; y  $\rho$  la densidad del fluido presente.

entonces:

$$GM_{Tf} = GM_{Ti} - GG_{\downarrow} \quad (5.5)$$

La ubicación vertical del CG se determina mediante:

$$KG = KM_T - GM_T = KB + BM_T - GM_{Tf} \quad (5.6)$$

donde el valor para el radio metacéntrico transversal,  $KM_T$ , se determina a partir de los cálculos hidrostáticos del buque prototipo, referencia (14).

### 5.2.3. DETERMINACION DEL RADIO DE GIRO

#### METODO PIVOTAL

Considerando un péndulo físico con distribución de masa continua, figura No.5.2, se tiene:

$$\sin(\vartheta) = GK/a$$

$$GK = a \cdot \sin(\vartheta)$$

El péndulo está sujeto a dos fuerzas externas: 1) la fuerza gravitacional y 2) la fuerza de contacto en el eje A. Cuando se considera el momento alrededor de A, solamente la fuerza gravitacional contribuye al mismo, siendo este:

$$W \cdot a \cdot \sin(\vartheta) = M \cdot g \cdot a \cdot \sin(\vartheta)$$

Si el momento de inercia del péndulo se designa por  $I$ , la tasa de cambio del momento angular alrededor de A es:

$$I \cdot \frac{dw}{dt} = I \cdot \left( \frac{d^2\vartheta}{dt^2} \right) = - M \cdot g \cdot a \cdot \sin(\vartheta)$$

Como en el caso de péndulo simple, se restringe la ecuación anterior, para el caso cuando  $\vartheta$  es pequeño, o sea:

$$\sin(\vartheta) \cong \vartheta$$

en consecuencia:

$$I \cdot \left( \frac{d^2\vartheta}{dt^2} \right) = -W \cdot a \cdot \vartheta = -M \cdot g \cdot a \cdot \vartheta$$

Esta ecuación describe el movimiento armónico cuya solución es del tipo:

$$\vartheta = \vartheta_0 \cdot \sin(\omega_0 \cdot t)$$

donde:

$$\omega_0 = (M*g*a/I_A)^{1/2} = (g*a/k_A^2)^{1/2}$$

dado que:

$$I_A = M*k_A^2$$

se tiene:

$$T = 2*pi*(I_A/M*g*a)^{1/2} = 2*pi*(k_A^2/ga)^{1/2}$$

donde  $k_A$  es el radio de giro del cuerpo rígido con respecto al punto A, ó:

$$k_A^2 = g*T^2*a/(2*pi)^2$$

$$I_A = M*k_A^2$$

$$I_A = I_G + M*a^2 \text{ (transferencia de ejes)}$$

$$= M*(k_G^2 + a^2)$$

$$I_G = M*k_G^2$$

$$k_A^2 = k_G^2 + a^2$$

$$k_G^2 = k_A^2 - a^2$$

$$k_G^2 = ((g/(2*pi)^2)*T^2*a - a^2) \tag{5.7}$$

Para determinar el momento de inercia de la masa (o el radio de giro) se sujeta el modelo según como se indica la figura No.5.3 y se lo pone en movimiento oscilatorio. Se toma el tiempo de oscilación y se calcula el período de oscilación. A partir de la fórmula que determina el período de oscilación de un péndulo físico se calcula el radio de giro como se demuestra a continuación.

#### Radio de Giro alrededor del Eje Longitudinal

Considerando la analogía que existe con el péndulo físico, el radio de giro alrededor del eje longitudinal a través del CG se determina por:

$$k_{xx}^2 = 9.78 * T_n^2 * a - a^2 \quad (5.8)$$

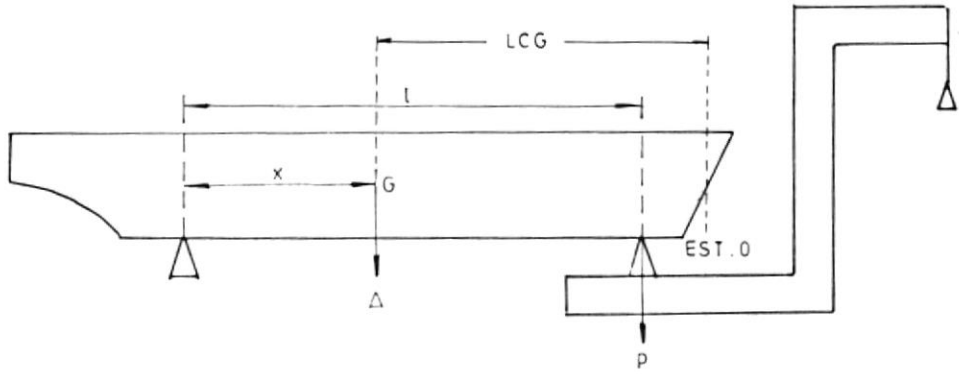
donde  $k_{xx}$  y  $a$  se encuentran expresados en pulgadas y  $T_n$  en segundos.

$$\cos(90^\circ - \theta) = HL/a \quad (5.9)$$

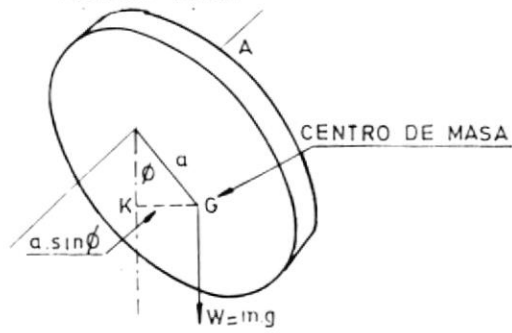
donde  $a$  es la distancia desde el punto de pivote (eje de apoyo) hasta el CG y:

$$HL = B/2 - HO \quad (5.10)$$

Dado que  $\theta$  se mide y  $HL$  se determina por la expresión anterior,  $a$  puede fácilmente ser

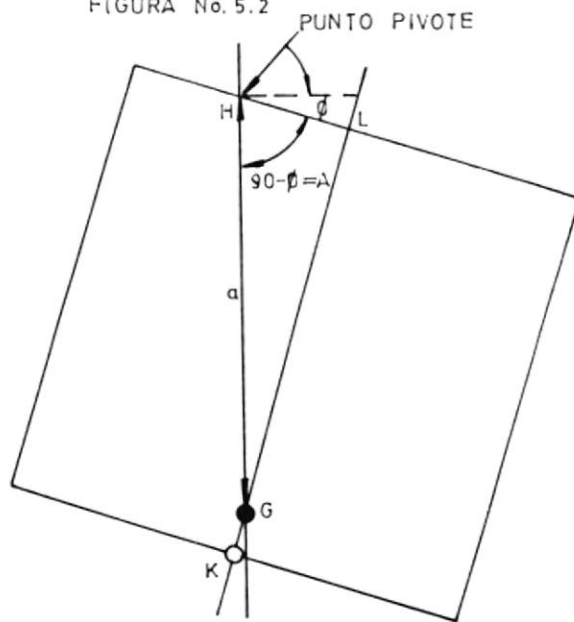


DETERMINACION DE LA POSICION LONGITUDINAL DEL CG.  
FIGURA No 5.1



TIPICO PENDULO FISICO

FIGURA No. 5.2



DETERMINACION DEL RADIO DE GIRO PARA ROLIDO ALREDEDOR DEL  
EJE LONGITUDINAL

FIGURA No.5.3

calculada y con ello se determina el valor de  $k_{xx}$ . La posición vertical del centro de gravedad también puede ser calculado a partir de:

$$GL = HL * \operatorname{tg}(90^\circ - \emptyset) \quad (5.11)$$

y en consecuencia:

$$KG = KL - GL \quad (5.12)$$

De esta manera se determina tanto el momento de inercia del buque como la ubicación de la posición vertical del centro de gravedad, KG, del modelo.

La correcta ubicación de KG satisficará la condición de similaridad geométrica.

Otro método para determinar el radio de giro es mediante el método de suspensión bifilar, el cual se encuentra descrito en la referencia (3).

### 5.3. EQUIPOS Y PROCEDIMIENTOS EMPLEADOS EN LOS ENSAYOS

Los ensayos con los modelos son realizados en el Canal de Experiencias Hidrodinámicas de la ESPOL, el cual posee 60 m. de largo, 4.52 m. de ancho y 2.05 m. de profundidad y tiene un carro remolcador cuya velocidad máxima es de 4.5 m/seg.

Los modelos a usarse corresponden a una lancha de pesca artesanal, un buque atunero y un buque camaronero, cuyas características principales, junto con las del correspondiente buque prototipo se muestran en las tablas V, VI y VII, respectivamente. Todos los modelos fueron lastrados hasta la correspondiente línea de máxima carga.

Se realizan los ensayos en cada modelo en rolo libre, con y sin dispositivo de amortiguamiento, figura No.4a, (quilla de balance), a fin de establecer el período natural de rolo a casco desnudo, figura No.B.4b. A continuación se realiza la prueba para la determinación del LCG del modelo. Luego se lleva a cabo el experimento de inclinación a fin de determinar  $GM_T$  y  $KG$ , figura No. B.5. Posteriormente se lleva a efecto la realización de la prueba para la determinación del radio de giro de rolo para lo cual el modelo se suspende en el aire desde un punto pivotal a la altura de la regala y en la posición longitudinal del CG, figura No. B.6. Mediante la prueba del radio de giro se determina también la posición vertical del CG y dicho valor obtenido se lo compara con el dado por la prueba de inclinación. Finalmente se efectúa la prueba para



determinar la curva de extinción de cada modelo, figura No. B.10, prueba que se realiza disponiendo el modelo con y sin quilla de balance.

En la referencia (15) se encuentra detallado un trabajo muy interesante sobre el procedimiento experimental seguido para la determinación del amortiguamiento de rolo en buques arrastreros.

#### 5.4. ENSAYOS CON LOS MODELOS

Se realizaron los siguientes ensayos con cada uno de los modelos:

1. Posición Longitudinal del Centro de Gravedad, LCG
2. Rolido Libre
3. Altura Metacéntrica Transversal,  $GM_T$ ,
4. Posición Vertical de Centro de Gravedad, KG,
5. Radio de Giro,  $k_{xx}$ , y
6. Curva de Extinción.

Luego se aplica el análisis dimensional basado únicamente en la Ley de Froude, tabla II, para encontrar los valores para el buque prototipo. Es decir, no se considera el efecto de la viscosidad al transferir los resultados obtenidos en los modelos al buque prototipo correspondiente.

#### 5.4.1. DETERMINACION DE LA POSICION LONGITUDINAL DEL CENTRO DE GRAVEDAD

Primero se pesa el modelo. A continuación se procede a lastrar el modelo hasta la condición de máxima carga y en esa condición se lo apoya sobre dos soportes rígidos, uno de los cuales (extremo proa) se encuentra sobre la balanza. La distancia entre los soportes de apoyo se varía 3 veces. La posición longitudinal del CG se determina aplicando la ecuación (5.2) y haciendo uso de la figura No.5.1. Para esta prueba es necesario medir la distancia que existe entre la sección media del modelo y el punto de apoyo de popa o proa.

Los datos y resultados de los ensayos para la determinación de la posición longitudinal del centro de gravedad, LCG, de cada modelo se presentan en las tablas VIII, IX y X.

#### 5.4.2. DETERMINACION DEL PERIODO DE ROLIDO

Para llevar a cabo esta prueba primero se lastra el modelo a la condición de máxima carga. Acto seguido se procede a balancear el modelo a cada banda durante determinado número de oscilaciones. Se

toman medidas a cada banda y se determina un valor promedio para cada medida.

La medición del período de rolo se lo realiza en el centro del Canal de Experiencias, con el fin de evitar la reflexión de las olas que chocan contra las paredes del canal de prueba. Esta prueba se realiza con y sin quilla de balance.

Los resultados de esta prueba se presentan en la tabla XI.

#### 5.4.3. PRUEBA DE INCLINACION

a.- Lastrar el Modelo hasta la Línea de Carga Maxima.

Se determina el peso del modelo,  $P_m$ ; peso del inclinómetro y su base,  $P_i$ , y desplazamiento en la condición de la máxima carga obtenido de la referencia (14). El peso a lastrar,  $P_l$ , estará dado por:

$$P_l = \Delta - P_m - P_i$$

	$\Delta$ en Máx. Carga (lb)	$F_m$ (lb)	$F_i$ (lb)	$P_i$ (lb)
Lancha de Pesca Artesanal	114.85	36.25	4.50	74.10
Buque Atunero	291.59	74.00	4.50	213.09
Buque Camaronero	286.72	85.00	4.50	197.22

b.- Verificar que el Modelo esté Adrizado y sin Escora.

Es necesario que el modelo este adrizado y sin escora durante las pruebas para que no varíe el KB y KG. Las pruebas se realizan en aguas tranquilas (Canal de Experiencias Hidrodinámicas). Se comprueba que el modelo esté sin asiento, marcando el calado de la condición de carga respectiva a lo largo del casco con cinta adhesiva. Cuando el modelo lastrado esté flotando debe coincidir el nivel del agua con la línea de flotación marcada. Se comprueba que el modelo este sin escora con la ayuda del inclinómetro.

c.- Descripción de la Prueba

Una vez lastrado el modelo hasta la línea de carga máxima se procede a efectuar la prueba para lo cual se traslada un peso,  $p$ , una distancia,  $d$ , a lo largo de la base del inclinómetro produciendo un momento

de escora, con un ángulo de inclinación,  $\theta$ , que se lee en el inclinómetro. La prueba se repite 4 veces, dos veces para un peso diferente. En todos los modelos los pesos se desplazan una distancia de 25 cm. medidos desde la línea de crujía hasta la banda. La altura metacéntrica transversal inicial,  $GM_{T1}$ , se calcula mediante la fórmula:

$$GM_{Ti} = p \cdot d / \Delta \cdot \tan(\theta)$$

$$GM_{Ts} = GM_{Tm} \cdot \lambda$$

#### d.- Determinación de la Posición Vertical del CG

De los cálculos hidrostáticos del buque prototipo, referencia (14), utilizamos los valores de la posición vertical del centro de boyantez, KB, y radio metacéntrico transversal,  $BM_T$ , para calcular  $KM_T$ .

$$KM_T = KB + BM_T$$

luego:

$$KG = KM_T - GM_{Tf}$$

Los valores de  $GM_T$  y  $KG$  obtenidos mediante la prueba de inclinación de los modelos se encuentran dados en la tabla XII.

#### 5.4.4. DETERMINACION DEL RADIO DE GIRO

Para esta prueba se requieren las mismas condiciones en las que se efectuó la prueba de inclinación. A continuación se suspende el modelo a fin de simularlo como un péndulo físico con lo cual se obtiene su período de oscilación. Se determina mediante el inclinómetro el ángulo existente entre la horizontal y la base transversal que se halla sobre el modelo. Luego se somete el modelo a oscilación libre y se registra el tiempo marcado por el cronómetro para un determinado número de oscilaciones. Se halla el período de rotación y se obtiene el radio de giro haciendo uso de la ecuación (5.8). Este ensayo se repite para diversas posiciones ubicadas a lo largo de la base.

El valor de  $k_{xx}$  obtenido de los ensayos se encuentra dado en la tabla XIII.

#### 5.4.5. DETERMINACION DE LA CURVA DE EXTINCION

Una vez dispuesto cada modelo en su respectiva condición de carga con adrizamiento y escora igual a cero, se determina el comportamiento que define la curva de extinción en cada uno de ellos. Para lo cual se instala al nivel de la regala un potenciómetro variable que registra las oscilaciones de una varilla con un extremo en comunicación con el modelo mediante el potenciómetro y el otro extremo, fijo a una estructura rígida. La señal de cada oscilación es registrada mediante un graficador. La figura B.10 muestra la disposición de los equipos usados en esta prueba.

La experiencia se repite para dos amplitudes diferentes de oscilación, disponiendo el modelo con y sin quilla de balance.

En la tabla XIV se presentan los valores obtenidos de la curva de extinción para el modelo de la Lancha de Pesca Artesanal sin dispositivo de amortiguamiento y con una amplitud inicial de rolido,  $\theta_A = 10^\circ$ . En las tablas XVI y XVI se resume los valores de los términos que se requieren para la determinación del coeficiente equivalente de amortiguamiento lineal sin

dispositivo de amortiguamiento, valores que fueron obtenidos a partir de la curva de extinción respectiva.

En la tabla XX se resume los valores del periodo amortiguado de roloido obtenido de las curvas de extinción respectivas.

En las figuras B1, B2 y B3 se presentan las curvas de Pérdida de Amplitud de Rolido vs Número de Oscilaciones para cada uno de los modelos.

En las figuras B14, B15 y B16 se presentan las curvas de extinción obtenidas para cada modelo con una amplitud inicial de 15° y disponiéndolos con y sin quillas de balance.

#### 5.5. DATOS GENERALES Y FACTORES DE CONVERSION EMPLEADOS

p = densidad agua salada	=	1.99	lb*seg <sup>2</sup> /pie <sup>4</sup>
	=	104.00	kg*seg <sup>2</sup> /m <sup>4</sup>
p = densidad combustible	=	0.90	kg/m <sup>3</sup>
γ = peso específico agua	=	1025.00	kg/m <sup>3</sup>
g = gravedad	=	32.20	pie/seg <sup>2</sup>
	=	9.81	m/seg <sup>2</sup>
η/P = viscosidad cinemática	=	1.0*10 <sup>-6</sup>	m <sup>2</sup> /seg
1 nudo	=	1.689	pies/seg
1 metro	=	3.28	pies
1 pie	=	12.00	pulg
1 pulgada	=	2.54	cm
1 kilogramo	=	2.20	lb
1 tonelada	=	2240.00	lb
1 stokes	=	1.00	cm <sup>2</sup> /seg



## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### **CONCLUSIONES:**

Se ha analizado en forma teórico-experimental el coeficiente de amortiguamiento no lineal de rolo para tres modelos de buques pesqueros. Se realizaron ensayos para determinar el período de rolo,  $T_n$ ; la posición longitudinal y vertical del centro gravedad, LGC y KG; el radio de giro,  $k_{xx}$ ; la altura metacéntrica transversal,  $GM_T$ , y la curva de extinción. También se analizó la forma en que influyó la quilla de balance como dispositivo de amortiguamiento en la determinación del período de rolo y en la curva de extinción para cada modelo. A partir de todos los cálculos efectuados en base a los ensayos indicados, se llegó a las siguientes conclusiones:

- 1.- A partir de los resultados obtenidos de la curva de extinción mostrados en la tabla XVIII, se aprecia que el período de rolo aumenta con la quilla de balance en un 11%.

De las figuras B.14, B.15 y B.16 se puede apreciar que hasta la amplitud de  $15^\circ$  el período se mantiene constante, lo cual conlleva a concluir que hasta la amplitud analizada el movimiento de rolo es lineal.

Vale señalar que no se pudo hacer un análisis del movimiento a amplitudes mayores a  $15^\circ$  debido a que en la condición de carga analizada se produce embarque de agua en los modelos.

- 2.- La adición de las quillas de balance en cada modelo incrementa la disipación de energía como se puede apreciar en las figuras No. B.14, B.15 y B.16.
- 3.- La influencia de las quillas de balance en el amortiguamiento es más notable para grandes amplitudes de rolo, es decir, la pérdida de amplitud por oscilación se incrementa más en grandes amplitudes como se puede apreciar en las figuras No. B.1, B.2 y B.3.
- 4.- El factor de amortiguamiento, definido por la ecuación (1.20), aumenta con la velocidad de avance según los resultados teóricos proporcionados por el programa DAMPING.FOR y por la fórmula empírica tomada de la referencia (3) que se describe más adelante.

5.- Según los resultados tabulados en las tablas XXVII, XXVIII y XXIX, el valor obtenido del coeficiente de amortiguamiento mediante el programa DAMPING.FOR es muy cercano al obtenido mediante la curva de extinción hasta una amplitud de  $10^\circ$ , pero es exagerado para amplitudes mayores. Se puede entonces concluir que para amplitudes mayores a  $10^\circ$  la curva de extinción arroja resultados más reales.

6.- El factor de amortiguamiento de rolo obtenido por la ecuación de Bhattacharyya (referencia (3)),

$$(B_f / B_{fc}) = (B_{rf}) = 0.00085 * (L/B) * (L/GM_T)^{1/2} * (F_n/Cb) * (1 + (F_n/Cb) + 2 * (F_n/Cb)^2)$$

$$(B_{rf})_0 = (0.55 * (A_{BK} w^{1/2} + 0.0024 L B d^{1/2}) d^{5/2} \dot{\theta}^{1/2}) / \Delta B^2$$

en donde:

d = distancia desde la línea de crujía en la condición de carga considerada hasta el centro de la quilla de balance.

w = ancho de la quilla de balance.

$(B_{rf})_0$  = factor de amortiguamiento a velocidad cero

$(B_{rf})$  = variación del factor de amortiguamiento con la velocidad de avance.

todas las magnitudes están expresadas en unidades inglesas,  $\phi$  en radianes.

Se puede tomar como un valor inicial para efectos de conocer entre que rangos se encuentra su valor. Este valor es en forma aproximada tres veces menor, para una  $\phi_A=10^\circ$ , que el dado por la curva de extinción y dos veces menor para una  $\phi_A=15^\circ$ , según se puede apreciar en las tablas XXVII, XXVIII y XXIX.

**RECOMENDACIONES:**

De los ensayos efectuados y de la imposibilidad de poder en este trabajo cubrir todos los aspectos relacionados al estudio del movimiento de rolo planteamos las siguientes recomendaciones:

- 1.- Se hace necesario disponer de pesos uniformes y debidamente calibrados a fin de lastrar el modelo al desplazamiento correspondiente y en forma similar al del buque prototipo. En los ensayos realizados todos los pesos se los concentró en el fondo del modelo, lo cual ocasiona que no exista una distribución de pesos idéntica al del buque prototipo originando un cierto tipo de error.
- 2.- Adquirir equipos electrónicos para la realización de las pruebas. La mayoría de los datos en las pruebas realizadas se tomaron en forma visual lo cual conlleva errores de apreciaciones de lectura.
- 3.- Para determinar el período de rolo se recomienda obtenerlo a partir de la curva de extinción del modelo en lugar de calcularlo con la prueba de rolo libre, ya que la primera prueba representa en forma más real los resultados del movimiento de rolo.

- 4.- En caso de que no se pueda realizar la determinación de la curva de extinción se recomienda que para obtener el período a partir de la prueba de rolido libre, esta se lleve a cabo ejecutando las pruebas con y sin quilla de balance con la misma fuerza de excitación para ambos casos.
- 5.- Si no se pudiera realizar pruebas con modelos, se sugiere tomar como un valor preliminar del período de rolido el dado por la ecuación (1.18), referencia (20).
- 6.- La fórmula:  $A_{\phi} = \Delta * GM_T / w_d^2$ , ecuación (1.5), dada por la referencia (15), puede emplearse para estimar el valor del momento de inercia de la masa virtual en una forma rápida en caso de que no se conozca el valor del radio de giro.
- 7.- Analizar el impacto del incremento de resistencia debido a la quilla de balance en virtud a la superficie mojada adicional que ello conlleva. Para estimar la potencia se podría usar las referencias (11), (13) y (1), en ese orden.
- 8.- Hacer pruebas disponiendo quillas por tramos, para determinar en que forma influye este cambio sobre el coeficiente de amortiguamiento.

- 9.- En futuras experiencias relativas a este movimiento será necesario incluir el efecto de la velocidad de avance.
- 10.- Analizar más formas de cascos de buques pesqueros relativa a su comportamiento marineró en rolo y obtener así un registro de información más amplio.
- 11.- Estudiar la influencia de las modificaciones realizadas en un buque con respecto a su comportamiento marineró.
- 12.- Analizar las características del movimiento de rolo en frecuencias resonantes.
- 13.- La escora inicial para ensayos de extinción en un buque actual se puede dar mediante el tiro de un remolcador. Esta prueba tiene la ventaja de proporcionar directamente no sólo el coeficiente de amortiguamiento, sino el período de rolo (balance). Esta experiencia hay que repetirla varias veces para compensar la dispersión debida a las olas que pueda haber en donde se hace la prueba y que inevitablemente dan lugar a balances, que pueden ser del mismo orden que los de las oscilaciones libres que se desea medir. A estos efectos, en la referencia (2) se cita que de ensayos hechos en el

mar se deduce que si se toman sólo 10 periodos se puede llegar a cometer un error de  $\pm 13\%$  y que para tener una media estable se precisan 150 periodos. Resulta evidente que esta cifra es exagerada y que, aparte de ello, en aguas protegidas podrá reducirse mucho.



A P E N D I C E S



BIBLIOTECA



## APENDICE A

### EXPLICACION DEL FUNCIONAMIENTO DEL PROGRAMA DAMPING.FOR

#### 1.- DETALLE DE LAS EXPRESIONES

Este apéndice provee las expresiones que no han sido descritas en el capítulo III. Además un programa de computación escrito en lenguaje Fortran 77 V4.0 es establecido.

La fuerza friccional expresada en términos de un coeficiente de arrastre friccional es definida como:

$$F_F = C_f * (1/2) * \rho * (\text{velocidad local})^2 * \text{área del elemento}$$

Se puede demostrar que el trabajo hecho por la fuerza en un ciclo completo de roloido es:

$$E = 4 * \int_0^{\phi_A} F_F * d\phi_A$$

El coeficiente de amortiguamiento friccional,  $B_F$ , de acuerdo al método de Kato-Tamiya es escrito en la forma:

$$B_F = B_{F0} * (1 + 4.1 * V / (w * L)) \quad (A.1)$$

$$B_{F0} = (4 / (3 * \pi)) * \rho * S_M * r_m^3 * \phi_A * w * C_f \quad (A.2)$$

$$C_f = 1.328 * (3.22 * r_m^2 * \rho * \phi_A^2 * w / (2 * \pi * \eta))^{-1/2} \quad (A.3)$$

donde SM y  $r_m$  son definidos por las ecuaciones (3.4) y (3.5).

Para el coeficiente de amortiguamiento por remolinos a velocidad cero, la fórmula de Ikeda puede ser expresada en la siguiente forma:

$$B_{E0} = (4 * p * T^4 * w * \phi A / (3 * pi)) * C_R \quad (A.4)$$

donde T es el calado.

$$B_{E0} = (4 * p * T^4 * w * \phi A / (3 * pi)) * ((1 - f1 * R/T) * (1 - 0G/T) + f2 * (Ho - f1 * R/T)^2) * C_p * (r_{max}/T)^2 \quad (A.5)$$

donde:

$$C_p = 0.5 * (0.87 * \exp(-\delta) - 4 * \exp(-0.187 * \delta) + 3)$$

$$f1 = 0.5 * (1 + \tanh(20 * (Cx - 0.7)))$$

$$f2 = 0.5 * (1 - \cos(pi * Cx) - 1.5 * (1 - \exp(-5 * (1 - Cx))) * \sin^2(pi * Cx)) \quad (A.6)$$

y la razón de incremento de la velocidad  $\delta$ , puede ser expresada como:

$$\delta = ((pi^{1/2} * f3) / (2 * T * (1 - 0G/T) * (Ho^{1/2} * t^1)^{1/2})) * (r_{max} + (2 * M/H) * (A^2 + B^2)^{1/2}) \quad (A.7)$$

en donde:

$$M = B / (2 * (1 + a1 + a3))$$

$$Ho^{1/2} = Ho / (1 - (0G/T))$$

$$t^1 = (Cx - (0G/T)) / (1 - (0G/T))$$

$$H = 1+a_1^2+9*a_3^2+2*a_1*(1-3a_3)*\cos(2*\psi)-6*a_3*\cos(4*\psi)$$

$$A = -2*a_3*\cos(5*\psi)+a_1*(1-a_3)*\cos(3*\psi)+((6-3*a_1)*a_3^2+(a_1^2-3*a_1)*a_3+a_1^2)*\cos(\psi) \quad (A.8)$$

$$B = -2*a_3*\sin(5*\psi)+a_1*(1-a_3)*\sin(3*\psi)+((6+3*a_1)*a_3^2+(3*a_1+a_1^2)*a_3+a_1^2)*\sin(\psi)$$

$$r_{max} = M*((1+a_1)*\sin(\psi)-a_3*\sin(3*\psi))^2+((1-a_1)*\cos(\psi)+a_3*\cos(3*\psi))^2)^{1/2}$$

$$\psi = \begin{cases} 0 & =\psi_1 \text{ cuando } r_{max}(\psi) > r_{max}(\psi_2) \\ (1/2)\cos^{-1}(a_1(1+a_3)/4a_3) = \psi_2 & \text{ cuando } r_{max}(\psi) < r_{max}(\psi_2) \end{cases}$$

$$f_3 = 1+4*\exp(-1.65*10^5*(1-Cx)^2)$$

Las expresiones para  $a_1$  y  $a_3$  se encuentran dadas en el programa adjunto a este apéndice.

El efecto de la velocidad de avance está establecido por la ecuación (3.8).

El amortiguamiento por sustentación está dado por las ecuaciones (3.11) y (3.12).

El amortiguamiento inducido por olas podría ser establecido mediante la teoría de la rebanada. El

programa no incluye este término y se asume un valor del coeficiente de amortiguamiento inducido por olas a velocidad cero,  $B_{WOSM} = 4.00 \cdot 10^{-3}$ . La modificación del amortiguamiento por olas para tomar en cuenta la velocidad de avance es establecido por las ecuaciones (3.14) y (3.15).

Para el amortiguamiento por quillas de balance  $B_{BK}$ , únicamente los términos  $B_{BKN}$  y  $B_{BKH}$  son usados en este trabajo, se desprecia el efecto debido a las olas,  $B_{BKW}$ . Esta asunción establece que  $B_{BK}$  es constante con la velocidad de avance. La expresión de  $B_{BKN}$  es dada por las ecuaciones (3.21) y (3.22).  $B_{BKH}$  puede ser establecida mediante:

$$B_{BKH0} = (4/(3\pi)) \cdot \rho \cdot r^2 \cdot T^4 \cdot w \cdot \phi_a \cdot I \cdot f^2 \quad (A.9)$$

donde:

$$I = C_p \cdot l_0 \cdot d_s = -A \cdot C_p^- + B \cdot C_p^+ \quad (A.10)$$

el coeficiente  $f$  es dado por la ecuación (3.20), y

$$C_p^+ = 1.2$$

$$C_p^- = C_p^+ - C_D = -22.5 \cdot (b_{BK} / (\pi \cdot r \cdot f \cdot \phi_a)) - 1.2 \quad (A.11)$$

Además:

$$A = (m_3 + m_4) \cdot m_8 - m_7^2$$

$$B = m_4^3 / (3(H_0 - 0.215m_1)) + ((1 - m_1)^2 (2m_3 - m_2) / (6(1 - 0.215m_1))) + m_1 \cdot (m_3 m_5 + m_4 \cdot m_6)$$

$$m_1 = R/T, \quad m_2 = OG/T, \quad m_3 = 1 - m_1 - m_2, \quad m_4 = H_0 - m_1$$

$$m5 = (0.414*Ho+0.0651*m1^2 - (0.382*Ho+0.0106)*m1)/zz$$

$$zz = (Ho-0.215m1) * (1-0.215*m1)$$

$$m6 = (0.414*Ho+0.0651*m1^2 - (0.382+0.0106*Ho)*m1)/zz$$

$$m7 = \begin{cases} So/T - 0.25*\pi*m1 & So > 0.215*\pi*R \\ 0 & So \leq 0.250*\pi*R \end{cases}$$

$$m8 = \begin{cases} m7 + 0.414*m1 & So > 0.250*\pi*R \\ m7 + (2^{1/2}*(1-\cos(So/R))*m1 & So \leq 0.250*\pi*R \end{cases}$$

So es la extensión efectiva de la curvatura del pantoque. El radio del círculo de la quilla de balance, R, y la distancia desde el eje de roldo a la quilla de balance, r, están dadas por:

$$R = \begin{cases} 2*T*(Ho*(Cx-1)/(pi-4))^{1/2} & (R < T, R < B/2) \\ T & (Ho > 1, R/T > 1) \\ B/2 & (Ho < 1, R/T > Ho) \end{cases} \quad (A.12)$$

$$r = T * ((Ho - (1 - 2^{1/2}/2)R/T) + (1 - 0.6/T - (1 - 2^{1/2}/2)R/T)^2)^{1/2} \quad (A.15)$$

Para la determinación de la viscosidad cinemática, se podría incluir en el programa la siguiente fórmula empírica tomada de la referencia (25):

$$\eta/p = 0.0718 / (1 + 0.0336*t + 0.000221*t^2) \quad (\text{cm}^2/\text{seg}) \quad (A.13)$$

donde:

t = temperatura en °C.

o tomar los valores desde las curvas de viscosidad dinámica,  $\eta$ , referencia (17), que se encuentran dados en función de la temperatura.

## 2.- DESCRIPCION DEL PROGRAMA

### 2.1.- Generalidades

El programa consiste de un programa principal y de las subrutinas:

Nombre	Coefficiente de Amortiguamiento
LIFT	sustentación
WAVE	olas
FRICT	friccional
EDDY	remolinos
BK	quillas de balance

### 2.2.- Subrutinas requeridas

El programa requiere cinco subrutinas. Cada subrutina se encuentra enlazada entre sí.

### 2.3.- Descripción de los Parámetros

Todos los parámetros son definidos para la condición de estudio.

L	====>	eslora en m.
B	====>	manga en m.
D	====>	calado en m.
NABLA	====>	volumen de desplazamiento en m <sup>3</sup> .
CB	====>	coeficiente de bloque.
CM	====>	coeficiente de la sección media.

NUE =====> viscosidad cinemática en m<sup>2</sup>/seg.  
M =====> número de valores de Froude, Fn.  
                  incremento de 0.02  
N =====> número de estaciones.  
                  (0.0 en Popa y 10.0 en proa)  
X(I) =====> arreglo del número de estaciones.  
                  I = 1 hasta N.  
HO(I) =====> relación manga/calado en cada estación.  
                  HO(I)=BX(I)/DX(I)  
SIG(I) =====> coeficiente de area seccional en cada  
                  estación.  
BX(I) =====> manga en cada estación en m.  
DX(I) =====> calado en cada estación en m.  
BBK =====> ancho de la quilla de balance en m.  
XBK1 =====> número de estaciones a popa que ocupa la  
                  quilla de balance desde la sección  
                  media.  
XBK2 =====> número de estaciones a proa que ocupa la  
                  quilla de balance desde la sección  
                  media.  
OGD =====> OG/T  
T =====> período natural de rolo en segundos.  
THETA =====> amplitud de rolo en radianes.  
BWOSM =====> B<sub>w</sub> a F<sub>n</sub> = 0.0.

#### 2.4.- Requerimiento de DIMENSION

La expresión DIMENSION no será necesario modificarla para algún buque en particular, ya que se encuentra definido para 25 estaciones como máximo. Los parámetros incluidos en la siguiente expresión están de acuerdo a los parámetros de entrada.

DIMENSION X(N), HO(N), SIG(N), DX(N), B44HAT(N\*4),  
\*BWHAT(N\*4), BEHAT(N\*4), BLHAT(N\*4), FN(N\*4),  
\*BFHAT(N\*4), XKB(N), BBKHAT(N), RATIO(N), X1(N), CR(N),  
\*CR1(N)



### 2.5.- Formato de Entrada

Tipo de Entrada	Formato	Contenido
1	70A1	TITULO
2	6F12.4	L,B,D,NABLA,CB,CM
3	E10.3	NUE
4	2I5	M,N
5	5F12.4	(X(I),HO(I),SIG(I), BK(I),DX(I),I=1,N)
6	3F12.4	BBK,XBK1,XKB2
7	3F12.4	OGD,T,THETA
8	E10.3	BWOSM

### 2.6.- Salida

Al correr el programa, la computadora le pedirá el nombre del archivo de datos y de resultados.

EL NOMBRE DEL ARCHIVO DE DATOS ES:

EL NOMBRE DEL ARCHIVO DE RESULTADOS ES:

Se imprime: los valores de los parámetros generales de entrada; los datos de cada estación; la distribución longitudinal del coeficiente CR para el cálculo del coeficiente de amortiguamiento por remolinos,  $B_e$ ; la distribución longitudinal de la variación del coeficiente de amortiguamiento,  $BBKHAT$ , debido a la quilla de balance y por último la variación de cada uno de los componentes de amortiguamiento para un número de Froude,  $F_n$ , dado.

## 2.7.- Resumen de los Requerimientos del Programa

- a. Disponer de los cálculos hidrostáticos del buque prototipo.
- b. Efectuar las pruebas de rolo libre y/o determinar de la curva de extinción disponiendo el modelo con y sin quilla de balance para determinar para cada condición el período natural amortiguado de rolo o en su defecto determinar su valor aproximado mediante la ecuación 1.18.
- c. Hacer los ensayos en el modelo para determinar el radio de giro de rolo o determinarlo haciendo uso de las fórmulas descritas para tal efecto en el capítulo I.
- d. Hacer un diseño preliminar de las quillas de balance.
- e. Correr el programa para el buque prototipo con y sin quilla de balance, para ver la forma como ésta afecta a la determinación del coeficiente equivalente de amortiguamiento lineal. Para cada condición se debe de usar el período de rolo correspondiente.
- f. Tomar el valor de la amplitud de rolo igual al ángulo inicial de rolo con que se efectúan los ensayos para la determinación de la curva de

extinción del modelo. Esto se hace con el fin de poder comparar los resultados presentados por cada método para la determinación del coeficiente equivalente de amortiguamiento lineal. También se puede tomar rangos arbitrarios de amplitudes.

## 2.8.- Corrida del Programa

El programa fuente y ejecutable (DAMPING.FOR y DAMPING.EXE) se encuentran almacenados en el directorio `c:\topicos` de la microcomputadora IBM AT del Proyecto de Embarcaciones Pesqueras de la Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar.

El programa fue editado haciendo uso del software Editor Personal 2 (PE2).

Al correr el programa mediante el comando:

```
c: topicos>damping enter
```

en la computadora aparecerá el mensaje:

**DIGITE EL NOMBRE DEL ARCHIVO DE DATOS**

Este archivo de datos debe haberse creado previamente, usando el editor de líneas, con los formatos de las variables de entrada del programa. El programa hace

uso de los números 1 y 2 para los archivos de entrada y salida, respectivamente. Esto es factible debido a las instrucciones:

```
open(1,file=infile,status='old')
```

```
open(2,file=outfile,status='new')
```

que se encuentran insertadas dentro del programa.

Una vez dado el nombre del archivo de datos, la computadora dará el siguiente mensaje:

**DIGITE EL NOMBRE DEL ARCHIVO DE RESULTADOS**

si su archivo de resultados ya existe, la computadora le mostrará un mensaje de error.

Para mayor información sobre como editar, compilar y ejecutar un programa, véase la referencia (12).

En las tablas XXI, XXII y XXIII se presentan los resultados del coeficiente equivalente de amortiguamiento lineal obtenidos del programa para una amplitud inicial de rizado de  $10^\circ$  y  $15^\circ$  y tanto con y sin dispositivo de amortiguamiento (quilla de balance).

Se adjunta tres archivos de datos y los resultados obtenidos con cada uno de ellos. El primero es para

el modelo de la Lancha de Pesca Artesanal con quilla de balance y una amplitud inicial de rolo de  $10^\circ$ ; el segundo es para el buque Atunero con quilla de balance y una amplitud inicial de rolo de  $15^\circ$  y el tercero es para el buque Camaronero sin quilla de balance y una amplitud inicial de  $15^\circ$ . Nótese que cuando no hay quillas de balance, el programa no arroja los resultados de la distribución longitudinal de BBKHAT ( $B_{BK}$  adimensional).

En las figuras B.11, B.12 y B.13 se puede apreciar la diferencia de los valores obtenidos para el factor de amortiguamiento de rolo obtenido mediante los resultados del programa, los determinados mediante la fórmula de Bhattacharyya y los arrojados por la aplicación de la fórmula emprírica de Watanabe - Inoue - Takahashi.

```
C *****
C ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL (ESPOL)
C FACULTAD: INGENIERIA MARITIMA Y CIENCIAS DFL MAR
C MATERIA : TOPICOS DE GRADUACION
C ALUMNOS : ENRRY P. CASTILLO P.
C          OMAR A. CEVALLOS M.
C          IVAN F. CHICA S.
C PROFESOR: ING. CRISTOBAL MARISCAL D.
C FECHA   : OCTUBRE/91
C *****

C          PROGRAMA DAMPING.FOR

C          PROGRAMA QUE DETERMINA EL COEFICIENTE DE AMORTIGUAMIENTO EN
C          MOVIMIENTO DE ROLIDO NO LINEAL (NO ACOPLADO) DE BUQUES

          REAL L,NUE,NABLA
          DIMENSION X(25),HO(25),SIG(25),BX(25),DX(25),E44HAT(100),
          *BWHAT(100),BEHAT(100),BLHAT(100),FN(100),TITULO(70),BFHAT(100)
          CHARACTER*30 INFILE,OUTFILE

C          LECTURA DEL ARCHIVO DE DATOS

          WRITE(*,1001)
1001 FORMAT(' DIGITE EL NOMBRE DEL ARCHIVO DE DATOS')
          READ(*,1002) INFILE
1002 FORMAT(A30)

C          LECTURA DEL ARCHIVO DE RESULTADOS

          WRITE(*,1003)
1003 FORMAT(' DIGITE EL NOMBRE DEL ARCHIVO DE RESULTADOS')
          READ(*,1004) OUTFILE
1004 FORMAT(A30)

          OPEN(1,FILE=INFILE,STATUS='OLD')
          OPEN(2,FILE=OUTFILE,STATUS='NEW')

          READ(1,100) (TITULO(I), I=1,70)
100 FORMAT (70A1)

          READ(1,101) L,B,D,NABLA,CB,CM
101 FORMAT(6F12.4)

          READ(1,103) NUE
103 FORMAT(E10.3)

          READ(1,104) M,N
104 FORMAT(2I5)

          DO 1 I = 1 , N
```

```
1 READ(1,105) X(I),HO(I),SIG(I),BX(I),DX(I)
105 FORMAT(5F12.4)

READ(1,106) BBK,XBK1,XBK2
106 FORMAT(3F12.4)

READ(1,102) OGD,T,THETA
102 FORMAT(3F12.4)
IF (T.LT.0.000001) STOP

READ(1,103) BWOSM

WRITE(2,200) (TITULO(I),I=1,70)
200 FORMAT(//,'****',70A1,'****')

WRITE(2,300) L,B,D,NABLA,CB,CM
300 FORMAT(/26X,'****DATOS GENERALES****'//5X,'L (M)          =' ,F10.4,4
*X,'B (M) =' ,F10.4,4X,'D (M)          =' ,F10.4//5X,'NABLA (M**3)='
*,F10.4,4X,'CB          =' ,F10.4,4X,'CM          =' ,F10.4)
WRITE(2,301) OGD , T , THETA , NUE , BWOSM
301 FORMAT(/5X,'OG/D          =' ,F10.4,4X,'T (S) =' ,F10.4,4X,'THETA (RAD
*)=' ,F10.4,//5X,'NUE (M**2/S)=' ,E10.5,4X,'BWOSM =' ,E10.5)
WRITE(2,302) BBK , XBK1 , XBK2
302 FORMAT(/5X,'BBK (M)          =' ,F10.4,4X,'XBK1  =' ,F10.4,4X,'BK2
* =' ,F10.4)
WRITE(2,304)
304 FORMAT(//23X,'****DATOS DE CADA ESTACION****'/)
DO 15 I = 1 , N
15 WRITE(2,303) X(I) , HO(I) ,SIG(I) , BX(I) , DX(I)
303 FORMAT (/5X,'SS =' ,F8.4,4X,'HO =' ,F8.5,4X,'SIGMA =' ,F8.5,4X,'B ='
*,F8.5,4X,'D =' ,F8.5)

OMEGA = 6.28318/T
DO 2 I = 1 , M
2 FN(I) = 0.0 + 0.02 * FLOAT(I-1)
CALL FRICT(L,B,D,CB,NABLA,OGD,NUE,OMEGA,FN,BFHAT,M)
CALL WAVE(L,D,OMEGA,BWOSM,FN,BWHAT,M)
CALL LIFT(L,B,D,CM,NABLA,OGD,FN,BLHAT,M)
CALL EDDY(X,HO,SIG,BX,DX,B,D,NABLA,OGD,OMEGA,THETA,FN,
*BFHAT,M,N,L)
IF (BBK.LT.0.0000000001) GO TO 20
CALL BK(X,HO,SIG,BX,DX,B,D,NABLA,OGD,OMEGA,THETA,BBK,
*XBK1,XBK2,BBKHAT,M,N,L)
20 IF (BBK.LT.0.0000000001) BBKHAT = 0.0
DO 3 I = 1 , M
3 B44HAT(I) = BFHAT(I)+BWHAT(I)+BLHAT(I)+BEHAT(I)+BBKHAT

WRITE(2,201)
201 FORMAT(//1X,'FN',2X,'BFHAT',2X,'BWHAT',2X,'BEHAT',2X,
*,'BLHAT',2X,'BBKHAT',2X,'BF/B44',2X,'BW/B44 ',1X,'BE/B44 ',
```

```
*1X, 'BL/B44 ', 1X, 'BBK/B44 ', 'B44HAT '/)
```

```
DO 4 I = 1, M  
BFF = BFHAT(I) / B44HAT(I)  
BWW = BWHAT(I) / B44HAT(I)  
BEE = BEHAT(I) / B44HAT(I)  
BLL = BLHAT(I) / B44HAT(I)  
BBKK = BBKHAT / B44HAT(I)
```

```
4 WRITE(2,202) FN(I),BFHAT(I),BWHAT(I),BEHAT(I),BLHAT(I),BBKHAT,  
*BFF,BWW,BEE,BLL,BBKK,B44HAT(I)  
202 FORMAT(/F3.2,1X,F6.5,1X,F6.5,1X,F6.5,1X,F6.5,1X,F7.5  
*,1X,F7.5,1X,F7.5,1X,F7.5,1X,F7.5,1X,F7.5,1X,F7.5)
```

```
END
```

C ANEXION DE LA SUBROUTINA LIFT

```
SUBROUTINE LIFT(L,B,D,CM,NABLA,OGD,FN,BLHAT,M)  
REAL L,NABLA,KAPA,KN,LO,LR  
DIMENSION FN(100),BLHAT(100)  
IF (CM.LE.0.92) KAPA = 0.0  
IF (CM.LE.0.97.AND.CM.GT.0.92) KAPA = 0.1  
IF (CM.GT.0.97) KAPA = 0.3  
KN = 6.28319 * D / L + KAPA * (4.1 * B / L - 0.045)  
OG = OGD * D  
LO = 0.3 * D  
LR = 0.5 * D  
DO 1 I = 1, M
```

```
1 BLHAT(I)=L*D*KN*LO*LR*FN(I)*0.5/(NABLA*B**2)*SQRT(0.5*L*B)*(1.0-  
*1.4*OG/LR+0.7*OG**2/(LO*LR))  
RETURN  
END
```

C ANEXION DE LA SUBROUTINA WAVE

```
SUBROUTINE WAVE(L,D,OMEGA,BWOSM,FN,BWHAT,M)  
REAL L,LOMEGA  
DIMENSION FN(100),BWHAT(100)  
GUZAID = OMEGA**2 * D / 9.80665  
A1 = 1.0+GUZAID**(-1.2) * EXP(-2.0*GUZAID)  
A2 = 0.5+GUZAID**(-1.0) * EXP(-2.0*GUZAID)  
DO 1 I = 1, M  
LOMEGA = OMEGA*FN(I)*SQRT(L/9.80665)
```

```
1 BWHAT(I) = BWOSM*0.5*(((A2+1.0)+(A2-1.0)*TANH(20.0*(LOMEGA-0.3)))+  
*(2.0*A1-A2-1.0)*EXP(-150.0*(LOMEGA-0.25)**2))  
RETURN  
END
```



C ANEXION DE LA SUBROUTINA FRICT

```

SUBROUTINE FRICT(L,B,D,CB,NABLA,OGD,NUE,OMEGA,FN,BFHAT,M)
REAL NABLA,NUE,L
DIMENSION FN(100),BFHAT(100)
SF = L * (1.7 * D + CB * B)
RF = ((0.887+0.145*CB)*(1.7*D+CB*B)-2.0*OGD*D)/3.145
DO 1 I = 1 , M
1 BFHAT(I) = 0.78*SF*RF**2*SQRT(OMEGA*NUE*B/19.6133)/(NABLA*B**2)
* *(1.0+4.1*FN(I)/OMEGA*SQRT(9.80665/L))
RETURN
END
```

C ANEXION DE LA SUBROUTINA EDDY: COMPONENTE DEBIDO A REMOLINOS

```

SUBROUTINE EDDY(X,HO,SIG,BX,DX,B,D,NABLA,OGD,OMEGA,THETA,FN
*,BEHAT,M,N,L)
REAL NABLA,LTHETA,L
DIMENSION X(25),HO(25),SIG(25),BX(25),DX(25),FN(100),BEHAT(100),
* RMAX1(2),V(2),CR(25),CR1(25),X1(30)
DO 1 J = 1 , N
AHO = HO(J) / (1.0 - OGD)
SIGMA = (SIG(J) - OGD) / (1.0 - OGD)
E = (AHO - 1.0) / (AHO + 1.0)
E2 = E**2
A = 4.0 * SIGMA * (1.0 - E2) / 3.1415+E2
O = - A / (A + 3.0)
O2 = SQRT(O**2 - (A - 1.0) / (A + 3.0))
A3 = O + O2
A1 = E * (1.0+A3)
AM = BX(J) / (1.0 + A1 + A3) * 0.5
AA1 = A1 * (1.0 + A3) / A3 * 0.25
IF (AA1.GT.1.0) AA1 = 1.0
IF (AA1.LT.-1.0) AA1 = -1.0
DO 2 I = 1 , 2
LTHETA = 0.5 * ACOS(AA1)
IF (I.EQ.1) LTHETA = 0.0
AH=1.0+A1**2+9.0*A3**2+2.0*A1*(1.0-3.0*A3)*COS(2.0*LTHETA)-6.0*A3
* *COS(4.0*LTHETA)
AA=-2.0*A3*COS(5.0*LTHETA)+A1*(1.0-A3)*COS(3.0*LTHETA)+((6.0-3.0*
* A1)*A3**2+(A1**2-3.0*A1)*A3+A1**2)*COS(LTHETA)
BB=-2.0*A3*SIN(5.0*LTHETA)+A1*(1.0-A3)*SIN(3.0*LTHETA)+((6.0+3.0*
* A1)*A3**2+(3.0*A1+A1**2)*A3+A1**2)*SIN(LTHETA)
V(I)=2.0*AM*SQRT(AA**2+BB**2)/AH
2 RMAX1(I)=AM*SQRT(((1.0+A1)*SIN(LTHETA)-A3*SIN(3.0*LTHETA))**2
* +((1.0-A1)*COS(LTHETA)+A3*COS(3.0*LTHETA))**2)
RMAX = RMAX1(1)
VMAX = V(1)
IF (RMAX1(1).LE.RMAX1(2)) GO TO 8
GO TO 9
8 RMAX = RMAX1(2)
```

```
VMAX = V(2)
9 CONTINUE
RMEAN = 2.0*DX(J)*(1.0-OGD)*SQRT(AHO*SIGMA/3.1415)
P1 = VMAX / RMEAN
P2 = RMAX / RMEAN
PP3 = P1 + P2
IF (SIGMA.LT.0.99) GOTO 20
GAMMA = (1.0+4.0*EXP(-165000.0*(1.0-SIGMA)**2))*PP3
GOTO 21
20 GAMMA = PP3
21 CP = 0.5*(0.87*EXP(-GAMMA)-4.0*EXP(-0.187*GAMMA)+3.0)
F1 = 0.5*(1.0+TANH(20.0*(SIG(J)-0.7)))
F2 = 0.5*(1.0-COS(3.1415*SIG(J)))-1.5*(1.0-EXP(-5.0*(1.0-SIG(J))))
**SIN(3.1415*SIG(J)**2)
R = 2.0*DX(J)*SQRT(ABS(HO(J)*(SIG(J)-1.0)/(-0.8584)))
RD = R / DX(J)
IF (HO(J).LE.1.0.AND.RD.GE.AHO) R=0.5*BX(J)
IF (HO(J).GT.1.0.AND.RD.GE.1.0) R=DX(J)
RD = R / DX(J)
1 CR1(J)=RMAX**2/DX(J)**2*CP*((1.0-F1*RD)*(1.0-OGD-F1*RD)+F2*
* (HO(J)-F1*RD)**2)
WRITE(2,452)
452 FORMAT(/,19X,'**** DISTRIBUCION LONGITUDINAL DE CR ****')
DO 10 J = 1 , N
10 WRITE(2,453) X(J),CR1(J)
453 FORMAT(/20X,'SS =',F10.5,9X,'CR =',F12.5)
DO 3 K = 1 , 21
X1(K) = 0.0+0.5*FLOAT(K-1)
MAX = N
3 CALL HOKAN1(X,CR1, 25,MAX,X1(K),CR(K),DAM,1,0)
CR(1) = 1.5 * (1.0 - OGD)
CR(21) = 1.5 * (1.0 - OGD)
SAM = 0.0
DO 4 K = 1 , 10
K2 = 2 * K
K1 = K2 - 1
K3 = K2 + 1
SAM1 = CR(K1) + 4.0 * CR(K2) + CR(K3)
4 SAM = SAM + SAM1
CRT = SAM / 60.0
BEHAT(1) = 4.0*L*D**4/3.0/3.1415*OMEGA*SQRT(B/19.6)/NABLA/E**2*CRT
**THETA
DO 5 I = 2 , M
AK = OMEGA / FN(I) * SQRT (L/9.8)
5 BEHAT(I) = BEHAT(1) * (0.04 * AK)**2 / ((0.04 * AK)**2 + 1.0)
RETURN
END
```

C ANEXION DE LA SUBROUTINA BK: AMORTIGUAMIENTO DEBIDO A QUILLAS  
C DE BALANCE

```
SUBROUTINE BK(X,HO,SIG,BX,DX,B,D,NABLA,OGD,OMEGA,THETA,BBK,  
*XBK1,XBK2,BKHAT,M,N,L)  
REAL NABLA,M1,M2,M3,M4,M5,M6,M7,M8,L  
DIMENSION X(25),HO(25),SIG(25),BX(25),DX(25),BBKHAT(25),XBK(25)  
*,RATIO(25)  
XBK(1) = XBK1  
XBK(11) = XBK2  
DO 1 I = 2 , 10  
1 XBK(I) = XBK(I-1) + (XBK2 - XBK1) * 0.1  
MAX = N  
DO 2 I = 1 , 11  
CALL HOKAN1(X,HO,25,MAX,XBK(I),HO1,DAM,1,0)  
CALL HOKAN1(X,SIG,25,MAX,XBK(I),SIG1,DAM,1,0)  
CALL HOKAN1(X,DX,25,MAX,XBK(I),DX1,DAM,1,0)  
CALL HOKAN1(X,BX,25,MAX,XBK(I),BX1,DAM,1,0)  
R = 2.0 * DX1 * SQRT(HO1 * (SIG1 - 1.0) / (- 0.8585))  
RD = R / DX1  
IF (HO1.LE.1.0.AND.RD.GE.HO1) R = 0.5 * BX1  
IF (HO1.GT.1.0.AND.RD.GE.1.0) R = DX1  
RD = R / DX1  
F = 1.0 + 0.3 * EXP(-160.0 * (1.0 - SIG1))  
RBK = DX1*SQRT((HO1-0.2929*RD)**2+(1.0-OGD-0.2929*RD)**2)  
M1 = RD  
M2 = OGD  
M3 = 1.0 - M1 - M2  
M4 = HO1 - M1  
M5 = (0.414*HO1+0.0651*M1**2-(0.382*HO1+0.0106)*M1)/((HO1-0.215  
**M1)*(1.0-0.215*M1))  
M6 = (0.414*HO1+0.0651*M1**2-(0.382+0.0106*HO1)*M1)/((HO1-0.215  
**M1)*(1.0 - 0.215 * M1))  
S0 = 0.3 * (3.1415 * F * RBK * THETA) + 1.95 * BBK  
M7 = S0 / DX1 - 0.25 * 3.1415 * M1  
R1 = 0.25 * 3.1415 * R  
IF (S0.LT.R1) M7 = 0.0  
M8 = M7 + 0.414 * M1  
IF (S0.LT.R1) M8 = M7+1.414 * (1.0-COS(S0/R)) * M1  
A = (M3 + M4) * M8 - M7**2  
BB = M4**3/3./ (HO1-0.215*M1)+(1.0-M1)**2*(2.0*M3-M2)/6.0/(1.0-0.215  
* *M1) + M1 * (M3 * M5 + M4 * M6)  
CPPLAS = 1.2  
CPMINS = -22.5 * BBK / (3.1415 * RBK * F * THETA) - 1.2  
CD = CPPLAS - CPMINS  
  
C BBKHAT FOR UNIDAD DE LONGITUD  
  
RATIO(I)=RBK*BBK*CD/(RBK*BBK*CD+0.5*DX1**2*(-A*CPMINS+BB*CPPLAS))  
2 BBKHAT(I)=8.0*RBK**2*OMEGA*SQRT(B/19.6)*THETA*F**2/(3.0*3.1415  
* *NABLA*B**2)*(RBK*BBK*CD+0.5*DX1**2*(-A*CPMINS+BB*CPPLAS))
```

```
WRITE(2,100)
100 FORMAT(/,15X,' ***** DISTRIBUCION LONGITUDINAL DE BBKHAT *****')
DO 7 I = 1 , 11
7 WRITE(2,101) XBK(I),BBKHAT(I),RATIO(I)
101 FORMAT(/4X,'SS =',F8.5,3X,'BKHAT =',F13.8,3X,'FUERZA NORMAL/TOTAL B
*K =',F12.6)
```

C BBKHAT PARA FORMA TRIDIMENSIONAL DEL BUQUE

```
SAM = 0.0
DO 3 I = 1 , 5
I2 = 2 * I
SAM1 = BBKHAT(I2 - 1) + 4.0 * EBKHAT(I2) + BBKHAT(I2+1)
3 SAM = SAM + SAM1
BKHAT = SAM * (XBK2 - XBK1) * 0.1 / 3.0 * L * 0.1
RETURN
END
```

C ANEXION DE LA SUBROUTINA HOKAN1:INTERPOLACION DE TRES PUNTOS USANDO  
C EL METODO DE LAGRANGE

```
SUBROUTINE HOKAN1(X1,Y1,MAX,N,X,Y,YX,M1,M2)
DIMENSION X1(MAX),Y1(MAX),WX(3),WY(3)
N1 = N - 1
DO 10 I = 2 , N1
IF (X.LE.X1(I)) GO TO 1
10 CONTINUE
1 I1 = I - 1
IF (X.GT.X1(N1)) I1 = N - 2
I2 = I1 + 2
DO 20 I = I1 , I2
II = I + 1 - I1
WX(II) = X1(I)
20 WY(II) = Y1(I)
IF (M1.NE.1) GO TO 2
CALL LAG3(WX,WY,X,Y)
2 CONTINUE
IF (M2.NE.1) RETURN
YX = 0.0
RETURN
END
```

C ANEXION DE LA SUBROUTINA LAG3

```
SUBROUTINE LAG3(WX,WY,X,Y)
DIMENSION WX(3),WY(3)
Y = 0.0
DO 11 I = 1 , 3
W = 1.0
Z = 1.0
DO 12 J = 1 , 3
```

```
IF (J.EQ.I) GO TO 12
W = W * (X - WX(J))
Z = Z * (WX(I) - WX(J))
12 CONTINUE
Y = Y + WY(I) * W / Z
11 CONTINUE
RETURN
END
```

DETERMINACION DEL COSTO DE ADQUISICION DE LA RED DE PESCA ARTESANAL						
	13.70	4.88	1.81	51.508	0.414	0.788
1.000: 04						
70	11					
0.0000	3.6296	0.8383	1.2600	0.1700		
1.0000	1.0725	0.3569	4.2000	1.2500		
2.0000	1.1574	0.4757	4.3700	2.0000		
3.0000	1.0320	0.6209	4.2500	1.2500		
4.0000	1.2903	0.6927	4.1000	1.8600		
5.0000	1.8679	0.5951	4.3900	1.8100		
6.0000	1.3179	0.6607	4.5700	1.7300		
7.0000	1.2035	0.5100	4.0000	1.6700		
8.0000	0.9073	0.5003	3.1000	1.6000		
9.0000	0.5839	0.5079	2.1000	1.5400		
10.0000	0.5381	0.5016	0.7000	0.5000		
0.1550	3.0000	7.0000				
0.3710	1.8530	0.1761				
6.000: 07						









DETERMINAZIONE DEL COEF. DI AMPLIAMENTO DEL FUSCO ANTERIORE	25,48	6,48	2,00	233,170	0,585	0,805
1,0000-02						
00	01					
0,0000	3,0326	0,6770	5,5000	0,9200		
1,0000	1,9383	0,9310	4,1400	1,6700		
2,0000	1,3993	0,8620	6,3800	1,2300		
3,0000	1,2055	0,8150	4,9400	1,6700		
4,0000	1,1573	0,8070	6,4800	1,8000		
5,0000	1,1571	0,7950	4,9800	2,0000		
6,0000	1,1434	0,7460	6,4200	1,7200		
7,0000	1,1335	0,7560	5,9400	1,6200		
8,0000	1,0059	0,5470	5,1000	1,5400		
9,0000	0,6011	0,6620	3,2000	2,4200		
10,0000	0,3250	0,5000	0,8000	0,4000		
0,0000	3,0000	7,0000				
- 0,4630	3,1000	0,1638				
4,0000-03						

\*\*\* DETERMINACION DEL COEF. DE ABSORCIONAMIENTO DEL BURBU AJUNERO \*\*\*

\*\*\*DATOS GENERALES\*\*\*

I (H) = 24.4800 B (H) = 6.4800 D (H) = 2.8000  
 NADIA (H\*3) = 233.1700 CR = .5850 CM = .4050  
 DC/D = .1450 I (S) = 3.5000 BETA (RAD) = .1738  
 NUR (H\*G/S) = .10000E+05 BURPM = .40000E+02  
 BPC (H) = .2800 BRCA = 3.0000 BRK = 7.0000

\*\*\*DATOS DE CADA OBSERVACION\*\*\*

SS = 1.0000 HR = 0.00330 SORNA = .67700 B = 5.58000 D = .58200  
 SS = 1.0000 HR = 1.33830 SORNA = .69100 B = 5.15000 D = 1.47000  
 SS = 2.0000 HR = 1.37910 SORNA = .66400 B = 6.38000 D = 2.33000  
 SS = 3.0000 HR = 1.39650 SORNA = .68400 B = 5.68000 D = 2.52000  
 SS = 4.0000 HR = 1.45210 SORNA = .66700 B = 6.48000 D = 2.80000  
 SS = 5.0000 HR = 1.45710 SORNA = .69300 B = 5.60000 D = 2.80000  
 SS = 6.0000 HR = 1.34350 SORNA = .77400 B = 6.42000 D = 2.71000  
 SS = 7.0000 HR = 1.43350 SORNA = .65500 B = 5.95000 D = 2.48000  
 SS = 8.0000 HR = 1.00290 SORNA = .54200 B = 5.10000 D = 2.54000  
 SS = 9.0000 HR = .64130 SORNA = .65200 B = 5.00000 D = 2.48000  
 SS = 10.0000 HR = .25200 SORNA = .50000 B = .28000 D = .40000

\*\*\* DISTRIBUCION FUNCIONAL DE CR \*\*\*

CR = 1.0000 CR = .15525  
 CR = 1.0000 CR = .07554  
 CR = 2.0000 CR = .00701

SS =	3.00000	CR =	.000143
SS =	4.00000	CR =	.000335
SS =	5.00000	CR =	.000531
SS =	6.00000	CR =	.000725
SS =	7.00000	CR =	.005074
SS =	8.00000	CR =	.033543
SS =	9.00000	CR =	1.397174
SS =	10.00000	CR =	11.405163

\*\*\*\* DESCRIPCION LONGITUDINAL DE DEBIDO \*\*\*\*

SS =	3.00000	DEBIDO =	.001735556	FUERZA NORMAL/TOTAL	K =	.765317
SS =	3.50000	DEBIDO =	.00174879	FUERZA NORMAL/TOTAL	K =	.776273
SS =	3.80000	DEBIDO =	.00175553	FUERZA NORMAL/TOTAL	K =	.783305
SS =	4.20000	DEBIDO =	.00177138	FUERZA NORMAL/TOTAL	K =	.786995
SS =	4.50000	DEBIDO =	.00178037	FUERZA NORMAL/TOTAL	K =	.789458
SS =	5.00000	DEBIDO =	.00178908	FUERZA NORMAL/TOTAL	K =	.795677
SS =	5.40000	DEBIDO =	.00152135	FUERZA NORMAL/TOTAL	K =	.789735
SS =	5.80000	DEBIDO =	.00167793	FUERZA NORMAL/TOTAL	K =	.792567
SS =	6.20000	DEBIDO =	.00158878	FUERZA NORMAL/TOTAL	K =	.791003
SS =	6.50000	DEBIDO =	.00143003	FUERZA NORMAL/TOTAL	K =	.791597
SS =	7.00000	DEBIDO =	.00151591	FUERZA NORMAL/TOTAL	K =	.800973



DETERMINACION DEL COEF. DE AUMENTO DEL BURSA CARABUREO		DE AUMENTO DEL BURSA CARABUREO			
19.25	5.55	2.57	124.190	0.970	0.750
1.0001-06					
20	11				
0.0000	2.0636	0.4432	4.1400	1.1000	
1.0000	0.8195	0.3972	4.7300	2.9200	
2.0000	0.8676	0.3570	4.9800	2.44700	
3.0000	0.9345	0.6434	5.1400	2.7500	
4.0000	0.9850	0.5263	5.2400	2.7700	
5.0000	1.0136	0.5033	5.3500	2.8200	
6.0000	1.0202	0.6932	5.0600	2.4000	
7.0000	0.9538	0.5977	4.5500	2.3300	
8.0000	0.7957	0.5459	2.6600	2.3000	
9.0000	0.5373	0.4306	2.3300	2.0000	
10.0000	0.4655	0.3281	0.5600	0.5000	
0.0000	0.0000	0.0000			
-0.1540	2.7670	0.1311			
4.0005-03					

\*\*\* INTERPOLACION DEL COEF. DE ABORTO (CANTIDAD DEL BIEN CONSUMIDO) \*\*\*

\*\*\* DATOS DE INGRESOS \*\*\*

L (M)	=	11,2500	B (M)	=	5,5500	D (M)	=	2,3700
MARCA (MERC)	=	174,1500	EB	=	1,4500	EB	=	1,7500
ORG	=	1,1540	F (M)	=	2,7570	GRATA (GRAT)	=	1,3511
MUE (MUEPZ)	=	1,300000E-01	MURCH	=	1,400000E-02			
BUC (M)	=	1,0000	XOKI	=	1,0000	WCE	=	1,0000

\*\*\* DATOS DE CADA UNIDAD \*\*\*

BS = 1,0000	HI = 1,06350	STOMA = 1,36330	B = 4,554000	D = 1,10000
BS = 1,0000	HI = 1,63150	STOMA = 1,35720	B = 4,780000	D = 2,52000
BS = 2,0000	HI = 1,86750	STOMA = 1,30700	B = 4,980000	D = 2,137000
BS = 3,0000	HI = 1,95450	STOMA = 1,34350	B = 5,140000	D = 2,250000
BS = 4,0000	HI = 1,98500	STOMA = 1,3510	B = 5,330000	D = 2,370000
BS = 5,0000	HI = 1,01150	STOMA = 1,28000	B = 5,276000	D = 2,170000
BS = 6,0000	HI = 1,03000	STOMA = 1,52170	B = 5,005000	D = 2,400000
BS = 7,0000	HI = 1,95000	STOMA = 1,32770	B = 6,150000	D = 2,280000
BS = 8,0000	HI = 1,79570	STOMA = 1,33920	B = 3,650000	D = 2,100000
BS = 9,0000	HI = 1,62730	STOMA = 1,38050	B = 2,382000	D = 2,170000
BS = 10,0000	HI = 1,64550	STOMA = 1,28110	B = 1,590000	D = 1,580000

\*\*\* DISTRIBUCION LONGITUDINAL DE CR \*\*\*

CR =	.000000	CR =	.57753
CR =	1.00000	CR =	1.093115
CR =	2.00000	CR =	.60055
CR =	3.00000	CR =	.102935
CR =	6.00000	CR =	.00658
CR =	8.00000	CR =	.00370
CR =	6.00000	CR =	.005819
CR =	7.00000	CR =	.11044
CR =	8.00000	CR =	.40097
CR =	9.00000	CR =	1.465203
CR =	10.00000	CR =	.21175





APENDICE B

C A L C U L O S

1.- VALORES DEL RADIO DE GIRO, INERCIA Y DESPLAZAMIENTOS AÑADIDOS DE CADA BUQUE Y; COMPARACION DE LOS VALORES DEL COEFICIENTE DEL MOMENTO DE INERCIA

Modelo	$k_{xx}$ (m)	$k'_{xx}$ (m)	$k''_{xx}$ (m)	$\delta I_{xx}$ (ton*m*seg <sup>2</sup> )	$\delta \Delta$ (ton)
1	1.539	0.704	0.35*B	0.20*I <sub>xx</sub>	0.20* $\Delta$
2	2.120	0.963	0.36*B	0.20*I <sub>xx</sub>	0.20* $\Delta$
3	1.630	0.795	0.33*B	0.20*I <sub>xx</sub>	0.20* $\Delta$

Valores de  $k_{xx}$ ,  $k'_{xx}$ ,  $k''_{xx}$ ,  $\delta I_{xx}$  y  $\delta \Delta$   
Tabla III

Modelo	$A_{\theta}$ (ton*m*seg <sup>2</sup> )	
	Ecuación (1.5)	Ecuación (1.4)
1	14.133	12.555
2	80.600	109.497
3	24.824	34.667

Comparación de los Valores de  $A_{\theta}$   
Tabla IV

2.- CARACTERISTICAS GENERALES

Característica	Unidad	Buque Prototipo	Modelo
Eslora Total = $L_t$	(m)	14.97	1.49
Eslora = L	(m)	13.70	1.36
Eslora en LAD = LAD	(m)	12.80	1.27
Manga Máxima = $B_{max}$	(m)	4.90	0.49
Manga = B	(m)	4.88	0.49
Manga en LAD = $B_{LAD}$	(m)	4.70	0.468
Puntal al Costado = D	(m)	2.38	0.237
Calado = T	(m)	1.81	0.180
Calado en LAD = $T_{LAD}$	(m)	1.29	0.128
s	(m)	1.28	0.127
V servicio	(nudos)	8.00	2.524
$\Delta$	(ton)	52.00	0.051
$\nabla$	(m <sup>3</sup> )	51.535	0.051
SM	(m <sup>2</sup> )	67.914	0.673
BM <sub>T</sub>	(m)	1.443	0.144
KB	(m)	1.100	0.109
LCB (desde Est.0)	(m)	6.909	0.688
Diámetro Propulsor	(m)	1.10	
Peso	(lb)		36.25
Semiángulo de Entrada	(°)	33.69	33.69
$k_{xx}$	(m)	1.539	0.153
GG <sub>v</sub>	(m)	0.0397	
KG	(m)	1.198	0.119
GM <sub>T</sub>	(m)	1.692	0.168
OG	(m)	-0.612	-0.061
$l_{BK}$	(m)	4.990	0.497
$b_{BK}$	(m)	0.165	0.016
Cb		0.424	0.424
Cm		0.688	0.688
Cw		0.760	0.760
Cpl		0.557	0.557
Cpv		0.616	0.616

Características Generales en Línea de Máxima Carga  
 Modelo: Lancha de Pesca Artesanal  
 Tabla V

Característica	Unidad	Buque Prototipo	Modelo
Eslora Total = $L_t$	(m)	25.47	2.08
Eslora = L	(m)	24.48	2.00
Eslora en LAD = LAD	(m)	22.40	1.83
Manga Máxima = $B_{máx}$	(m)	6.48	0.53
Manga = B	(m)	6.48	0.53
Manga en LAD = $B_{LAD}$	(m)	6.48	0.53
Puntal al Costado = D	(m)	3.26	0.27
Calado = T	(m)	2.80	0.23
Calado en LAD = $T_{LAD}$	(m)	2.40	0.196
s	(m)	2.24	
V servicio	(nudos)	10	2.858
$\Delta$	(ton)	239.00	0.130
$\nabla$	(m <sup>3</sup> )	233.17	0.127
SM	(m <sup>2</sup> )	185.450	1.237
$BM_T$	(m)	2.008	0.164
KB	(m)	1.534	0.125
LCB (desde Est.0)	(m)	12.485	1.020
Diámetro Propulsor	(m)	1.60	
Peso	(lb)		74.00
Semiángulo de Entrada	(°)	41.50	41.50
$K_{xx}$	(m)	2.12	0.173
$GG_{\checkmark}$	(m)	0.0900	
KB	(m)	2.120	0.173
$GM_T$	(m)	1.420	0.123
OG	(m)	-0.680	-0.056
$l_{BK}$	(m)	8.490	0.693
$b_{BK}$	(m)	0.280	0.023
$C_b$		0.525	0.525
$C_m$		0.805	0.805
$C_w$		0.828	0.828
$C_{p1}$		0.669	0.669
$C_{pv}$		0.637	0.637

Características Generales en Línea de Máxima Carga  
 Modelo: Buque Atunero  
 Tabla VI

Característica	Unidad	Buque Prototipo	Modelo
Eslora Total = $L_t$	(m)	20.75	2.07
Eslora = $L$	(m)	18.95	1.89
Eslora en LAD = $LAD$	(m)	17.50	1.75
Manga Máxima = $B_{máx}$	(m)	5.60	0.56
Manga = $B$	(m)	5.56	0.56
Manga en LAD = $B_{LAD}$	(m)	5.45	0.545
Puntal al Costado = $D$	(m)	3.02	0.30
Calado = $T$	(m)	2.57	0.26
Calado en LAD = $T_{LAD}$	(m)	2.38	0.238
$s$	(m)	1.75	0.175
$V$ servicio	(nudos)	10	1
$\Delta$	(ton)	128.00	0.13
$\nabla$	( $m^3$ )	124.19	0.124
SM	( $m^2$ )	128.70	0.129
$BM_T$	(m)	1.20	0.12
KB	(m)	2.00	0.20
LCB (desde Est.0)	(m)	9.60	0.960
Diámetro Propulsor	(m)	1.40	
Peso	(lb)		85.00
Semiángulo de Entrada	(°)	26.00	26.00
$k_{xx}$	(m)	1.63	0.163
$GG_v$	(m)	0.0370	
KG	(m)	2.200	0.220
$GM_T$	(m)	1.000	0.100
OG	(m)	-0.370	-0.037
$l_{BK}$	(m)	6.917	0.692
$b_{BK}$	(m)	0.228	0.023
$C_b$		0.490	0.490
$C_m$		0.750	0.750
$C_w$		0.825	0.825
$C_{pl}$		0.645	0.645
$C_{pv}$		0.600	0.600

Características Generales en Línea de Máxima Carga  
 Modelo: Buque Camaronero  
 Tabla VII

3. DATOS DE ENSAYOS PARA LA DETERMINACION DEL LCG

Prueba	l (cm)	p (lb)	x (cm)	x1 (cm)	LCG <sub>m</sub> (cm)	LCG <sub>u</sub> (m)	LCB <sub>u</sub> (m)
1	85	38.0	28.124	34.456	70.335	7.001	6.909
2	90	41.8	32.756	39.449	70.696	7.037	6.909
3	95	45.5	37.636	44.443	70.810	7.048	6.909

LCG<sub>u</sub> = 7.029 m

Determinación del LCG  
Modelo: Lancha de Pesca Artesanal  
Tabla VIII

Prueba	l (cm)	p (lb)	x (cm)	y (cm)	LCG <sub>m</sub> (cm)	LCG <sub>u</sub> (m)	LCB <sub>u</sub> (m)
1	110	69.5	26.22	83.78	103.34	12.65	12.48
2	120	86.8	35.72	84.28	103.84	12.71	12.48
3	130	103.2	46.01	83.99	103.55	12.67	12.48

LCG<sub>u</sub> = 12.680 m

Determinación del LCG  
Modelo: Buque Atunero  
Tabla IX

Prueba	l (cm)	p (lb)	x (cm)	y (cm)	LCG <sub>m</sub> (cm)	LCG <sub>u</sub> (m)	LCB <sub>u</sub> (m)
1	110	87.0	33.37	76.63	9.89	9.89	9.60
2	120	105.5	44.15	75.85	9.82	9.82	9.60
3	130	118.5	53.73	76.27	9.86	9.86	9.60

LCG<sub>u</sub> = 9.860 m

Determinación del LCG  
Modelo: Buque Camaronero  
Tabla X

4. RESULTADOS DE ENSAYOS DE ROLIDO LIBRE PARA LA DETERMINACION DEL PERIODO AMORTIGUADO

Modelo	T <sub>dm</sub> (seg)		T <sub>ds</sub> (seg)	
	SQB	CQB	SQB	CQB
1	0.781	0.844	2.475	2.675
2	0.838	0.861	2.932	3.013
3	0.896	0.934	2.833	2.952

Resultados de Ensayos de Rolido Libre  
Período Amortiguado de Rolido  
Tabla XI

5. RESULTADOS DE PRUEBAS DE INCLINACION

	d (cm)	KM <sub>ts</sub> (m)	KM <sub>tm</sub> (cm)	GG <sub>vs</sub> (m)	GM <sub>tis</sub> (m)	GM <sub>tfs</sub> (m)	KGs (m)
1	25	2.89	29.03	0.0397	1.7318	1.6921	1.1983
2	25	3.54	28.91	0.0900	1.5098	1.4198	2.1202
3	25	3.20	32.00	0.0370	1.0375	1.0005	2.1995

Resultados de Pruebas de Inclinación  
Valores de GM<sub>T</sub> y KG  
Tabla XII

6. RESULTADOS DE ENSAYOS PARA DETERMINAR EL PERIODO NATURAL Y RADIO DE GIRO.

Modelo	HL (cm)	90- $\theta$ (°)	a (cm)	T <sub>nm</sub> (seg)	T <sub>ns</sub> (seg)	k <sub>xxm</sub> (cm)	k <sub>xxs</sub> (m)
1	12	52.93	19.91	0.572	1.813	15.32	1.539
2	12	54.90	20.87	0.511	1.788	17.31	2.120
3	12	53.92	20.37	0.541	1.711	16.30	1.630

Resultados del Período Natural y Radio de Giro  
Valores de T<sub>n</sub> y k<sub>xx</sub>  
Tabla XIII

7.- CALCULO DEL COEFICIENTE EQUIVALENTE DE AMORTIGUAMIENTO LINEAL MEDIANTE LA CURVA DE EXTINCION A VELOCIDAD DE AVANCE CERO

7.1. CURVA DE EXTINCION SIN DISPOSITIVO DE AMORTIGUAMIENTO

$\theta$ ( $^{\circ}$ )	$\theta_m$ ( $^{\circ}$ )	$\delta\theta$ ( $^{\circ}$ )
10.00	9.515	0.970
9.03	8.600	0.860
8.17	7.850	0.840
7.33	6.920	0.820
6.51	6.110	0.800

Curva de Extinción:  $\theta$  inicial=10 $^{\circ}$   
 Modelo: Lancha de Pesca Artesanal  
 Tabla XIV

Ecuación:  $\delta\theta = K_1*\theta_m + K_2*\theta_m^2 + \dots$   
 $9.515*K_1 + 9.515^2*K_2 = 0.97$   
 $6.110*K_1 + 6.110^2*K_2 = 0.80$

$$K_1 = 0.18290$$

$$K_2 = -0.00851$$

Ecuación de la curva:  $0.18290*\theta - 0.00851*\theta^2 = \delta\theta$

$$B_1 = 2*\Delta*K_1*GM_T / (\pi*w_d)$$

$$= 2*52*0.18290*1.69 / (\pi*2.643) = 3.87262$$

$$B_2 = 3*\Delta*K_2*GM_T / (4*w_d^2)$$

$$= 3*52*(-0.00851)*1.69 / (4*2.643^2) = -0.08029$$

$$B_w = B_1 + (8/(3*\pi))*B_2*w*\theta_A$$

$$= 3.87262 - 0.06815*w*\theta_A$$

w esta en rad/seg y  $\theta_A$  en radianes.



Modelo	$\theta_A$ (grados)	$K_1$	$K_2$	$B_1$ (ton*m*seg)	$B_2$ (ton*m*seg)
1	10	0.18290	-0.00851	3.87262	-0.08029
2	10	0.16412	-0.00760	18.37500	-0.48850
3	10	0.20274	-0.01120	7.27540	-0.20850

Calculos de los Términos para la Determinación del Coeficiente Equivalente de Amortiguamiento Lineal de Rolido: Amplitud Inicial = 10°  
Tabla XV

Modelo	$\theta_A$ (grados)	$K_1$	$K_2$	$B_1$ (ton*m*seg)	$B_2$ (ton*m*seg)
1	15	0.10284	-0.00140	2.17690	-0.01320
2	15	0.10762	-0.00104	12.04900	-0.06670
3	15	0.11910	-0.00143	4.27390	-0.02660

Calculos de los Términos para la Determinación del Coeficiente Equivalente de Amortiguamiento Lineal de Rolido: Amplitud Inicial = 15°  
Tabla XVI

7.2. CURVA DE EXTINCION CON DISPOSITIVO DE AMORTIGUAMIENTO (QUILLA DE BALANCE)

$\theta$ (°)	$\theta_m$ (°)	$\delta\theta$ (°)
15.00		
	13.83	2.35
12.65		
	11.72	1.87
10.78		
	10.00	1.57
9.21		
	8.47	1.49
7.72		
	7.04	1.37
6.35		

Curva de Extinción:  $\theta$  inicial=15°  
Modelo: Buque Atunero  
Tabla XVII

Ecuación:  $\delta\theta = K_1*\theta_m + K_2*\theta_m^2 + \dots$

$13.83*K_1 + 13.83^2*K_2 = 2.35$

$7.04*K_1 + 7.04^2*K_2 = 1.37$

$K_1 = 0.22020$

$K_2 = -0.00364$

Ecuación de la curva:  $0.22020*\theta - 0.00364*\theta^2 = \delta\theta$

$B_1 = 2*\Delta*K_1*GM_T / (\pi*w_d)$

$= 2*239*0.22020*1.51 / (\pi*1.796) = 28.17490$

$B_2 = 3*\Delta*K_2*GM_T / (4*w_d^2)$

$= 3*239*(-0.00364)*1.51 / (4*1.796^2) = -0.30516$

$B_w = B_1 + (8/(3*\pi))*B_2*w*\theta_A$

$= 28.1490 - 0.2590*w*\theta_A$

Modelo	$\theta_A$ (grados)	$K_1$	$K_2$	$B_1$ (ton*m*seg)	$B_2$ (ton*m*seg)
1	10	0.32350	-0.01158	8.21700	-0.15735
2	10	0.29260	-0.00887	37.43860	-0.74480
3	10	0.30290	-0.01110	12.42000	-0.26990

Calculos de los Términos para la Determinación del Coeficiente Equivalente de Amortiguamiento Lineal de Rolido: Amplitud Inicial = 10°  
Tabla XVIII

Modelo	$\theta_A$ (grados)	$K_1$	$K_2$	$B_1$ (ton*m*seg)	$B_2$ (ton*m*seg)
1	15	0.24572	-0.00288	6.24160	-0.03906
2	15	0.22020	-0.00364	28.17490	-0.30516
3	15	0.25330	-0.00860	10.39000	-0.20910

Calculos de los Términos para la Determinación del Coeficiente Equivalente de Amortiguamiento Lineal de Rolido: Amplitud Inicial = 15°  
Tabla XIX

8.- VALOR DEL PERIODO AMORTIGUADO DE ROLIDO (en segundos)  
OBTENIDO DE LA CURVA DE EXTINCION

	10°	CQB	15°	10°	SQB	15°
1	2.853		2.853	2.536		2.536
2	3.499		3.499	3.062		3.062
3	3.163		3.163	2.767		2.767

Curva de Extinción  
Período Amortiguado de Rolido  
Tabla XX

9.- RESULTADOS DEL COEFICIENTE EQUIVALENTE DE AMORTIGUAMIENTO LINEAL DE ROLIDO PARA VELOCIDAD DE AVANCE CERO HACIENDO USO DEL PROGRAMA DAMPING.FOR DE

$\hat{B}_e$	$\theta_A$ (grados)	Condición	$B_e$ (ton*m*seg)
0.01094	10.0	SQB	2.918
0.02987	10.0	CQB	8.257
0.01435	15.0	SQB	3.852
0.04131	15.0	CQB	11.545

Coefficiente Equivalente de Amortiguamiento Lineal de Rolido  
Programa DAMPING.FOR  
Modelo: Lancha de Pesca Artesanal  
Tabla XXI

$\hat{B}_e$	$\theta_A$ (grados)	Condición	$B_e$ (ton*m*seg)
0.00824	10.0	SQB	14.668
0.02046	10.0	CQB	36.421
0.01031	15.0	SQB	18.353
0.02600	15.0	CQB	46.282

Coefficiente Equivalente de Amortiguamiento Lineal de Rolido  
Programa DAMPING.FOR  
Modelo: Buque Atunero  
Tabla XXII

$\hat{B}_e$	$\hat{\theta}_A$ (grados)	Condición	$B_e$ (ton*m*seg)
0.00906	10.0	SQB	6.865
0.01931	10.0	CQB	14.631
0.01153	15.0	SQB	8.736
0.02433	15.0	CQB	18.435

Coeficiente Equivalente de Amortiguamiento Lineal de  
Rolido

Programa DAMPING.FOR  
Modelo: Buque Camaronero  
Tabla XXIII

10.- RESULTADOS DEL COEFICIENTE DE AMORTIGUAMIENTO LINEAL DE ROLIDO SIN VELOCIDAD DE AVANCE, REFERENCIA (3).

d (m)	$\theta_a$ (grados)	Condición	$B_{\theta}$ (ton*m*seg)
2.320	10.0	CQB	2.4796
	10.0	SQB	0.9307
	15.0	CQB	3.0371
	15.0	SQB	1.1400

Coeficiente de Amortiguamiento Lineal de Rolido  
Referencia (3)  
Modelo: Lancha de Pesca Artesanal  
Tabla XXIV

d (m)	$\theta_a$ (grados)	Condición	$B_{\theta}$ (ton*m*seg)
3.380	10.0	CQB	13.3565
	10.0	SQB	4.1775
	15.0	CQB	16.3599
	15.0	SQB	5.1168

Coeficiente de Amortiguamiento Lineal de Rolido  
Referencia (3)  
Modelo: Buque Atunero  
Tabla XXV

d (m)	$\theta_a$ (grados)	Condición	$B_{\theta}$ (ton*m*seg)
2.800	10.0	CQB	4.0732
	10.0	SQB	1.2822
	15.0	CQB	4.9891
	15.0	SQB	1.5710

Coeficiente de Amortiguamiento Lineal de Rolido  
Referencia (3)  
Modelo: Buque Camaronero  
Tabla XXVI

11.- COMPARACION DE LOS VALORES DEL COEFICIENTE DE AMORTIGUAMIENTO DE ROLIDO,  $B_{\theta}$ , EN VELOCIDAD DE AVANCE CERO

	$\theta_A=10^\circ$ Condición		$\theta_A=15^\circ$ Condición	
	CQB	SQB	CQB	SQB
Programa	8.2570	2.9180	11.5450	3.8520
DAMPING.FOR				
Curva de	8.1657	3.8432	6.2225	2.1696
Extinción				
Bhattacharyya	2.4796	0.9307	3.0371	1.1400

Comparación de Valores del Coeficiente de Amortiguamiento de Rolido  
Modelo: Lancha de Pesca Artesanal  
Tabla XXVII

	$\theta_A=10^\circ$ Condición		$\theta_A=15^\circ$ Condición	
	CQB	SQB	CQB	SQB
Programa	36.4210	14.6680	46.2820	18.3530
DAMPING.FOR				
Curva de	37.2406	18.2361	28.0532	12.0205
Extinción				
Bhattacharyya	13.3565	4.1775	16.3599	5.1168

Comparación de Valores del Coeficiente de Amortiguamiento de Rolido  
Modelo: Buque Atunero  
Tabla XXVIII

	$\theta_A=10^\circ$ Condición		$\theta_A=15^\circ$ Condición	
	CQB	SQB	CQB	SQB
Programa	14.6314	6.8649	18.4351	8.7364
DAMPING.FOR				
Curva de	12.3406	7.2053	10.2977	4.2605
Extinción				
Bhattacharyya	4.0732	1.2822	4.9891	1.5770

Comparación de Valores del Coeficiente de Amortiguamiento de Rolido  
Modelo: Buque Camaronero  
Tabla XXIX

12.- DETERMINACION DEL COEFICIENTE DE AMORTIGUAMIENTO LINEAL Y OTROS PARAMETROS HACIENDO USO DE LA TEORIA DE LA REBANADA, REFERENCIA (3).

Cálculos para el Modelo: Lancha de Pesca Artesanal

a.- Altura de la Ola

Para este caso se asume una altura de ola de 2 m. para el buque prototipo.

$$\begin{aligned}H_{wm} &= H_{ws}/\lambda \\ &= 200/10.047 = 19.91 \text{ cm.}\end{aligned}$$

b.- Amplitud de la Ola

$$\begin{aligned}\zeta_w &= H_w/2 \\ \zeta_{ws} &= 2.00/2 = 1.00 \text{ m.} \\ \zeta_{wm} &= 19.91/2 = 9.96 \text{ cm.}\end{aligned}$$

c.- Frecuencia de la Ola

Se asume que la longitud de la ola,  $L_w$ , es igual a la eslora del buque en la línea de máxima carga.

$$\begin{aligned}w_w &= (2*\pi*g/L_w)^{1/2} \\ w_{ws} &= (2*\pi*32.2/13.70*3.28)^{1/2} = 2.1219 \text{ rad/seg} \\ w_{wm} &= w_{ws}/\lambda^{1/2} \\ &= 2.1219/10.047^{1/2} = 0.6694 \text{ rad/seg}\end{aligned}$$



d.- Frecuencia de Encuentro

$$w_e = w_w - w_w^2 * V * \cos(u) / g$$

Según la OMI, referencia (6), la situación de mar a popa ( $u=0^\circ$ ) es una situación de peligro para buques pesqueros. En este trabajo se analiza el valor de la frecuencia de encuentro,  $w_e$ , para siete diferentes ángulos de encuentro:  $0^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $120^\circ$ ,  $150^\circ$  y  $180^\circ$ .

$$\begin{aligned} w_{es} &= w_{ws} - w_{ws}^2 * V_s * \cos(u) / g \\ &= w_{ws} * (1 - 8 * 1.689 * 2.1219 * \cos(u) / 32.2) \\ &= w_{ws} * (1 - 0.8904 * \cos(u)) \end{aligned}$$

	$0^\circ$	$30^\circ$	$60^\circ$	$90^\circ$	$120^\circ$	$150^\circ$	$180^\circ$
$w_{es}$	0.2326	0.4857	1.1772	2.1219	3.0670	3.7581	4.0112
$w_{em}$	0.0733	0.1532	0.3714	0.6694	0.9676	1.1856	1.2655

e.- Cálculo de los Coeficientes  $A_g$ ,  $B_g$  y  $C_g$

Coeficiente A :

$$A_g = (k_{xx}^2 + k'_{xx}{}^2) / g$$

De la figura No.1.2 se tiene:  $k'_{xx} = 0.704$  m.

$$\begin{aligned} A_g &= 52 * (1.539^2 + 0) / 9.81 \\ &= 12.555 \text{ ton} * \text{m} * \text{seg}^2 \text{ (para } w_n) \\ &= 52 * (1.539^2 + 0.704^2) / 9.81 \\ &= 15.182 \text{ ton} * \text{m} * \text{seg}^2 \text{ (para } w_d) \end{aligned}$$

TOPICOS DE GRADUACION  
 Determinacion del Coeficiente de Amortiguamiento  
 en Movimiento de Rolido Lineal (No Acoplado)  
 Para Diferentes Angulos de Encuentro  
 Lancha de Pesca Artesanal de 14.97 metros

Estacion	Bn/2 (m)	Bn**2 (pie**2)	Bn**2/4 (pie**2)	Ax (m**2)	Ax (pie**2)	Tn (m)	Tn (pie)	Cx
0	0.280	3.374	0.843	0.146	1.571	0.520	1.706	0.501
1	1.060	48.353	12.088	1.669	17.956	1.540	5.051	0.511
2	1.580	107.429	26.857	2.943	31.662	1.600	5.248	0.582
3	2.010	173.860	43.465	4.157	44.723	1.670	5.478	0.619
4	2.280	223.706	55.926	5.212	56.073	1.730	5.674	0.661
5	2.440	256.205	64.051	6.107	65.702	1.810	5.937	0.691
6	2.400	247.874	61.968	6.193	66.627	1.860	6.101	0.674
7	2.370	241.715	60.429	5.708	61.409	1.960	6.429	0.614
8	2.280	223.706	55.926	4.273	45.971	2.000	6.560	0.469
9	2.100	189.778	47.445	2.863	30.801	1.960	6.429	0.348
10	0.980	41.329	10.332	0.441	4.744	0.270	0.886	0.833

Estacion	Sn	dq	Åq	Eg n	F.S.	Producto
0	0.538	0.000	0.000	0.000	1	0.000E+00
1	0.688	0.920	2.776	2977.070	4	1.191E+04
2	0.988	0.358	2.401	4948.397	2	9.897E+03
3	1.204	0.608	6.598	60497.786	4	2.420E+05
4	1.318	0.652	9.104	148204.111	2	2.964E+05
5	1.348	0.669	10.699	234394.368	4	9.376E+05
6	1.290	0.616	9.531	179963.675	2	3.599E+05
7	1.209	0.616	9.294	166881.225	4	6.675E+05
8	1.140	0.661	9.230	152323.875	2	3.046E+05
9	1.071	0.607	7.191	78424.025	4	3.137E+05
10	3.630	0.000	0.000	0.000	1	0.000E+00
Sumatoria:						3.144E+06

$$Eg = (1/3) * s * sumatoria = 5.988E+02 \text{ ton} * m * \text{seg}$$

TOPICOS DE GRADUACION

Determinacion del Coeficiente de Amortiguamiento  
 en Movimiento de Rolido Lineal (No Acoplado)  
 Para Diferentes Angulos de Encuentro  
 Modelo: Buque Atunero de 25.47 metros

Est.	$B_n/2$ m	$B_n^2$ pie^2	$B_n^2/4$ pie^2	$A_x$ m^2	$A_x$ pie^2	$T_n$ m	$T_n$ pie	$C_x$
0	0.150	0.958	0.242	0.056	0.602	0.400	1.312	0.467
1	1.650	117.159	29.290	3.667	39.454	2.420	7.938	0.459
2	2.550	279.826	69.956	7.030	75.635	2.540	8.331	0.543
3	2.970	379.595	94.899	10.179	109.510	2.620	8.594	0.654
4	3.110	416.225	104.056	12.718	136.825	2.720	8.922	0.752
5	3.240	451.750	112.937	14.436	155.308	2.800	9.184	0.796
6	3.240	451.750	112.937	14.590	156.968	2.800	9.184	0.804
7	3.240	451.750	112.937	14.024	150.879	2.690	8.823	0.805
8	3.190	437.914	109.479	12.107	130.255	2.280	7.478	0.832
9	3.070	405.587	101.397	8.369	90.034	1.670	5.478	0.816
10	2.790	334.978	83.744	3.493	37.576	0.920	3.018	0.680

Est.	$S_n$	$d_g$	$\bar{A}_g$	$E_{gn}$	F.S.	Producto
0	0.375	0.000	0.000	0.000E+00	1	0.000E+00
1	0.682	0.973	1.963	9.478E+03	4	3.791E+04
2	1.004	0.402	1.937	2.204E+04	2	4.409E+04
3	1.134	0.473	3.093	7.625E+04	4	3.050E+05
4	1.143	0.393	2.816	6.930E+04	2	1.386E+05
5	1.157	0.339	2.639	6.608E+04	4	2.643E+05
6	1.157	0.259	2.014	3.847E+04	2	7.694E+04
7	1.204	0.295	2.292	4.981E+04	4	1.993E+05
8	1.399	0.509	3.837	1.354E+05	2	2.708E+05
9	1.838	0.688	4.801	1.963E+05	4	7.853E+05
10	3.033	0.000	0.000	0.000E+00	1	0.000E+00
					suma	: 2.122E+06

$$B_{\theta} = (1/3) * s * suma = 7.074E+02 \text{ ton*m*seg}$$



Coefficiente  $C_{\theta}$ :

$$\begin{aligned}C_{\theta} &= \Delta * GZ \cong \Delta * GM_{\tau} \\ &= 52 * 1.6921 \\ &= 87.989 \text{ ton*m}\end{aligned}$$

Este valor es válido únicamente para pequeños ángulos de roídos y si la curva de momento de adrizamiento es linealmente proporcional hasta dicho ángulo de roído.

f.- Cálculo de la Frecuencia y Periodo Natural

$$\begin{aligned}\omega_n &= (C_{\theta} / A_{\theta})^{1/2} \\ &= (87.989 / 12.555)^{1/2} \\ &= 2.647 \text{ rad/seg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}T_n &= 2 * \pi / \omega_n \\ &= 2 * \pi / 2.647 \\ &= 2.373 \text{ seg.}\end{aligned}$$

g.- Cálculo de la Frecuencia y Periodo Amortiguado

$$\begin{aligned}\omega_d &= (C_{\theta} / A_{\theta})^{1/2} \\ &= (87.989 / 15.182)^{1/2} \\ &= 2.407 \text{ rad/seg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}T_d &= 2 * \pi / \omega_d \\ &= 2 * \pi / 2.407 \\ &= 2.610 \text{ seg}\end{aligned}$$

Modelo	H <sub>w</sub> (m)	H <sub>wm</sub> (cm)	$\zeta_{ws}$ (m)	$\zeta_{wm}$ (cm)	k' <sub>xxx</sub> (m)	A <sub>g</sub> (ton*m*seg <sup>2</sup> ) para w <sub>n</sub> para w <sub>d</sub>	
1	2.00	19.91	1.00	9.96	0.704	12.555	15.182
2	2.87	23.44	1.435	11.72	0.963	109.497	132.090
3	2.54	25.40	1.270	12.70	0.795	34.667	42.913

Modelo	C <sub>g</sub> (ton*m)	w <sub>n</sub> (rad/seg)	T <sub>n</sub> (seg)	w <sub>d</sub> (rad/seg)	T <sub>d</sub> (seg)
1	87.989	2.647	2.373	2.407	2.690
2	339.178	1.760	3.569	1.602	3.920
3	128.063	1.922	3.269	1.728	3.637

Cálculos de los Coeficientes: A<sub>g</sub>, C<sub>g</sub>; w<sub>n</sub>; T<sub>n</sub>; w<sub>d</sub> y T<sub>d</sub>  
mediante la Teoría de la Rebanada  
Tabla XXX

	0°	30°	60°	90°	120°	150°	180°
w <sub>es</sub>	0.2670	0.4438	0.9270	1.5870	2.2470	2.2702	2.9070
w <sub>em</sub>	0.0763	0.1268	0.2649	0.4535	0.6421	0.7802	0.8307

Cálculo de la w<sub>w</sub> para cada u  
Modelo: Buque Atunero  
Tabla XXXI

	0°	30°	60°	90°	120°	150°	180°
w <sub>es</sub>	0.1010	0.3280	0.9505	1.8000	2.3000	2.6660	2.8000
w <sub>em</sub>	0.0320	0.1040	0.3010	0.5690	0.7270	0.8430	0.8850

Cálculo de la w<sub>w</sub> para cada u  
Modelo: Buque Camaronero  
Tabla XXXII

13.- VALORES DEL COEFICIENTE DE AMORTIGUAMIENTO LINEAL  
HACIENDO USO DE LA TEORIA DE LA REBANADA (STRIP  
THEORY)

u = Angulo de Encuentro (°)	$B_d$ (ton*m*seg)
0	$3.926*10^{-4}$
30	$1.559*10^{-2}$
60	$1.304*10^{00}$
90	$2.480*10^{+1}$
120	$1.565*10^{+2}$
150	$4.323*10^{+2}$
180	$5.988*10^{+2}$

Coeficiente de Amortiguamiento Lineal de Rolido  
Teoría de la Rebanada  
Modelo: Lancha de Pesca Artesanal  
Tabla XXXIII

u = Angulo de Encuentro (°)	$B_d$ (ton*m*seg)
0	$4.624*10^{-3}$
30	$5.867*10^{-2}$
60	$2.333*10^{00}$
90	$3.430*10^{+1}$
120	$1.952*10^{+2}$
150	$5.169*10^{+2}$
180	$7.074*10^{+2}$

Coeficiente de Amortiguamiento Lineal de Rolido  
Teoría de la Rebanada  
Modelo: Buque Atunero  
Tabla XXXIV

$u = \text{Angulo de Encuentro}$ ( $^{\circ}$ )	$B_{\phi}$ (ton*m*seg)
0	$9.620 \cdot 10^{-6}$
30	$3.475 \cdot 10^{-3}$
60	$7.101 \cdot 10^{-1}$
90	$1.729 \cdot 10^{01}$
120	$5.891 \cdot 10^{+1}$
150	$1.233 \cdot 10^{+2}$
180	$1.575 \cdot 10^{+2}$

Coeficiente de Amortiguamiento Lineal de Rolido  
Teoría de la Rebanada  
Modelo: Buque Camaronero  
Tabla XXXV



$$\delta\theta = \theta_n - \theta_{n+1}$$

ARTESANAL

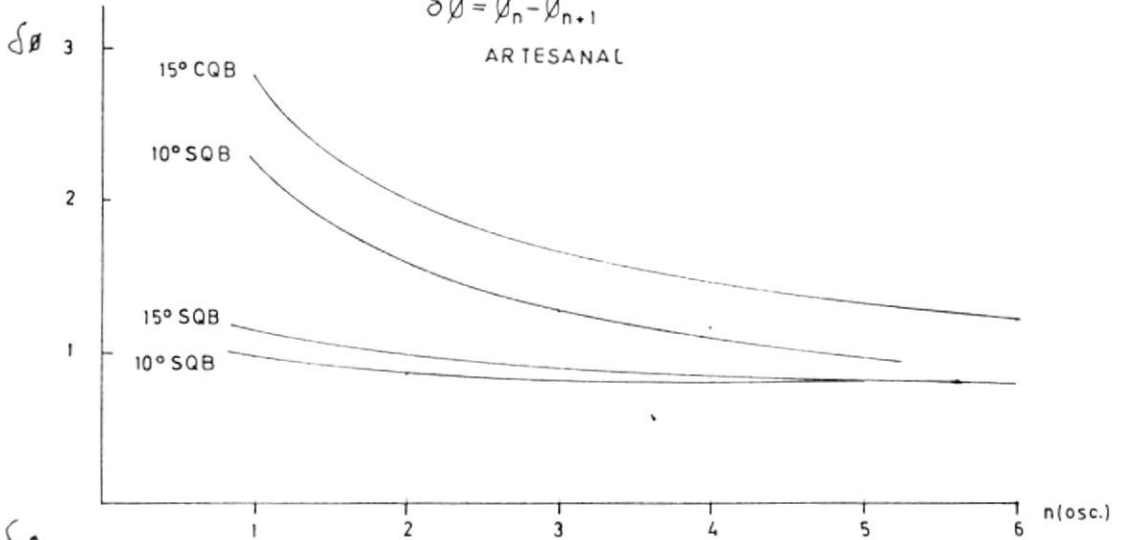


FIGURA No B1

ATUNERO

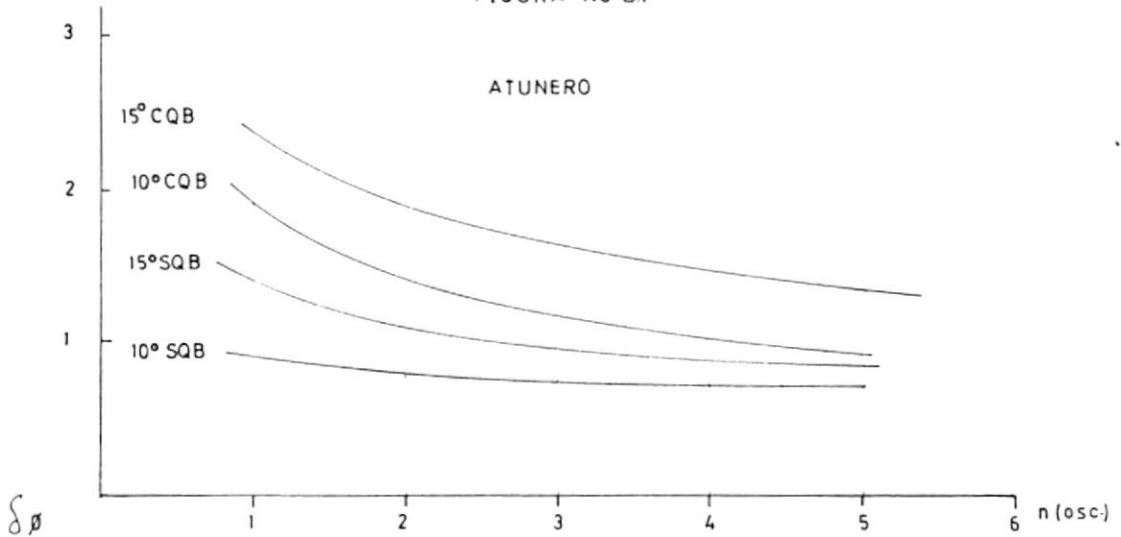


FIGURA No B 2

CAMARONERO

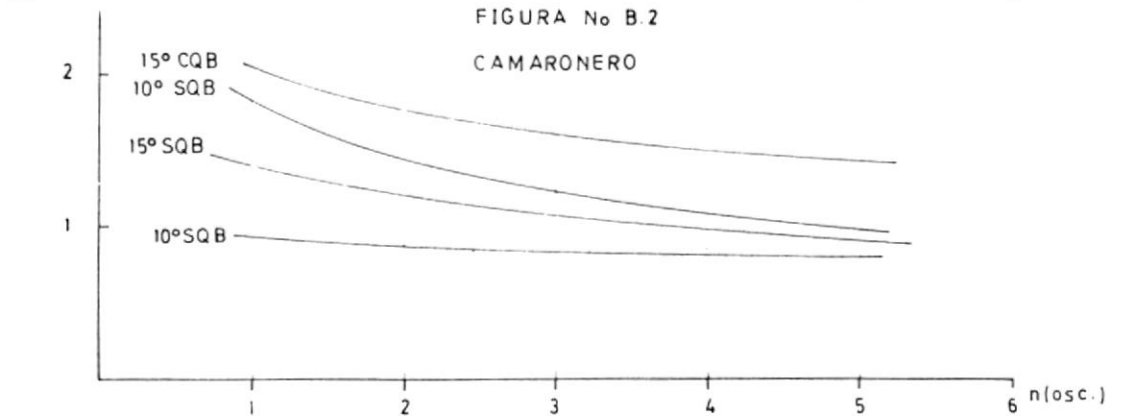
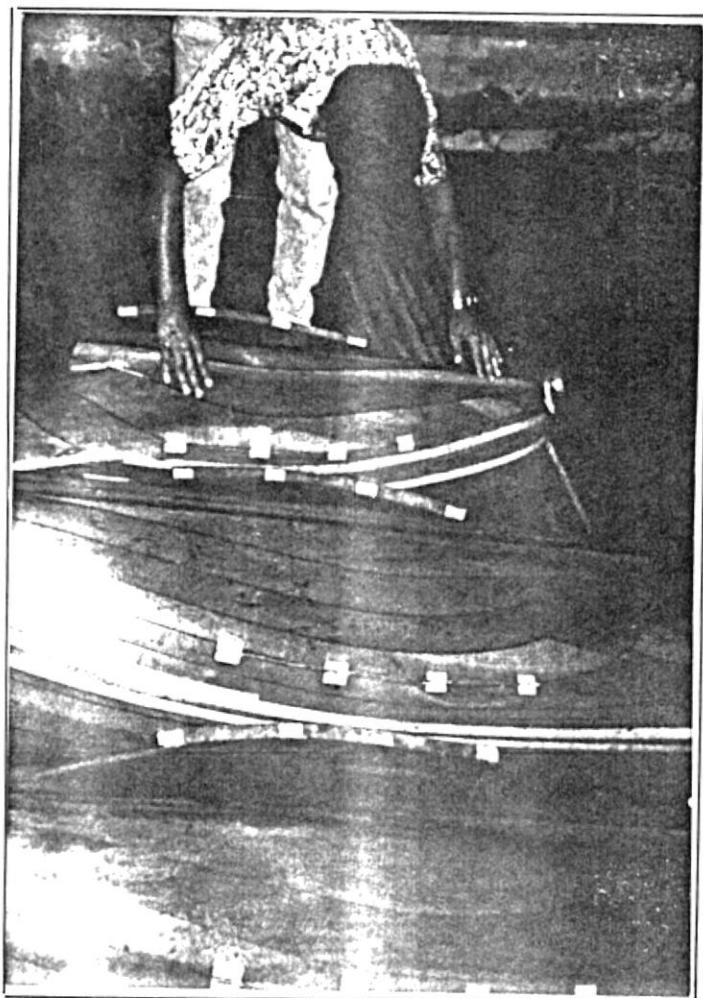


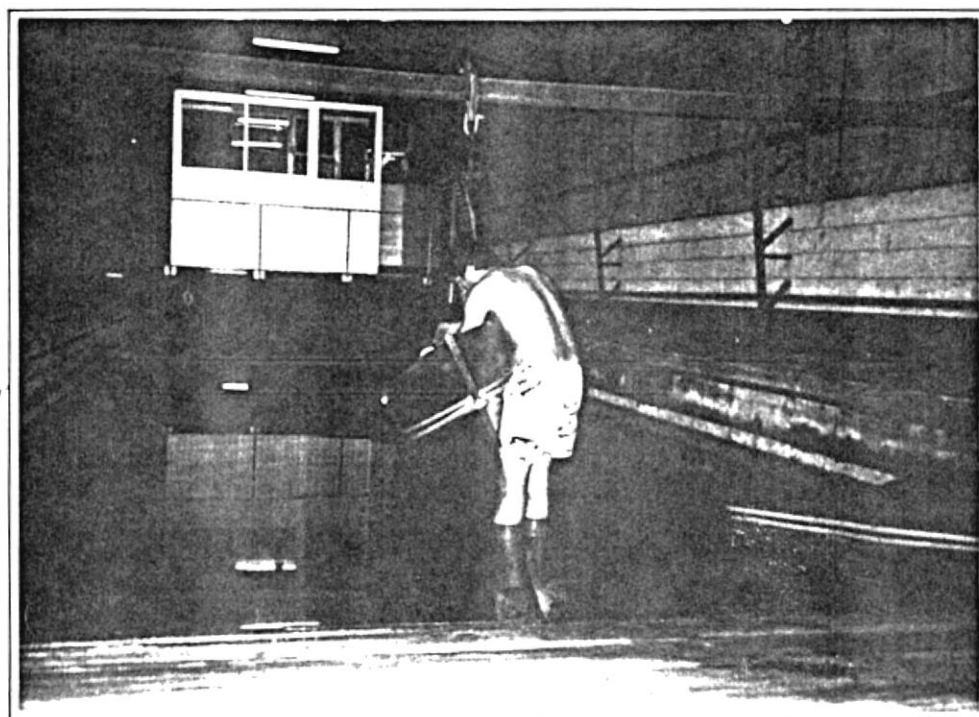
FIGURA No B3

CURVA DE PERDIDA DE AMPLITUD DE ROLIDO

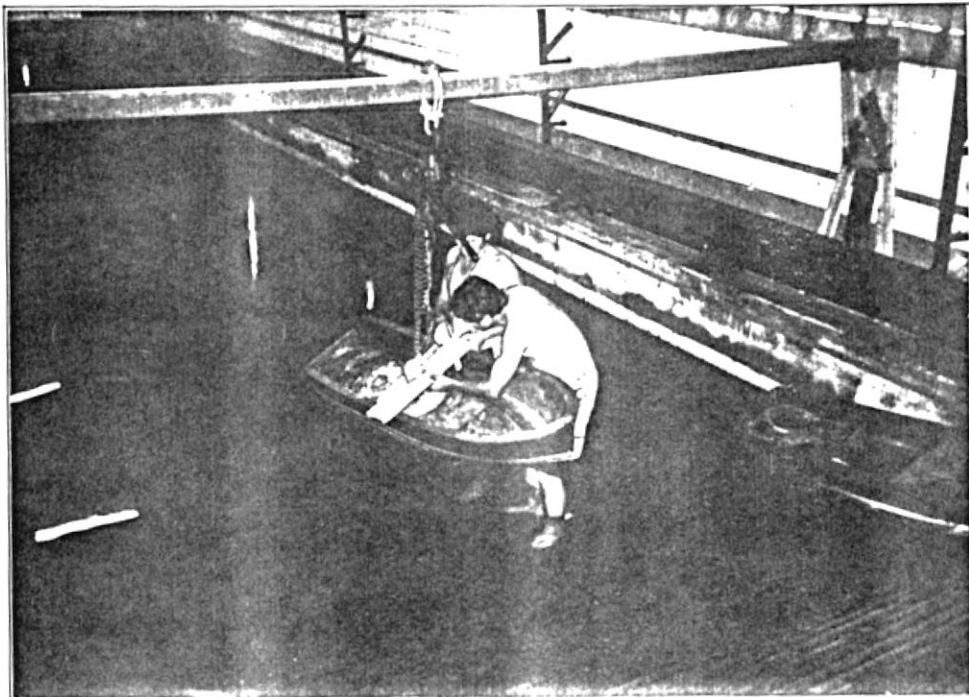


DISPOSICION DE LA QUILLA DE BALANCE EN  
CADA MODELO.

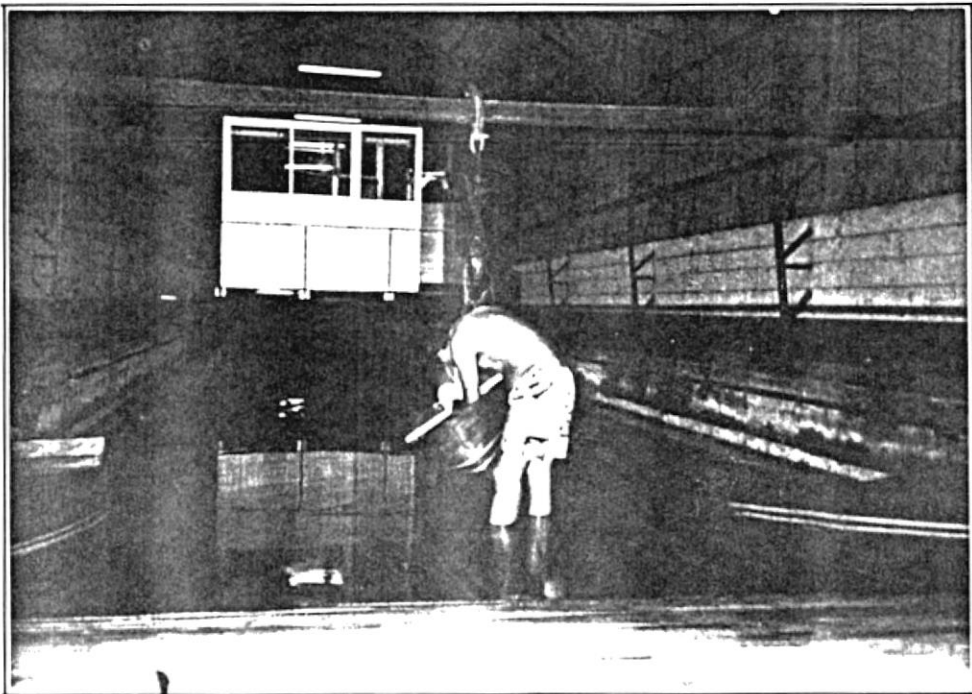
FIGURA No. B.4a



DETERMINACION DEL PERIODO NATURAL

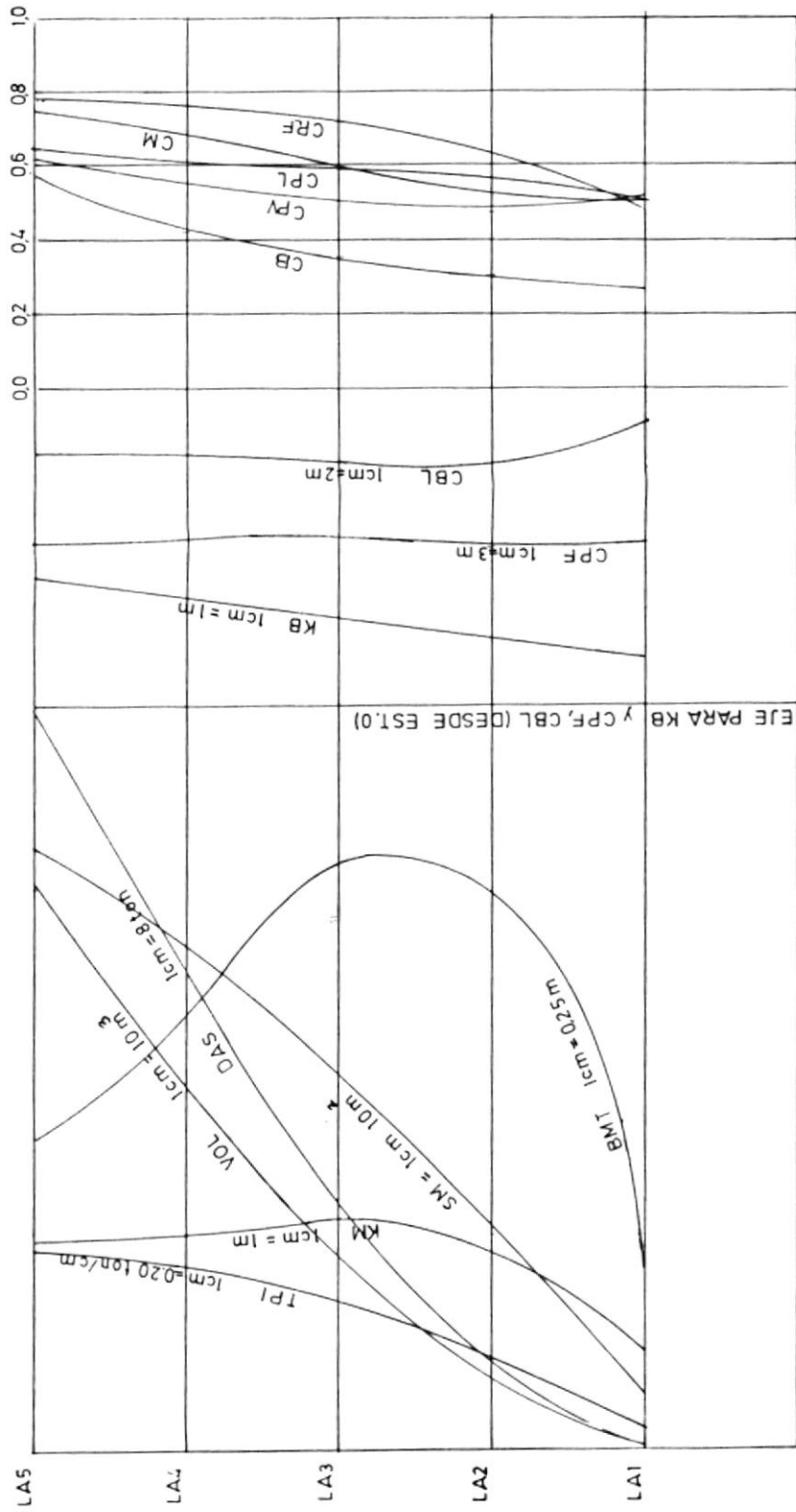


PRUEBA DE INCLINACION



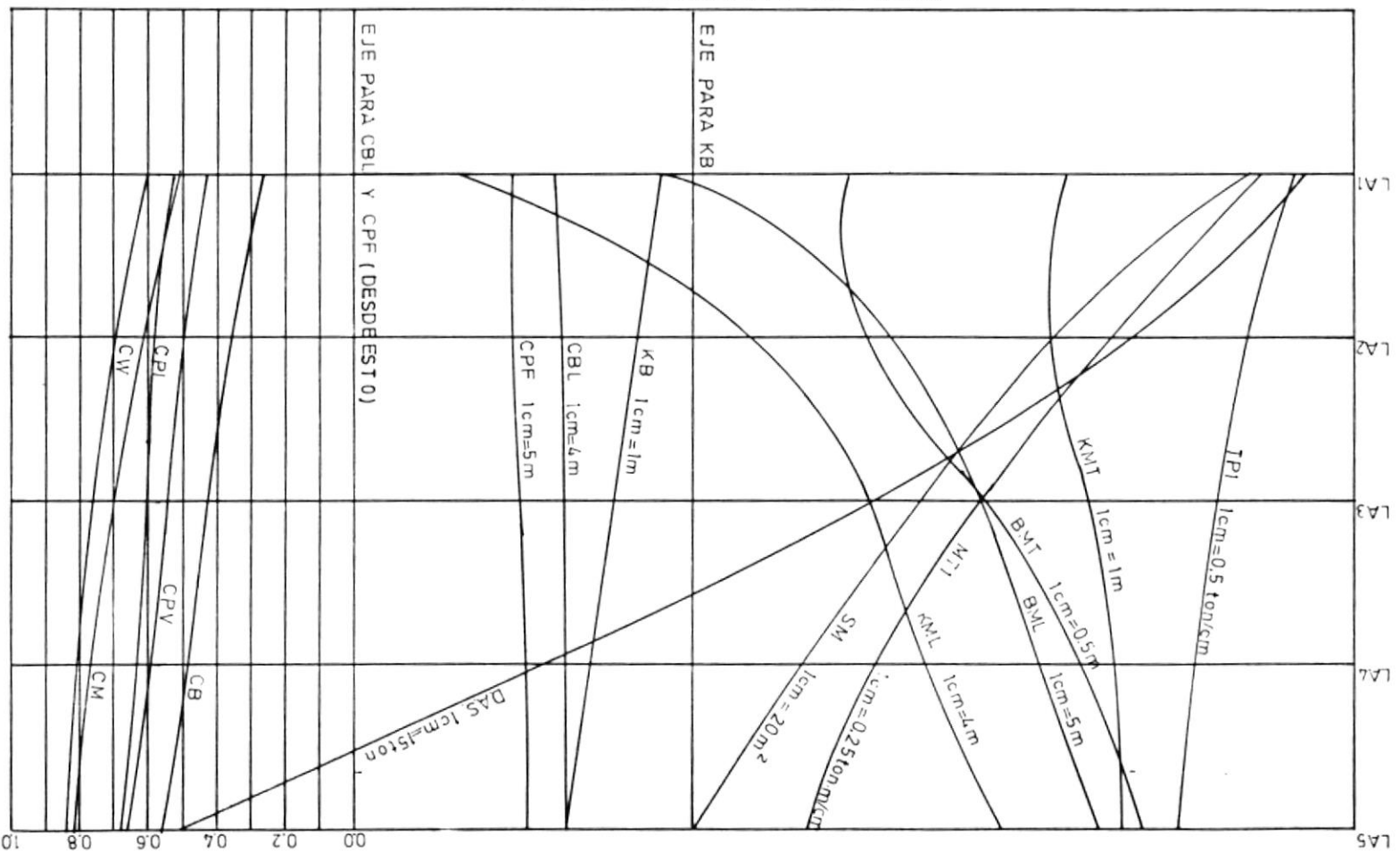
DETERMINACION DEL RADIO DE GIRO

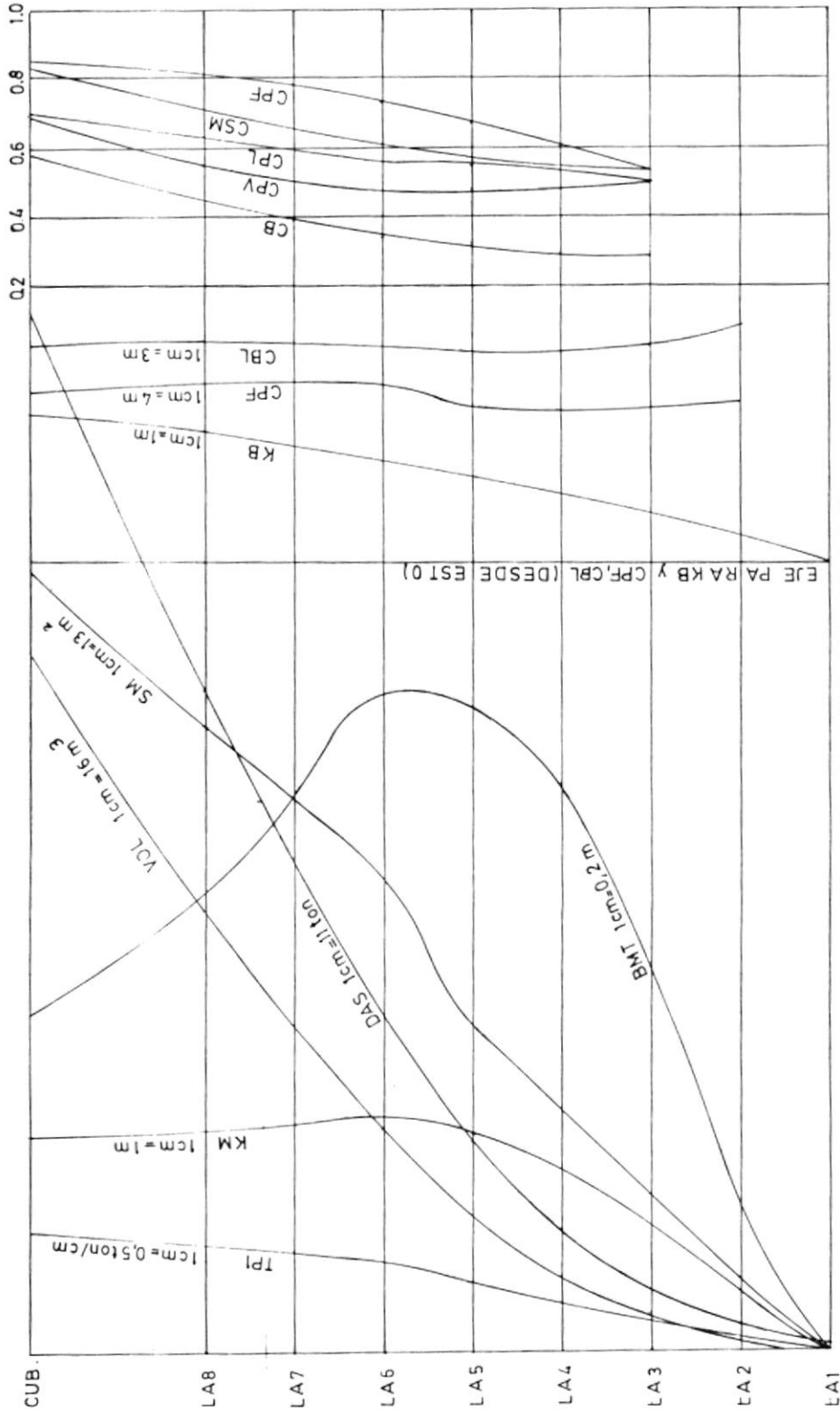
FIGURA No. B.5



CURVAS HIDROSTATICAS  
LANCHA DE PESCA ARTESANAL  
FIGURA No. B7

CURVAS HIDROSTATICAS  
 BUQUE ATUNERO  
 FIGURA Nº 88

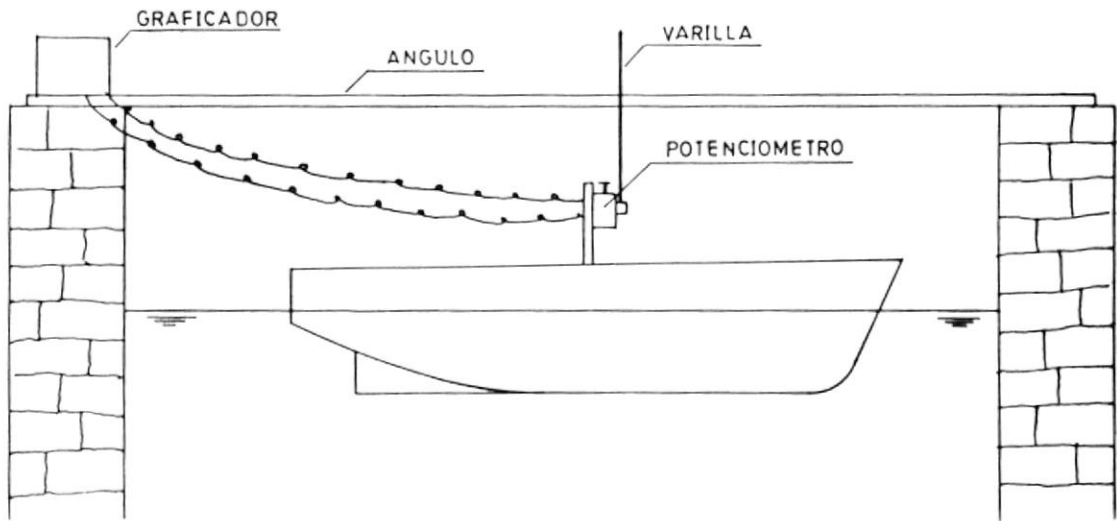




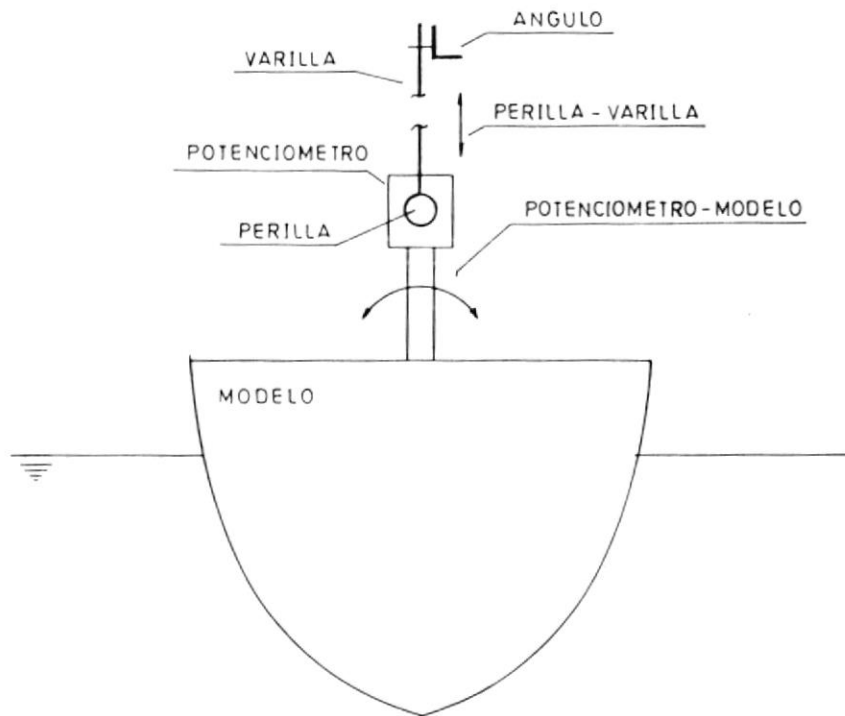
### CURVAS HIDROSTATICAS

HUCUE CAMARONERO

FIGURA. No B9



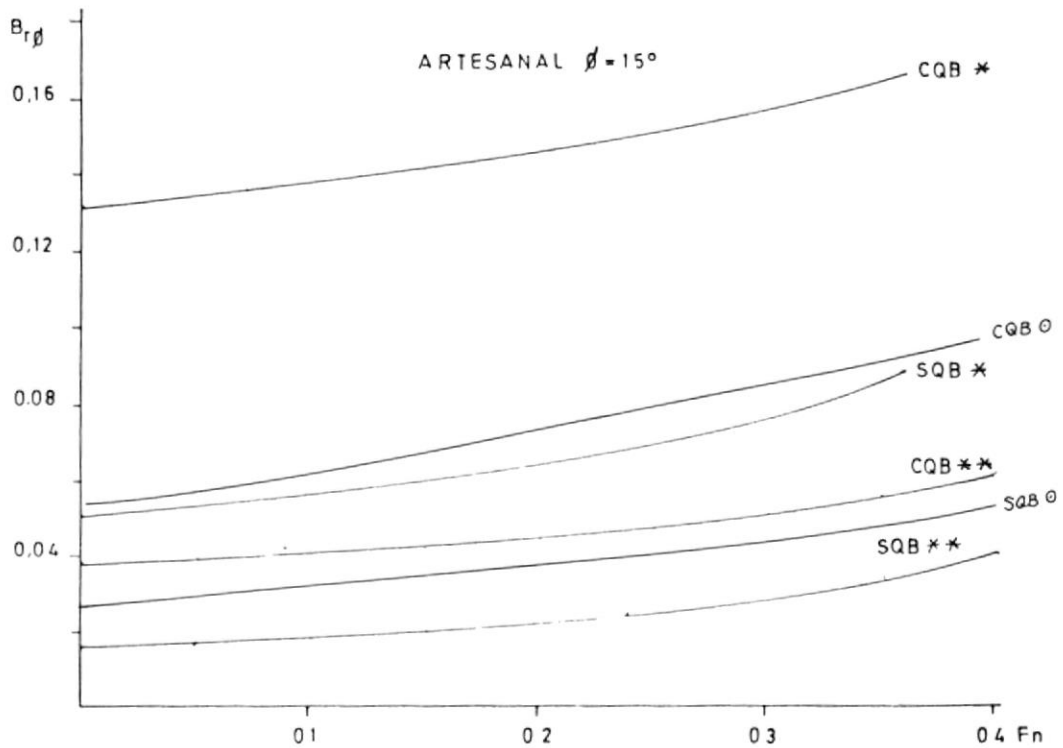
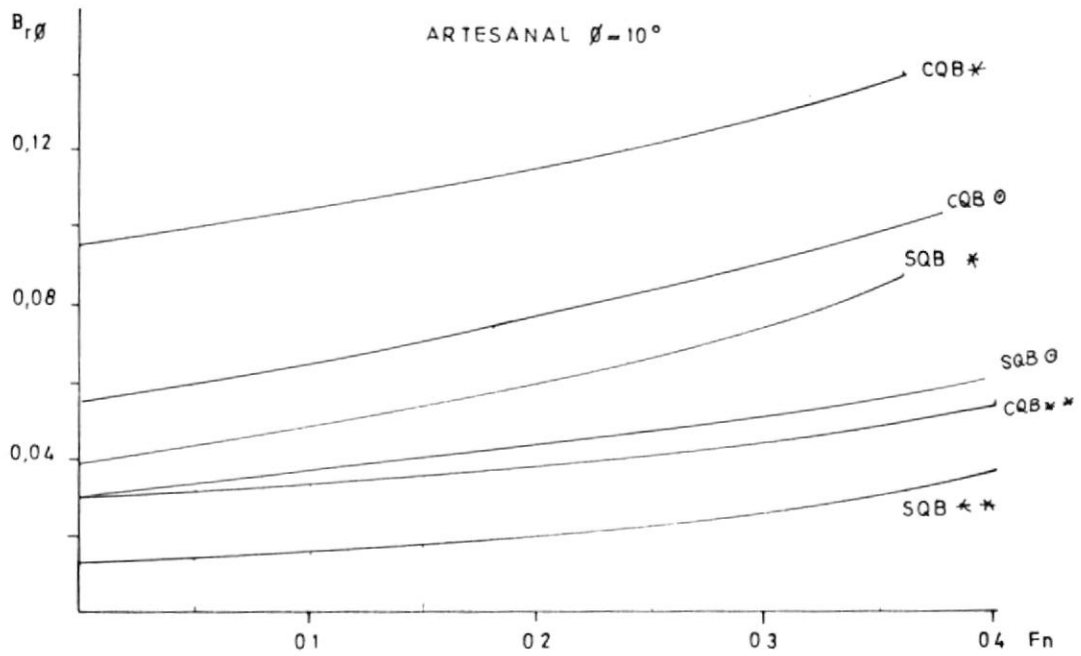
DISPOSICION DEL MODELO PARA REALIZAR PRUEBA DE LA CURVA DE EXTINCION  
(VISTA TRANSVERSAL DEL TANQUE DE PRUEBAS)



MOVIMIENTOS DE POTENCIOMETRO - MODELO Y PERILLA - VARILLA DURANTE LA PRUEBA  
CURVA DE EXTINCION

FIGURA N.º B.10





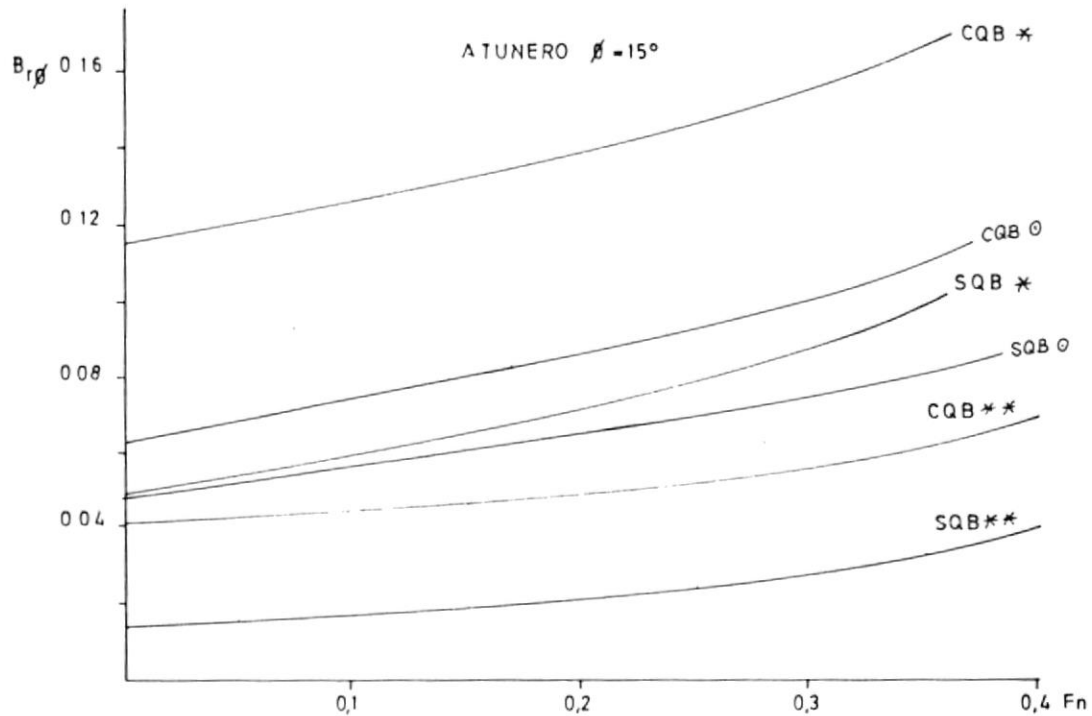
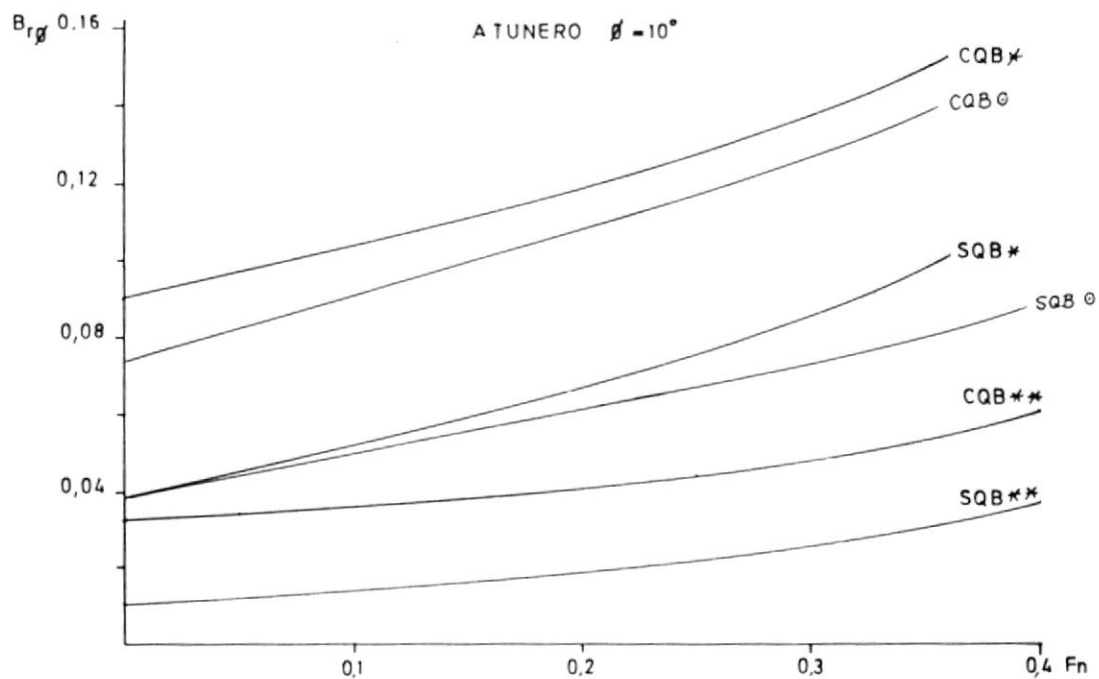
FACTOR DE AMORTIGUAMIENTO DE ROLIDO VS. NUMERO DE FROUDE

\* REF. 25

\*\* REF. 3

° Ec. 222 y 223

FIGURA No B11



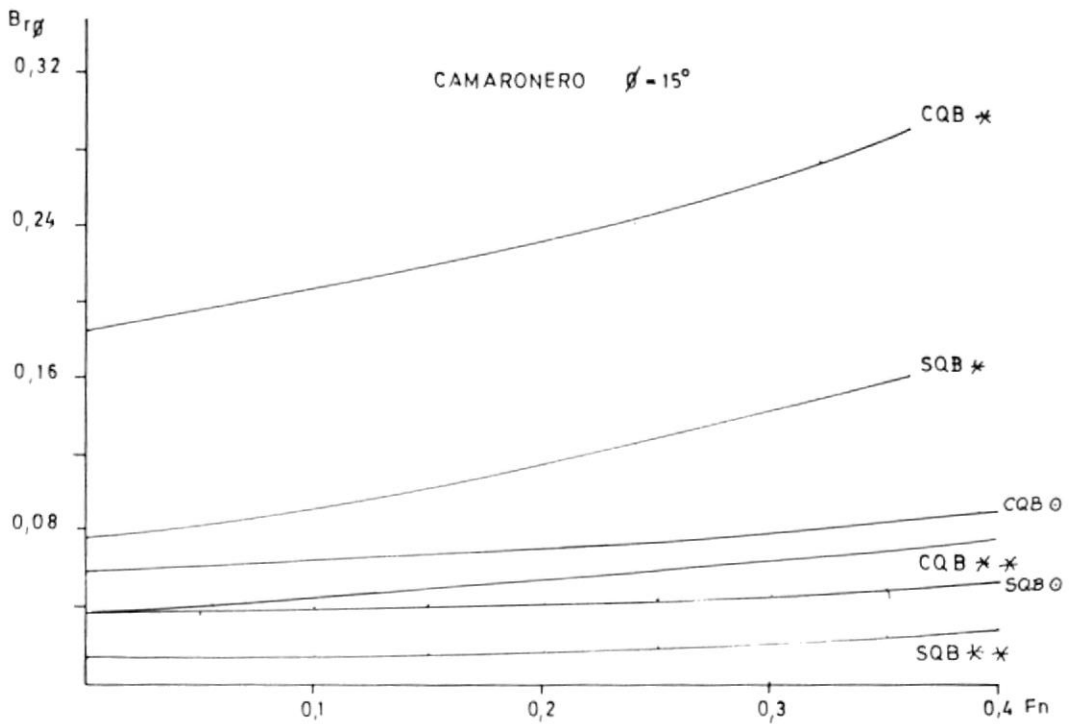
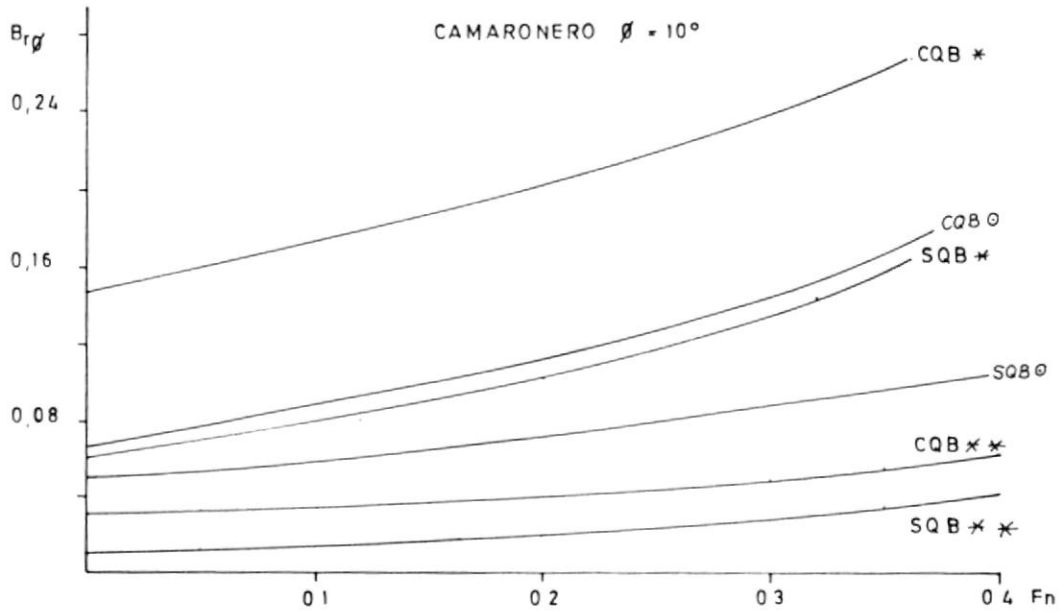
FACTOR DE AMORTIGUAMIENTO DE ROLIDO VS. NUMERO DE FROUDE

\* REF. 25

\*\* REF. 3

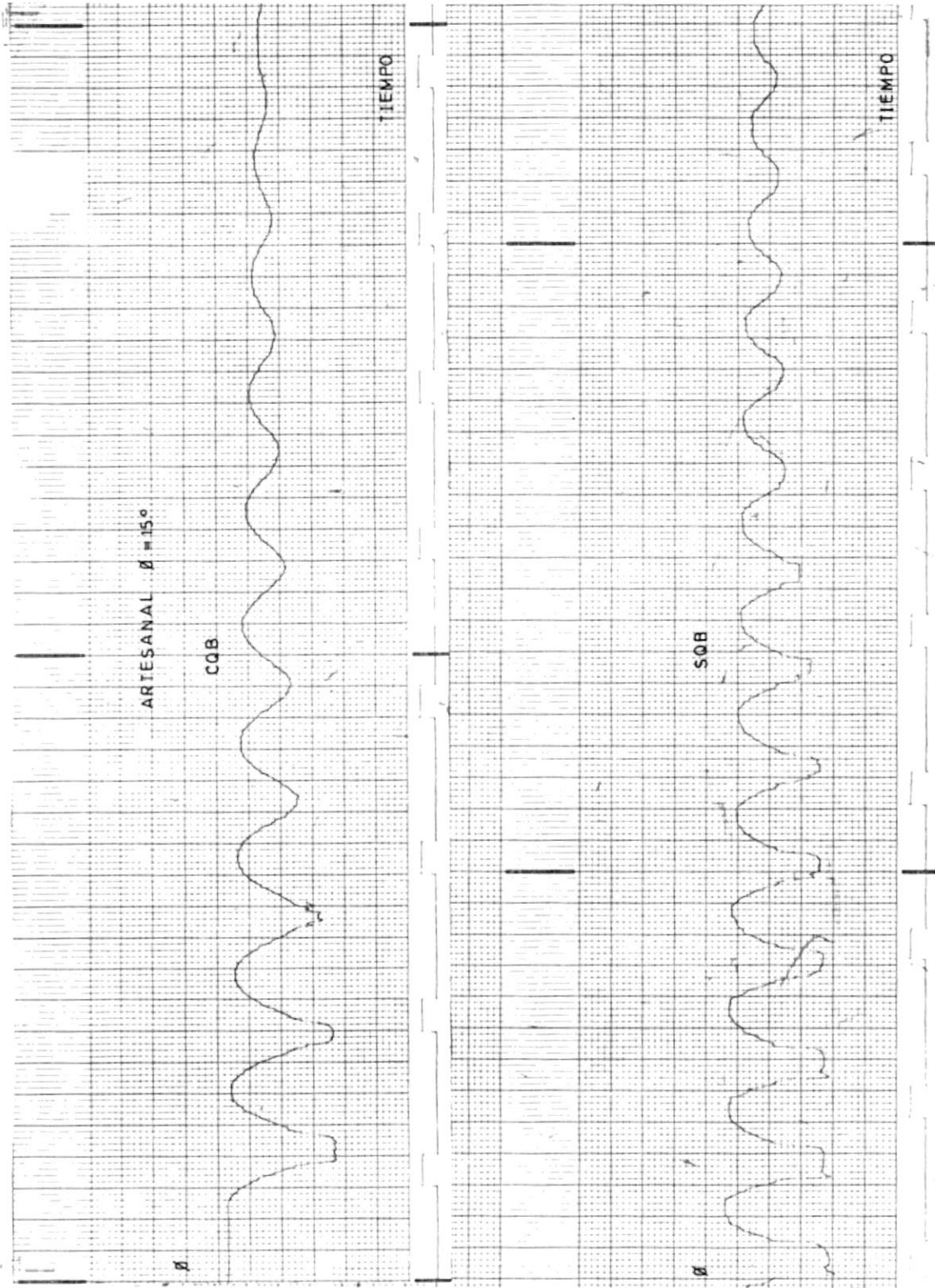
° Ec. 2.22 y 2.23

FIGURA No B.12



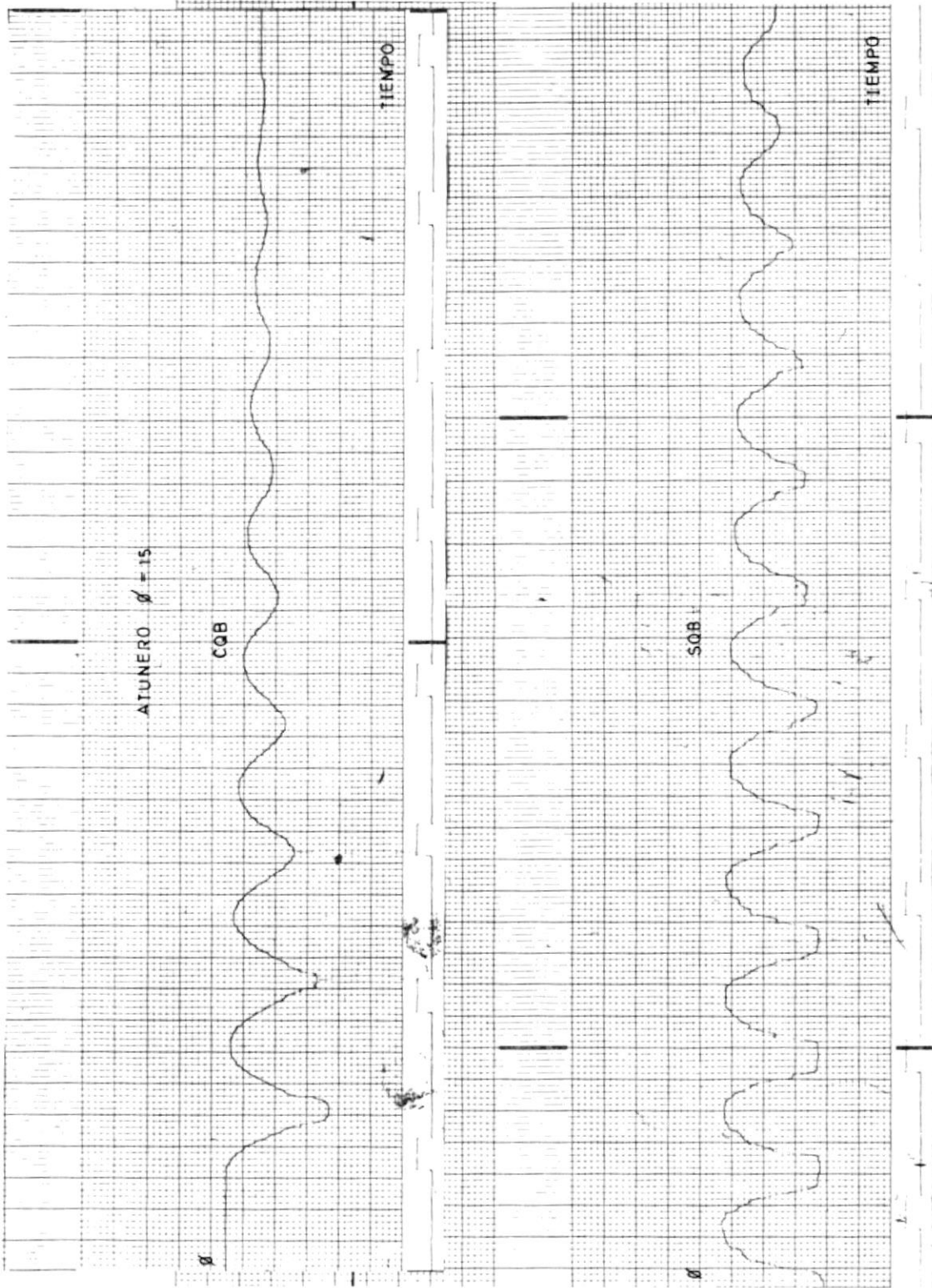
FACTOR DE AMORTIGUAMIENTO DE ROLIDO VS. NUMERO DE FROUDE  
\* REF. 25  
\*\* REF. 3  
◊ Ec. 2.22 y 2.23

FIGURA No. B.13



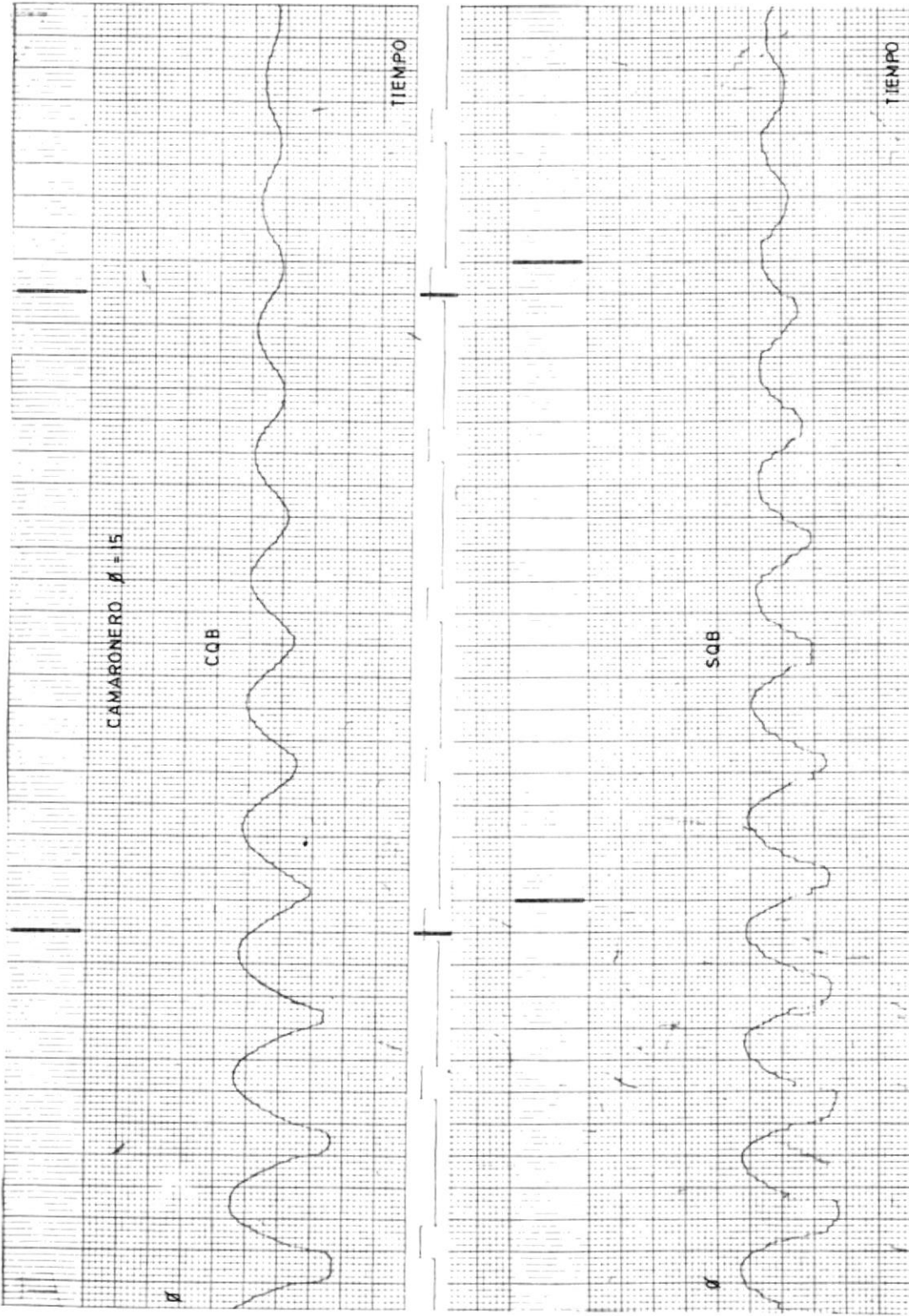
ESCALA HORIZONTAL 1 cm = 0.5 seg  
ESCALA VERTICAL 1 cm = 15.65°

CURVA DE EXTINCION DEL MOVIMIENTO DE ROLIDO:  
FIGURA No. B.14



CURVA DE EXTINCION DEL MOVIMIENTO DE ROLIDO  
FIGURA No B.15

ESCALA HORIZONTAL 1 cm = 0.5 seg  
ESCALA VERTICAL 1 cm = 15.65°



CURVA DE EXTINCION DEL MOVIMIENTO DE ROLIDO  
FIGURA No. B.16

ESCALA HORIZONTAL 1cm = 05 seg.  
ESCALA VERTICAL 1cm = 15,65°

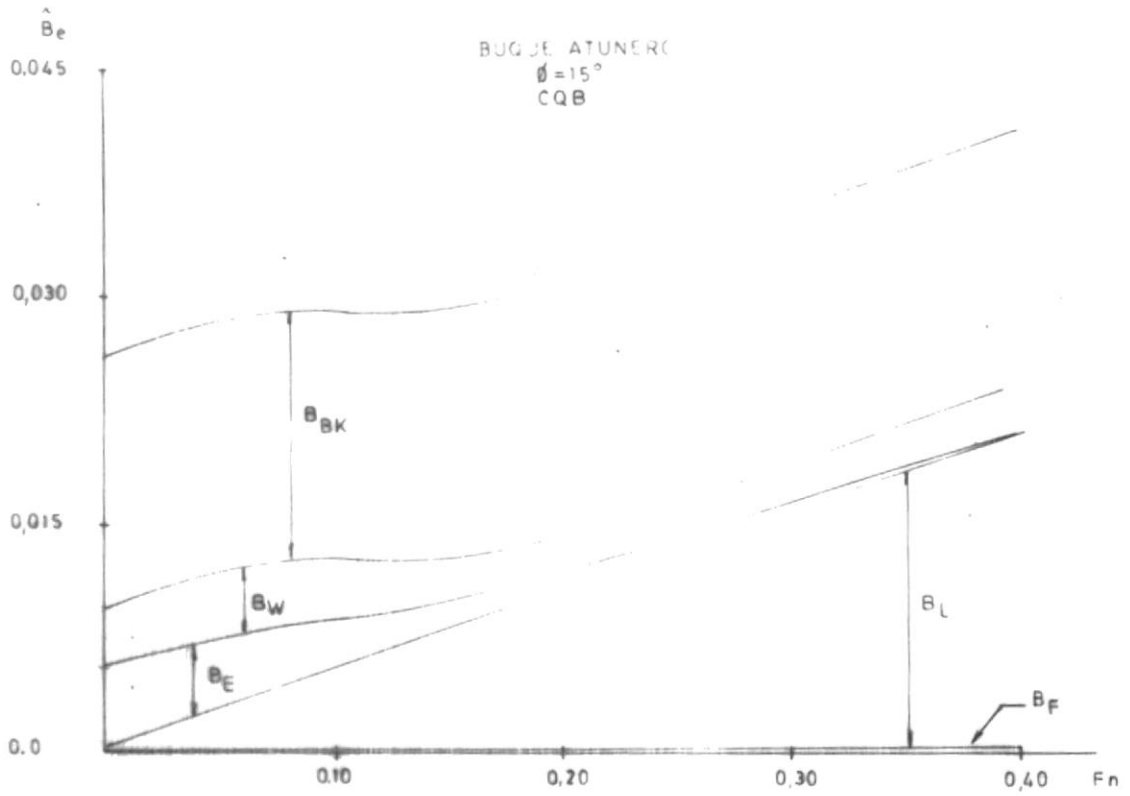
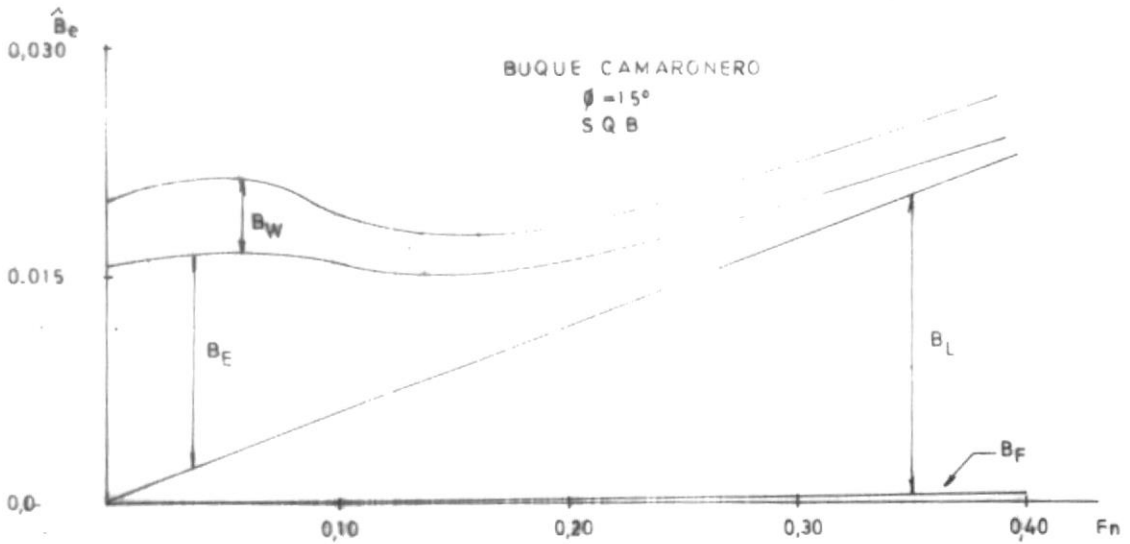


FIGURA No B 17 a



COMPONENTES DEL AMORTIGUAMIENTO DE ROLIDO EN VELOCIDAD DE AVANCE

REF (25)

FIGURA B 17 b

## BIBLIOGRAFIA

1. ANANIEV, DIMITRI, Resistencia de los Buques, Escuela Superior Politécnica del Litoral (ESPOL), Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar, 1980, 36-37 págs.
2. ASOCIACION DE INVESTIGACION NAVAL ESPAÑOLA (ASINAVE). Ensayos de Balance con Distintas Formas Sin Dispositivos de Amortiguamiento, 1982.
3. BHATTACHARYYA, RAMESWAR. Dynamics of Marine Vehicles, John Wiley & Sons, Inc, New York-EE.UU, 1978, 75-95, 208-219, 278-330 págs.
4. CONCEICAO, C.A.L. AND NEVES, M.A.S.. RBE Revista Brasileira de Engenharia Vol.1/N.1, Artículo: Stability of Intact Ships in Waves, Sociedad Brasileira de Engenharia Naval, Caderno de Engenharia Naval, 1984, 31-43 págs.
5. DOMINGUEZ, MARTIN. Cálculo de Estructuras de Buques, Madrid-España, 1969, 269-272 págs.



6. **OMI: ORGANIZACION MARITIMA INTERNACIONAL.** Conferencia Internacional sobre Líneas de Carga, 1966.
7. **OMI: ORGANIZACION MARITIMA INTERNACIONAL.** Conferencia Internacional sobre la Seguridad de los Buques Pesqueros 1977, Convenio Internacional de Torremolinos para la Seguridad de los Buques Pesqueros, 1977.
8. **ESPOL.** Lancha de Pesca Artesanal, Proyecto Fonapre-ESPOL MAR-2F-84, Planos No.1, 2 y 3, Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar, Guayaquil-Ecuador, 1987.
9. **ESPOL.** Buque Camaronero, Proyecto FONAPRE-ESPOL MAR-OPT-00.-8., Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar, Guayaquil-Ecuador, 198..
10. **ESPOL.** Buque Atunero, Proyecto FONAPRE-ESPOL MAR-OPT-003-86, Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar, Guayaquil-Ecuador, 1986.
11. **ESPOL.** MARIN L., JOSE R. Programa sobre Diseño Propulsivo de una Embarcación, Guayaquil-Ecuador, 1991.

12. **ESPOL.** Métodos de Optimización, Documentación de Programas Aplicables a Problemas No Lineales Multidimensionales Restringidos y No Restringidos, Materia Complementaria de Tópicos de Graduación, Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar, Guayaquil-Ecuador, 1991.
  
13. **ESPOL.** Programa **PROPI.FOR:** Cálculo de la Potencia de Pequeñas Embarcaciones, Proyecto de Embarcaciones Pesqueras, **FONAPRE-ESPOL,** Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar, Guayaquil-Ecuador, 1987.
  
14. **ESPOL.** Programa **SHCP.FOR:** Cálculo de Características Hidrostáticas de un Buque, Proyecto de Embarcaciones Pesqueras, **FONAPRE-ESPOL,** Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar, Guayaquil-Ecuador, 1987.
  
15. **GOUDEY, CLIFFORD A. AND VENUGOPAL, MADAN.** Marine Technology and Sname News, April 1989, Volume 26, Número 2, Artículo: "Roll Damping on The New England Trawlers an Experimental Study", The Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1989, 160-167 págs.

16. LLOYD, A. R. J. M.. Seakeeping Ship Behavior in Rough Weather, Jhon Wiley & Sons, New York, 1989, 206-212, 221-233, 287-330, 343-348 págs.
17. MATAIX CLAUDIO, Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas, 2da. Edición, Harla S.A., 1982, México, 621-623 págs.
18. NICOLSON IAN. Small Steel Craft Design, Construction and Maintance, Granada Publishing, Canada, 1978, 72-76 págs.
19. NOLAN T. AND BOLIVAR VACA R. Optimizacion de Embarcaciones para la Pesca Artesanal, ESPOL, Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar, Guayaquil-Ecuador, 1973.
20. O'DOGHERTY, PASCUAL. Comportamiento en la Mar de Buques Pesqueros, IX Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval, Espana, Septiembre 1978, 374-375 págs.
21. ROSELL, HENRY E.. Principles of Naval Architecture, Motions in Waves and Controllability, Vol. III, SNAME, 1989, 127-135 págs.

22. G. VAN OORTMERSEN. A Power Prediction Method and its Application to Small Ships, Netherlands Ship Model Basin, Wageningen, The Netherlands, 1971, Vol.18.
23. THOMSON WILLIAM T. Teoría de Vibraciones - Aplicaciones, Editorial Prentice/Hall International Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, 1982, 30-31 págs.
24. NEVES, MARCELO A.S., NELSON A. PEREZ M., CARLOS F.O. SANGUINETTI V. X Pan American Congress of Naval Engineering Transportation and Port Engineering, Artículo: Estabilidad Transversal de Buques Pesqueros en Frecuencia Resonante, 1987, 335-365 págs.
25. YOJI HIMENO. Prediction of Ship Roll Damping-State of The Art, No.239, The Department of Naval Architecture and marine Engineering, The University of Michigan College of Engineering, September 1981, 4-52 y 59-74 págs.
26. YOSHIHO IKEDA AND JOJI HIMENO. Report of Department of Naval Architecture, No. 00403, Artículo: On Eddy Making Component of Roll Damping Force on Naked, 1977

27. YOSHIHO IKEDA, JOJI HIMENO AND NORIO TAMAKA. Report of Department of Naval Architecture, No. 00404, Artículo: Components of Roll Damping of Ship at Forward Speed, 1977.